

# **FORSCHUNGSBERICHT AGRARTECHNIK**

des Arbeitskreises Forschung und Lehre der

Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) **632**

Arwid Meiners

**Potentialbewertung effizienzsteigernder  
Technologien bei Landmaschinen in  
Verfahrensketten mit Körnerfruchternte**

**Potentialbewertung effizienzsteigernder Technologien bei Landmaschinen  
in Verfahrensketten mit Körnerfruchternte**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte  
Abhandlung**

**Vorgelegt von**

**Arwid Steffen Meiners, M.Sc.**

**aus Wolfenbüttel**

Hauptberichter:

Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger

Mitberichter:

Prof. Dr. Ludger Frerichs

Tag der mündlichen Prüfung:

27.01.2023

Institut für Agrartechnik

Stuttgart 2023



**Arwid Steffen Meiners**

**Potentialbewertung effizienzsteigernder  
Technologien bei Landmaschinen in  
Verfahrensketten mit Körnerfruchternte**

D 93 (Diss. Universität Stuttgart)

Shaker Verlag  
Düren 2023

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2023

Copyright Shaker Verlag 2023

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-9030-7

ISSN 0931-6264

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren

Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9

Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

## **VORWORT**

Diese Arbeit entstand im Wesentlichen in den Jahren 2016 bis 2021 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Grundlagen der Agrartechnik des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim. Das Forschungsprojekt wurde vom Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft gefördert, dem an dieser Stelle gedankt sei. Ebenso danke ich den vielen Partnern aus Industrie und Wissenschaft für die lehrreichen Erfahrungen und die vertrauensvolle Kooperation bei der gemeinsamen Projektbearbeitung.

Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger für die Betreuung dieser Arbeit. Durch das entgegengebrachte Vertrauen und Freiräume bei Forschungsprojekten und der Ausgestaltung der Lehre sowie die Möglichkeit zur persönlichen Entwicklung gelingt es ihm geschickt, den passenden Rahmen für gute Forschung zu schaffen. Prof. Dr. L. Frerichs danke ich für die Übernahme des Mitberichts und seine konstruktiven Anmerkungen dabei. Beiden danke ich auch für die fachliche Begleitung des Projekts. Prof. Dr.-Ing. T. Maier gilt mein Dank für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Die Zeit in Hohenheim war etwas Besonderes und für mich sehr prägend. Allen Kolleginnen und Kollegen des Fachgebiets gilt mein herzlicher Dank für die ständige Hilfsbereitschaft und das angenehme Arbeitsklima. In unzähligen Diskussionen mit euch habe ich meinen fachlichen Horizont erweitern können und oft Anregung für neue Ideen gefunden. Aber auch die gesellschaftlichen Anlässe sind dabei nicht zu kurz gekommen. Des Weiteren danke ich allen Mitarbeitern der Werkstatt und der Messtechnik für die vielseitige Unterstützung, die bei den oft aufwändigen Feldeinsätzen der Versuchsmaschinen nötig war. Genauso gilt mein Dank den zahlreichen wissenschaftlichen Hilfskräften und Studierenden, die mich mit der Bearbeitung wichtiger Teilaufgaben unterstützt haben.

Außerordentlicher Dank gebührt meinen Eltern, die mich stets dazu ermutigt und mir diesen Weg auch ermöglicht haben. Meiner Frau Frederike widme ich diese Arbeit. Sie hat mich beständig unterstützt, für lange Zeit auf viele gemeinsame Momente verzichtet und sich gerade in den letzten Monaten der Entstehung dieser Arbeit liebevoll um unseren Sohn Matthis gekümmert. Ihr gemeinsam habt dies erst möglich gemacht. Danke!



**INHALTSVERZEICHNIS**

FORMELZEICHEN.....	III
ABKÜRZUNGEN .....	IX
KURZFASSUNG.....	X
ABSTRACT.....	XI
1 EINLEITUNG.....	1
2 STAND DER TECHNIK UND DER FORSCHUNG .....	4
2.1 Modellierung des Kraftstoffverbrauchs in Verfahrensketten .....	4
2.1.1 Traktoren .....	4
2.1.2 Arbeitsgeräte.....	18
2.1.3 Erntemaschinen.....	22
2.1.4 Verfahrensketten.....	24
2.2 Effizienzsteigernde Technologien.....	25
2.2.1 Traktoren .....	26
2.2.2 Arbeitsgeräte.....	33
2.2.3 Mähdrescher .....	34
2.2.4 Verfahrensketten.....	37
2.3 Bewertungsverfahren effizienzsteigernder Technologien .....	38
2.3.1 Standardisierte Prüfzyklen.....	39
2.3.2 Reale Fahrversuche .....	41
2.3.3 Virtueller Versuch.....	43
3 PRÄZISIERUNG DER AUFGABENSTELLUNG .....	49
4 ENTWICKLUNG DES HOHENHEIMER MASCHINENMODELLS.....	52
4.1 Anforderungsanalyse für die Modellentwicklung.....	52
4.2 Die Maschinenkombination als Gesamtansatz .....	54
4.3 Traktoren .....	57
4.3.1 Modelltopologie .....	58
4.3.2 Modellierung des Reifen-Boden-Kontakts .....	60
4.3.3 Modellierung von Antriebsstrang und Motor .....	67
4.3.4 Modellierung des Fahrreglers.....	76
4.3.5 Parametrierung des Modells .....	80
4.4 Arbeitsgeräte.....	85
4.4.1 Modelltopologie .....	85
4.4.2 Integration und Entwicklung von Modellgleichungen.....	87
4.4.3 Parametrierung des Modells .....	89
4.5 Mähdrescher .....	90
4.5.1 Modelltopologie .....	90
4.5.2 Modellierung des Antriebsstrangs.....	92
4.5.3 Modellierung der Prozesskomponenten.....	95
4.5.4 Feldversuche zur Parametrierung des Modells .....	97
4.5.5 Parametrierung des Modells .....	112
4.6 Verfahrenskette.....	118

---

4.7	Modellvalidierung .....	120
4.7.1	Traktor mit Arbeitsgerät .....	121
4.7.2	Mähdrescher .....	129
4.7.3	Verfahrenskette.....	136
5	TECHNOLOGIEBEWERTUNG UND OPTIMIERUNG VON VERFAHRENSKETTEN .....	138
5.1	Konkretisierung der Methode zur Technologiebewertung.....	138
5.2	Implementierung von Technologien im Simulationsmodell .....	141
5.2.1	Traktor mit Arbeitsgerät .....	142
5.2.2	Mähdrescher .....	145
5.3	Potentialbewertung der effizienzsteigernden Technologien .....	146
5.3.1	Verfahrensschritte der Bodenbearbeitung .....	146
5.3.2	Verfahrensschritte der Aussaat.....	154
5.3.3	Verfahrensschritte der Pflegemaßnahmen .....	155
5.3.4	Verfahrensschritte der Ernte .....	158
5.4	Verwertung der Ergebnisse und Nutzen der Methode .....	161
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK .....	169
7	LITERATURVERZEICHNIS .....	173
8	ANHANG.....	204

**FORMELZEICHEN**

$a_1$ bis $a_4$	-	Koeffizienten math. Beschreibung Triebkraftbeiwert
$b_1, b_2$	-	Koeffizienten math. Beschreibung Rollwiderstandsbeiwert
$b_e$	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
$b_{e,Zykl}$	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch im PowerMix-Zyklus
$b_{AG}$	m, Werkzeug	Breite Arbeitsgerät, Anzahl Werkzeuge
$b_{konstr}$	m	konstruktive Reifenbreite
$B_{abs}$	l	absoluter Kraftstoffverbrauch
$B_h$	l/h	zeitbezogener Kraftstoffverbrauch
$B_A$	l/ha	flächenbezogener Kraftstoffverbrauch
$B_{A,Basis}$	l/ha	flächenbezogener Kraftstoffverbrauch Basisausstattung
$B_{A,Szenario\ x}$	l/ha	flächenbezogener Kraftstoffverbrauch Szenario x
$B_{m,GE}$	l/t	erntemengenbezogener Kraftstoffverbrauch, umgerechnet in Getreideeinheiten
$c_1, c_2$	-, l/h bzw. kW	Koeffizienten Ausgleichsgerade
$E_{ASABE}$	N/m <sup>2</sup> , N/Werkzeug·m	Einheitenkorrektur des ASABE-Berechnungsansatz für die Zugkraft von Arbeitsgeräten
$f$	Hz	Frequenz
$F$	kN	Kraft
$F_T$	kN	Triebkraft
$g$	m/s <sup>2</sup>	Gravitationsbeschleunigung
$G$	m	Koordinate Schwerpunkt
$H$	m	Koordinate Koppelpunkt Heck
$i$	-	Übersetzungsverhältnis
$k_{Bewuchs}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Bewuchs
$k_{Boden}$	-	Faktor Bodenwiderstand
$k_{Breite}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Reifenbreite
$k_{Druck}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Reifeninnendruck
$k_{Feuchte}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Bodenfeuchte
$k_{Fest,O}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Oberbodenfestigkeit
$k_{Fest,U}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Unterbodenfestigkeit
$k_{Radius}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Reifenradius

$k_{\text{Reifen}}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Reifen
$k_{\text{Ton}}$	-	k-Faktor Reifen-Boden-Modell für Tongehalt
$k_{\gamma}$	-	Skalierungsfaktor Schwenkwinkel Hydropumpe
$k_{\lambda}$	-	Skalierungsfaktor Teillast Getriebe: Motorauslastung
$k_{\lambda,\nu}$	-	Skalierungsfaktor Teillast Getriebe: Kombiniert
$k_{\nu}$	-	Skalierungsfaktor Teillast Getriebe: Norm. Fahrgeschwindigkeit
$L$	m	Koordinate Lastangriffspunkt
$\dot{m}$	t/h	Massendurchsatz
$m_{a,1}$ bis $m_{a,6}$	-	Regressionskoeffizienten Motorkennfeld
$m_A$	t/ha	Ertrag
$m_{b,1}$ bis $m_{b,4}$	-	Regressionskoeffizienten Vollastkennlinie
$m_{c,1}$ , $m_{c,2}$	-	Regressionskoeffizienten Abregelgerade
$M$	Nm	Drehmoment
$M_T$	Nm	Antriebsmoment
$n$	1/min	Drehzahl
$N_{Zn}$	-	Anzahl Zinken
$p_1$	bar	Reifeninnendruck
$p_{Ol}$	bar	Öldruck
$p_{00}$	kW	Regressionskoeffizient Prozesskomponenten
$p_{10}$	kW·h/t	Regressionskoeffizient Prozesskomponenten
$p_{01}$	kW	Regressionskoeffizient Prozesskomponenten
$p_{20}$	kW·h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	Regressionskoeffizient Prozesskomponenten
$p_{11}$	kW·h/t	Regressionskoeffizient Prozesskomponenten
$P$	kW	Leistung
$Q$	m	Koordinate Koppelpunkt Front
$r_{\text{dyn}}$	m	dynamischer Reifenabrollradius
$r_{\text{konstr}}$	m	konstruktiver Reifenradius
$r_{\text{stat}}$	m	statischer Reifenradius
$R^2$	-	Bestimmtheitsmaß
$s_{DS}$	mm	Spaltweite Dreschtrummel
$S$	Nm, bar, 1/min	empirische Standardabweichung
$t$	s	Zeit

$t_{AG}$	m	Arbeitstiefe Arbeitsgerät
$U$	%	Feuchtegehalt
$v$	km/h	Geschwindigkeit
$V_K$	-	Variationskoeffizient
$\dot{V}_{Öl}$	l/min	Volumenstrom Öl
$x, y, z$	m	Koordinaten
$X$	l/h, kW	Einzelwert einer Messung oder Simulation
$\bar{X}$	Nm, bar, l/min	empirischer Mittelwert
$Z_{spez}$	kN/m	spezifischer Pflugwiderstand
$Z_0$	kN/m	statischer Pflugwiderstand
$\alpha$	°, %	Winkel
$\alpha_1$ bis $\alpha_5$	-	Regressionskoeffizienten Modellgleichungen Arbeitsgeräte
$\beta_1$ bis $\beta_3$	-	Korrekturfaktoren Reifen-Boden-Modell
$\gamma$	°	Schwenkwinkel Hydropumpe
$\delta_{\lambda,1}, \delta_{\lambda,2}$	-	Regressionskoeffizienten Teillastfaktor $k_\lambda$
$\delta_\nu$	-	Regressionskoeffizient Teillastfaktor $k_\nu$
$\varepsilon$	-	Massenanteil der Nicht-Korn-Bestandteile
$\bar{\varepsilon}$	°	relative mittlere Abweichung
$\bar{\varepsilon}_{QMW}$	°	relative mittlere quadratische Abweichung
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\kappa$	-	Triebkraftbeiwert
$\lambda$	-	Auslastung
$\rho$	-	Rollwiderstandsbeiwert
$\rho_e$	-	Rollwiderstandsbeiwert bei Nullschlupf
$\rho_{Schütt,Korn}$	kg/m <sup>3</sup>	Schüttdichte von Korn
$\sigma$	-	Schlupf
$\tau$	kNm/s <sup>2</sup>	dynamischer Zugwiderstand
$\Phi_A, \Phi_B$	-	Effizienzmaße Technologie A und B
$\Psi$	-	Effizienzsteigerung
$\Omega$	-	Betrachtungsebene

**INDIZES**

1, 2, 3, 4	Zähler
abs	absolut
akt	aktuell
AG	Arbeitsgerät
B	Beschleunigung
BB	Bodenbearbeitung
ber	berechnet, berechnete Größe
bez	bezogen, bezogene Größe
DG	Differentialgetriebe
Diff	Differenz
DW	Dreschwerk
E	Einsatz
EA	Endantrieb
f	front, in der Front
F	Fahrzeug
FA	Fahrerantrieb
ges	gesamt
<i>g</i>	Gravitationsbeschleunigung
G	Getriebe
GBB	Grundbodenbearbeitung
h	heck, im Heck
hydr	hydraulisch, Hydraulik-
<i>H</i>	an Koordinate Koppelpunkt heck
HA	Hinterachse
HÄ	Häcksler
HG	Hydrostatgetriebe
HP	Hydropumpe
$i=1$ bis $n$	Zählvariable in Summenfunktion
Ist	Ist-Größe
kum	kumuliert
Korn	Korn

---

L	Kühlerlüfter
Luft	Luftwiderstand
LW	Laufwerk
max, min	maximal, minimal
<i>M</i>	Drehmoment
Mess	Messung
Motor	Motor
norm	normiert
Nenn	Nennbetriebspunkt
NKB	Nicht-Korn-Bestandteile
<i>Q</i>	an Koordinate Koppelpunkt Front
<i>P</i>	Leistung
Prozess	Prozesskomponenten
PVG	Pumpenverteilergetriebe
roll	rollen
R	Rollwiderstand
Rad	Rad, am Rad
RO	Rotor
S	Schub-
SG	Schaltgetriebe
Sim	Simulation
Soll	Soll-Größe
St	Steigung
T	Triebstrang
Teillast	Teillast-
uL	untere Leerlast
U	Umfang
VA	Vorderachse
Verlust	Verlust-
Volllast	Volllast-
W	Widerstand
<i>x, y, z</i>	Koordinatenrichtung

Z	Zug, in Zugrichtung
ZW	Zapfwelle
$\kappa$	Triebkraftbeiwert
$\lambda$	Auslastung
v	geschwindigkeitsbezogen
$\Omega$	Betrachtungsebene

**ABKÜRZUNGEN**

AG	Arbeitsgerät
ANFIS	Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System
ASABE	American Society of Agricultural and Biological Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
DEM	Diskrete-Elemente-Methode
DLG	Deutsche Landwirtschaftsgesellschaft e.V.
DMS	Dehnungsmessstreifen
EKoTech	Projekt Effiziente Kraftstoffnutzung der Agrartechnik
FEM	Finite-Elemente-Methode
FF3	dreigliedrige Fruchtfolge
FF5	fünfgliedrige Fruchtfolge
KNN	künstliche neuronale Netze
KTBL	Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V.
LK	Leistungsklasse
LS	Load-Sensing
MG	Maschinen-Gruppe
M-ID	Maschinen-ID
NTT	Nebraska Tractor Test
OECD	Organisation für wirtschaftliche Zusammenarbeit und Entwicklung
RTK	Real Time Kinematic
Stabw	Standardabweichung
ZW	Zapfwelle

## KURZFASSUNG

Den Kraftstoffverbrauch in landwirtschaftlichen Verfahrensketten durch gesteigerte Energieeffizienz beim Maschineneinsatz zu senken, gelingt besonders in prozessorientierten Ansätzen effektiv. Europäische Zielvorgaben zur Treibhausgasminderung, zunehmend legislativ und auch gesellschaftlich gefordert, erhöhen den Handlungsdruck hierfür. Beim Landwirt ist dieser aufgrund ökonomischer Zwänge aber häufig eher intrinsisch motiviert. Am Markt verfügbare Technologien, die zur Steigerung von Maschinen- und Prozesseffizienz beitragen, können im Vorfeld von Investitionsentscheidungen bisher allerdings nur begrenzt einer betriebsindividuellen Bewertung unterzogen werden. Die Komplexität landwirtschaftlicher Verfahrensketten begünstigt und fordert umfassende Ansätze sowohl für den Einsatz als auch die Bewertung effizienzsteigernder Technologien und Maßnahmen.

Zielstellung dieser Arbeit ist die Entwicklung und Anwendung einer geeigneten Bewertungsmethode. Als virtuelle Bewertungsumgebung wird ein Maschinenmodell geschaffen, mit dem zeitbezogene Kraftstoffverbräuche landwirtschaftlicher Maschinenkombinationen unter dem Einfluss effizienzsteigernder Technologien berechnet werden können. Ergänzt um ein Verfahrensmodell, kann der Verbrauch einzelner Verfahrensketten und ganzer Fruchtfolgen simuliert werden. Eine modulare Modelltopologie erlaubt flexible Kombinationen von Traktoren und Arbeitsgeräten für Verfahrensketten mit Körnerfruchternte. Entsprechende Simulationsmodelle werden aufgebaut und parametrisiert. Schwerpunktmäßig wird ein Modell für selbstfahrende Erntemaschinen erarbeitet und eine Parametrierung für die Anwendung auf Mähdrescher vorgenommen. Als Datengrundlage der Prozesskomponenten werden mit einem aktuellen Hybrid-Mähdrescher Leistungs- und Verbrauchsanalysen in Feldversuchen durchgeführt.

Mit der Modellanwendung wird eine Potentialbewertung effizienzsteigernder Technologien und Maßnahmen, wie optimierte Traktionsbedingungen, Fahrstrategien oder reduzierte Bearbeitungsintensitäten in Bodenbearbeitung und Ernte, auf einem virtuellen Modellbetrieb ausgeführt. Dieser repräsentiert typische Verfahrensketten mit Körnerfruchternte in der Region Süd-Hannover. Optimierungspotentiale für drei- und fünfgliedrige Fruchtfolgen werden entlang der einzelnen Verfahrensschritte aufgestellt. Für einen effizienten Maschineneinsatz werden konkrete Empfehlungen anhand von Einzeltechnologieanalysen ausgesprochen. Als Gesamtbewertung kann ein Potential zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von ca. 26 % identifiziert werden, das sich aus einer gesteigerten Maschineneffizienz ergibt.

**ABSTRACT**

Reducing fuel consumption in agricultural process chains through increased energy efficiency in machine use is effectively achieved through process-oriented approaches. Although European targets for greenhouse gas reduction are increasingly being demanded legislatively and socially, the farmer's pressure to act is primarily motivated intrinsically due to economic constraints. There are technologies existing on the market that contribute to increasing machine and process efficiency. To this day, however, it is difficult to evaluate their economic use on a farm-specific basis before deciding on investments. The complexity of agricultural process chains encourages and demands comprehensive approaches for both the use and the evaluation of efficiency-increasing technologies and measures.

The objective of this research is to develop and apply a proper evaluation method. As a virtual evaluation environment, a machine model is created which can be used to calculate time-related fuel consumption of agricultural machine combinations under the influence of efficiency-increasing technologies. Supplemented by a process model, the consumption of individual process chains and entire crop rotations can be simulated. A modular model topology allows flexible combinations of tractors and implements for process chains with grain crop production. Corresponding simulation models are built and parametrised. The focus is on developing a model for self-propelled harvesters and on parameterising it for application as a combine harvester. As a data basis for the process components, load and performance data are collected in field tests using a state-of-the-art hybrid combine harvester. At the same time this contributes to the general data availability of performance requirements of process components in harvesting operations.

In the model application, a potential evaluation of efficiency-increasing technologies and measures, such as optimised traction conditions, driving strategies or reduced intensities in tillage and harvesting, is carried out on a virtual model farm representing typical process chains with grain crop production in the region of South Hanover. Optimisation potentials for three- and five-part crop rotations are established along the individual process steps. Specific recommendations from individual technology analyses are made for efficient use of the machinery in use. As an overall assessment, a potential for reducing fuel consumption of about 26 % resulting from optimised machine efficiency can be identified.



## 1 EINLEITUNG

Legislative Entscheidungen zum Klimaschutz fallen auf europäischer und nationaler Ebene mit zunehmender Dynamik. Sie werden stets begleitet, und dank geschärften Bewusstseins auch getrieben, vom gesellschaftlichen und wissenschaftlichen Diskurs zur nachhaltigen Ressourcennutzung und Emissionsreduktion klimarelevanter Gase [1, 2]. Die 2014 beschlossenen europäischen Zielvorgaben für das Jahr 2030 fokussieren eine Senkung der Treibhausgasemissionen um 40 % (ggü. 1990) [3]. Angestoßen vom 2019 verkündeten *European Green Deal* befindet sich eine Minderung auf 55 % im Beschluss [4]. Umsetzungen der Zielvorgaben auf nationaler Ebene resultieren im ersten Bundes-Klimaschutzgesetz und werden nach Anpassung unter dem Leitgedanken eines Generationenvertrags 2021 rechtskräftig [5, 6]. Darin verankert sind Grenzwerte maximaler Jahresemissionsmengen an CO<sub>2</sub>-Äquivalenten definiert und einzelnen Sektoren, z.B. Energie- und Landwirtschaft, zugeschrieben. Die Zuordnung nach Quellgruppen folgt der Konvention zur Treibhausgasbilanzierung für internationale Berichtspflichten, wobei die Emissionen durch Treibstoffverbrauch von Landmaschinen der Energie- und nicht der Landwirtschaft zugeordnet sind [7]. Mit Zielvorgaben verbunden, konkretisiert sich zum einen erneut der Handlungsdruck auf alle Emittenten und fordert deren Beitrag, ungeachtet des Quellgruppenanteils an der Sektorvorgabe. Immer wichtiger werden gleichzeitig Methoden zur Einflussprognose und Nachweisführung einer Zielerreichung, mit denen flexibel auf geänderte Bilanzierungsrahmen reagiert werden kann.

Im Kontext der Klimarelevanz erfahren die CO<sub>2</sub>-Emissionen zunehmende Bedeutung, so dass sie mit vorgeschriebenen Grenzwerten bspw. im PKW-Bereich bereits seit längerem Bestandteil gesetzlicher Vorgaben sind. Erfahrungen aus der Regulierung von Schadstoff- und Partikelemissionen durch Abgasrichtlinien haben in der Landtechnik-Industrie gezeigt, dass legislative Maßnahmen aufgrund der Bindung von Kapazitäten als Entwicklungshemmnis auftreten und sich dadurch auch negativ auswirken können [8]. Die zur Umsetzung notwendige Ausrichtung auf den Verbrennungsmotor und dessen Peripherie hat andere Bereiche lange Zeit aus dem Fokus genommen. Diese Bereiche einbindend, werden ganzheitlichen Ansätzen zur CO<sub>2</sub>-Reduktion deutlich größere Potentiale zugeschrieben. In einer freiwilligen Selbstverpflichtung festgehalten, kann so ein alternativer Ansatz als CO<sub>2</sub>-Strategie der Landtechnik-Industrie formuliert werden, der eine erneute einseitig gewichtete Fehlallokation aufgrund externer Vorschriften verhindern kann [9]. Rein fahrleistungsbezogene

Regulierungen von Verbrennungsmotoren greifen hier zu kurz und werden den komplexen Wirkzusammenhängen in landwirtschaftlichen Verfahrensketten nicht gerecht. Der stark am Nutzen orientierte Einsatz von Landmaschinen lässt einen Bezug des Kraftstoffaufwandes auf die Erntemenge zur Prämisse jeder Bewertung von CO<sub>2</sub>-Emissionen werden [8].

Aufgrund der festen Relation von CO<sub>2</sub>-Emission zum Kraftstoffverbrauch (2,65 kg CO<sub>2</sub>/l Diesel nach [10]) wird die Energieeffizienz zur wichtigen Leitlinie. Deren Bedeutung muss, die Besonderheiten der Landwirtschaft aus spielend, für eine umfassende Analyse der Potentiale zur Effizienzsteigerung auf die gesamte Verfahrenskette ausgeweitet werden [9, 11]. Handlungsfelder für effizienzsteigernde Maßnahmen werden daher nach [12] in vier Bereichen gesehen: Maschineneffizienz, Prozesseffizienz, Bedienereffizienz und alternative Antriebsarten. Der aus den Marktmechanismen resultierende Wettbewerbsdruck kann als wichtigster Treiber der Entwicklung energieeffizienter Technologien in der Landtechnik-Industrie angeführt werden. Um deren Innovationsfähigkeit für zukünftige Technologieentwicklungen effektiv zu lenken, werden in dieser Arbeit Bereiche mit hoher Effizienzsteigerung identifiziert.

Voraussetzung für das Wirken der Marktmechanismen ist aber auch, dass der Landwirt Anreize erkennt, um in energieeffiziente Technologien zu investieren. Die Kraftstoffeinsparung muss sich in ökonomischen Effekten niederschlagen. Prinzipiell ist der Einfluss gegeben, denn der Kraftstoffverbrauch definiert 30 – 50 % der Kosten eines Betriebs [1]. Zur Entscheidungsunterstützung bei der Technologiewahl fehlen jedoch Tools, die auf eine betriebsindividuelle Potentialbewertung der Verbrauchsreduktion durch bereits auf dem Markt verfügbare Technologien abzielen.

Die Potentialbewertung effizienzsteigernder Technologien und die Erarbeitung einer entsprechenden Bewertungsumgebung ist wesentlicher Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Um die verschiedenen Bereiche der Effizienzbewertung einzubinden und deren Ergebnisse in Richtung der unterschiedlichen Akteure kommunizieren zu können, wird der von Hanke et al. [13] vorgeschlagene methodische Rahmen zur Erfassung der maschineninduzierten CO<sub>2</sub>-Emissionen in landwirtschaftlichen Verfahrensketten übernommen. Kraftstoffverbräuche der verwendeten Maschinen werden mit Hilfe von Simulationsmodellen beim Einsatz auf virtuellen Modellbetrieben berechnet. Durch entsprechende Ausgestaltung der Modelle kann der Einfluss von Technologien auf den Verbrauch abgebildet werden. Der Fokus wird in dieser Arbeit auf eine gesteigerte Maschineneffizienz und ausgewählte Aspekte zur Erhöhung der

Prozesseffizienz gelegt. Die Schwerpunktsetzung auf Verfahrensketten mit Körnerfruchternte begründet sich zum einen aus der notwendigen inhaltlichen Fokussierung bei der Modellentwicklung. Körnerfrüchte sind außerdem von hoher Bedeutung für die national etablierten Fruchtfolgen. Die Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus dieser Arbeit auf einen möglichst breiten Anwendungsbereich wird damit maximiert.

Als Grundlage der Modellentwicklung ist in **Kapitel 2** der aktuelle Stand in Technik und Forschung eruiert. Eine Zusammenfassung etablierter Vorgehensweisen zur Modellierung des Kraftstoffverbrauchs in landwirtschaftlichen Verfahrensketten bereitet den aktuellen Wissensstand auf. Zu effizienzsteigernden Technologien wird ein Literaturüberblick gegeben und es folgt eine kritische Vorstellung verschiedener Verfahren, die aktuell Anwendung bei der Technologiebewertung finden. **Kapitel 3** greift deren Defizite auf und präzisiert daraus die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit.

Die Entwicklung eines geeigneten Simulationsmodells wird in **Kapitel 4** vorgestellt. Ein modularer Ansatz wird als Rahmen gesetzt, in den sich die verschiedenen Einzelmaschinen für landwirtschaftliche Maschinenkombinationen in Verfahrensketten mit Körnerfruchternte einfügen. Der modulare Ansatz wird auf darunterliegenden Ebenen fortgeführt, wobei die Modellentwicklung im Bereich Mähdröschler eine Schwerpunktsetzung erfährt. Eine Versuchsmaschine wird mit Messtechnik aufgerüstet und im realen Feldversuch umfangreiche Datengrundlagen zur maschineninternen Leistungsverteilung auf Ebene der Prozesskomponenten erfasst. Dies bildet einerseits die Grundlage der Modellparametrierung, unterstützt aber auch das generelle Systemverständnis für weiterführende Arbeiten.

**Kapitel 5** ist auf die Modellanwendung ausgerichtet. Ausgewählte Technologien werden in die Simulationsumgebung implementiert. Es schließt sich eine differenzierte Berechnung der Effizienzsteigerungen entlang einzelner Verfahrensschritte in Fruchtfolgen auf einem beispielhaften virtuellen Modellbetrieb an. Potentialbewertungen der Einzeltechnologien werden daraus abgeleitet und eine Gesamtbewertung der Fruchtfolgen vorgenommen.

Als Ziel dieser Arbeit werden die Erkenntnisse genutzt, um Handlungsempfehlungen in Richtung der verschiedenen Akteure aus dem Umfeld der landwirtschaftlichen Praxis, der politischen Entscheidungsträger und der Landtechnik-Industrie zu formulieren.

## 2 STAND DER TECHNIK UND DER FORSCHUNG

Die Literaturrecherche zum aktuellen Stand der Technik und der Forschung orientiert sich an den drei Themenschwerpunkten Kraftstoffverbrauch von Landmaschinen, effizienzsteigernde Technologien und Verfahren zur Effizienzbewertung, die mit der Aufgabenstellung aufgespannt werden. Ein Überblick zu Modellen und Kalkulationsverfahren zeigt, welche Ansätze zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs in Verfahrensketten bzw. der dabei eingesetzten Maschinen und Maschinenkombinationen Anwendung finden. Im praktischen Einsatz etablierte und aktuelle Forschungsschwerpunkte für energieeffiziente Technologien und Maßnahmen, die zu einer Reduktion des Verbrauchs führen, werden nach Maschinenarten kategorisiert zusammengefasst. Zur Quantifizierung und Bewertung der durch den Einsatz energieeffizienter Technologien erreichbaren Effizienzsteigerung sind verschiedene Verfahren etabliert. Sie werden im dritten Abschnitt zusammengefasst und kritisch diskutiert, um das Handlungsfeld dieser Arbeit einordnen und daraus ableiten zu können.

### 2.1 Modellierung des Kraftstoffverbrauchs in Verfahrensketten

Der Kraftstoffverbrauch in Verfahrensketten ergibt sich aus den kumulierten Einzelverbräuchen der eingesetzten Maschinen. Unterschiedliche Berechnungsmodelle existieren, auf Einzelmaschinen- oder Systemebene, von denen wenige darauf abzielen, den Verbrauch ganzer Verfahrensketten zu ermitteln. Etablierte Berechnungsverfahren und Ansätze werden folgend zusammengefasst, wobei sich die Struktur an den Traktoren, Arbeitsgeräten, Erntemaschinen und der Verfahrenskette entlangbewegt.

#### 2.1.1 Traktoren

Im Bereich Traktoren werden zum einen Modelle auf Maschinenebene berücksichtigt, die auf eine Kraftstoffverbrauchskalkulation abzielen. Außerdem werden solche Ansätze vorgestellt, die für eine Effizienzbetrachtung relevante Teilsysteme abbilden.

#### Modellansätze zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs

Das *Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e. V.* (KTBL) stellt regelmäßig Kalkulationsdaten für die Betriebsplanung in der landwirtschaftlichen Außenwirtschaft zur Verfügung, die zu einem wesentlichen Teil von den Kraftstoffbedarfen in den verschiedenen Arbeitsgängen der Pflanzenproduktion beeinflusst sind [14]. Das der Ermittlung von Kraftstoffbedarfen zugrundeliegende Kalkulationsverfahren geht in den Ansätzen auf Be-

rechnungsmethoden aus [15] zurück. Über die drei Faktoren Motorleistung, spezifischer Kraftstoffverbrauch und Arbeitszeit wird der Dieselbedarf eines Arbeitsgangs kalkuliert [16]. Seit 2001 führt die teilzeitspezifische Berücksichtigung der Motorauslastungen zu differenzierteren Ergebnissen [17]. Der spez. Kraftstoffverbrauch ist aus Verbrauchsmessungen der *Deutschen Landwirtschaftsgesellschaft e. V.* (DLG) abgeleitet [18]. Er wird zwar auslastungsabhängig modelliert, jedoch nur für zwei Niveaus der Motordrehzahl. Um die Komplexität der Berechnung zu reduzieren, wird davon ausgegangen, dass bei einer Auslastung über 60 % eine Motordrehzahl von 90 % des Nennbetriebspunktes und bei Auslastungen darunter 60 % der Motornendrehzahl vorliegen. Die Motorleistung in den Teilzeiten ergibt sich aus der Summe des Leistungsbedarfs zur Eigenbewegung des Traktors mit Arbeitsgerät, dem Leistungsbedarf von Nebenverbrauchern und der Zug- sowie Zapfwellenleistung des Arbeitsgeräts [19]. Wirkungsgrade für Fahrwerk und Antriebsstrang berücksichtigen nur in grober Einteilung unterschiedliche Betriebszustände, sie werden außerdem innerhalb dieser als konstant angenommen. Der aus dem Einsatz von Arbeitsgeräten resultierende Leistungsbedarf wird über arbeitsgerätspezifische Beiwerte direkt als Motorleistung interpretiert, wobei jedoch wichtige Einflussparameter (bspw. Arbeitsbreite und -tiefe) einbezogen werden können. Der beim Einsatz typischer Maschinenkombinationen kalkulierte Dieselbedarf in verschiedenen Arbeitsgängen, ist sowohl Tabellenwerken als auch der Online-Anwendung *KTBL-Dieselbedarfsrechner* zu entnehmen [20].

Bei ähnlicher Vorgehensweise ist die von der *American Society of Agricultural and Biological Engineers* (ASABE) vorgeschlagene Kalkulationsmethodik als weniger detailliert einzuordnen [21, 22]. Es wird nicht teilzeitspezifisch vorgegangen, sondern ein von der Leistung an der Zapfwelle und der Motordrehzahl abhängiger Kraftstoffverbrauch berechnet [23]. Messdaten aus dem *Nebraska Tractor Test* (NTT) [24] bilden die Grundlage für diesen Regressionsansatz. Die Zapfwellenleistung kann als Ersatzgröße für die dem Traktor vom Arbeitsgerät aufgeprägte Gesamtleistung interpretiert werden, wofür die Zugleistung nach der vorgeschlagenen Umrechnung zur Zapfwellenleistung addiert wird [25]. Entsprechende Modellansätze zur Berechnung der Anforderung von Zug- und Zapfwellenleistung wichtiger Arbeitsgeräte werden vorgestellt [23, 25–27]. In der Literatur findet die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs nach diesem ASABE-Standard weite Verbreitung, bspw. zur Maschinenkostenanalyse [28], zur Unterstützung bei der Auswahl optimaler Maschinen Größen [29] oder zusammen mit unterschiedlichen Traktionsmodellen zur Effizienzanalyse von Maschinenkombinationen. In

Kombination mit den Gleichungen nach Brixius [30] wird in [31] ein Verbrauchsmodell vorgestellt, welches für eine festgelegte Motorleistung des ausgewählten Traktors das potentielle Traktionsverhalten ausgibt. Colvin et al. [32] verwenden zur Schlupfberechnung eine von Wismer und Luth [33] entwickelte Gleichung. Sie legen die Zielsetzung aber auf die Berechnung des Verbrauchs und der Flächenleistung bei der Bearbeitung ganzer Felder und kalkulieren neben dem zeitbezogenen Verbrauch auch den Zeitbedarf. Die Aufgabe der Feldbearbeitung wird hierfür in die zwei Teilzeiten produktive und unproduktive Zeit aufgeteilt, teilzeitspezifisch berechnet und anschließend rekombiniert. Heterogene Bedingungen realer Felder werden über quadratische Strukturen mit homogenisierten Bedingungen angenähert. Das Modell kann als erster Gesamtansatz zur Berechnung des Verbrauchs von Verfahrensketten interpretiert werden, indem eine Aufteilung in zwei eigenständige Bereiche, ein Maschinenmodell und ein Verfahrensmodell, vorgenommen wird.

Kocher et al. [34] vergleichen verschiedene Regressionsmodelle zur Beschreibung des Kraftstoffverbrauchs auf Basis von Messungen des NTT. Als optimal wird eine Abhängigkeit des Verbrauchs von Zugkraft, Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl dargestellt. Dieser kann mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,99 angenähert werden. Als nachteilig ist zu betonen, dass die Regressionsparameter für jeden untersuchten Traktor einzeln zu bestimmen sind, womit die Grenzen einer allgemeingültigen Anwendbarkeit deutlich werden. Das Modell fokussiert sich, konträr zum ASABE-Standard, auf Zugleistung und berücksichtigt in der Charakteristik nicht die Wirkung von Zapfwellen- oder Hydraulikleistung. Als Abhilfe wird die Bildung einer äquivalenten Zugleistung empfohlen. Die Gültigkeit des Modells reduziert sich aufgrund der Testumgebung des NTT auf eine feste Fahrbahn.

Verbrauchsmessungen der DLG [18] mit einem Prüftraktor nach dem *OECD Code 2* [35] werden in [36] zur Parametrierung einer polynomialen Regressionsgleichung eingesetzt, die den Kraftstoffverbrauch für ein Wertepaar aus Motorleistung und -drehzahl angibt. Basierend auf dem Verhalten bei Volllast wird das Polynom über eine Korrekturfunktion an den Teillastbereich des Motors angepasst. Ein Vergleich zu Testergebnissen aus Zyklen des *PowerMix* [18] zeigt, dass die Modellgleichung zur Vorhersage der realen Messergebnisse bei einer relativen Abweichung von maximal 6,2% herangezogen werden kann.

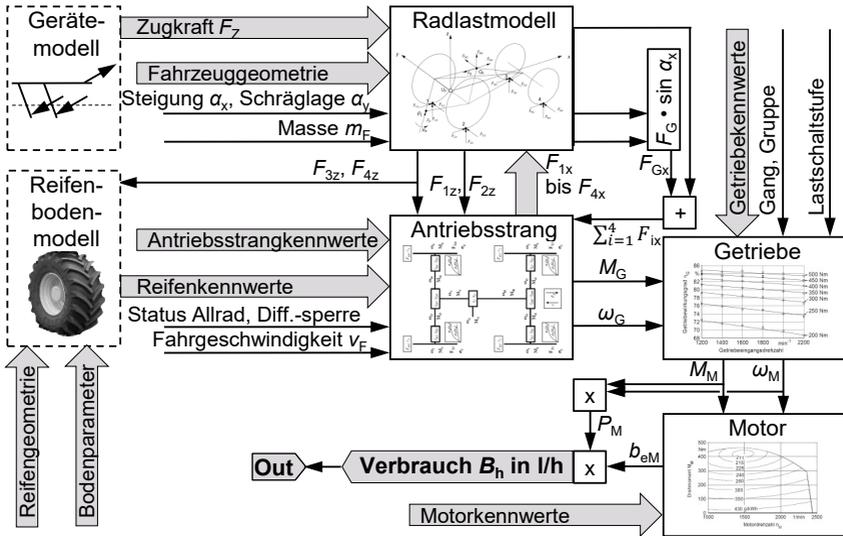
Die Eignung *künstlicher neuronaler Netze* (KNN) zur Beschreibung und Vorhersage des Kraftstoffverbrauchs von Traktoren wird in [37] analysiert. Als Vergleich dient ein multipler Regressi-

onsansatz. Messdaten des NTT bilden die Datengrundlage, weshalb aus den Testparametern der maximale Variablenraum für beide Ansätze aufgespannt wird. Eine funktionale Beziehung wird aufgestellt, die einen Zusammenhang des zeitbezogenen Kraftstoffverbrauchs zu den sechs als signifikant dargestellten Einflussgrößen Motordrehzahl, Antriebsart (Hinterradantrieb, Allradantrieb), Gewicht, Lastzustand (Volllast, 75 % Last, ...), Zug- und Zapfwellenleistung abbildet. Die verfügbaren Testergebnisse werden aufgeteilt, um die KNN zuerst trainieren und anschließend zur Validierung den gemessenen Daten gegenüber stellen zu können. Es zeigt sich, dass KNN prinzipiell geeignet sind und die Messdaten etwas besser annähern als der gewählte Regressionsansatz. Die Aussagen reduzieren sich jedoch auf die Testbedingungen des NTT, eine Übertragbarkeit auf andere, praxisnähere Einsatzfälle wird nicht geprüft.

Ein komponentenbasierter Ansatz zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs für den Einsatz eines Traktors beim Grubbern wird 1983 von Schulz [38] vorgestellt. Das Verlustverhalten von Fahrwerk, Getriebe und Motor wird über Kennlinien beschrieben. Als Belastung wird die Zugkraft des Arbeitsgeräts aufgeprägt, die mit einer empirisch ermittelten Gleichung für zwei Bodenarten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit berechnet werden kann. Eine rechnergestützte Anwendung ist aufgrund fehlender Gleichungen zur Beschreibung der Kennfelder allerdings nicht möglich. Erforderliche Zusammenhänge müssen aufwändig aus Diagrammen abgelesen werden.

Seeger [39] entwickelt ein nichtlineares Simulationsmodell für Motor und Antriebsstrang eines Systemtraktors in *MATLAB/Simulink*, mit dem Antriebsstrangstrategien zur koordinierten Ansteuerung von Motor und Getriebe bei Berücksichtigung dynamischen Verhaltens entworfen werden. Die Parametrierung der überwiegend kennlinienbasiert abgebildeten Komponenten erfolgt über Messungen an einem Versuchsstand. Zur Vorbereitung auf die Umsetzung der Strategien im Feldversuch werden je ein Modell für den Reifen-Boden-Kontakt und für den Pflug als virtuelle Belastungseinheit aufgebaut. Die Simulationsergebnisse werden anhand von Prüfstandsversuchen optimiert und unter realen Bedingungen in einem Versuchstraktor bewertet. Als entscheidend für geringe spez. Kraftstoffverbräuche wird eine hohe Motorauslastung gesehen, also ein Betriebspunkt nahe der Volllast. Aufgrund fehlender Reserven für Lastspitzen ist ein solcher Betrieb nur mit elektronisch geregelten stufenlosen Getrieben realistisch. Als wichtige Erkenntnis stellt Seeger hervor, dass die Bedeutung hoher Wirkungsgrade einzelner Komponenten vor einem optimierten Gesamtsystemverhalten zurückbleibt.

Ein komponentenbasiertes Modell zur Simulation des Kraftstoffverbrauchs von Traktoren wird von Schreiber [40–43] vorgestellt, **Bild 1**. Es eignet sich besonders zur Analyse betriebsstrategischer, konstruktiver und bodenspezifischer Einflussfaktoren. Traktorseitig sind Module zur Ermittlung der Radlasten, für den Antriebsstrang, das Getriebe und den Motor eingebunden.



**Bild 1:** Aufbau des komponentenbasierten Simulationsmodells nach Schreiber [42]

Berücksichtigt werden Stufengetriebe mit teilweise unter Last schaltbaren Gängen. Markant ist das entwickelte Modell zur Abbildung der Kraftübertragung beim Reifen-Boden-Kontakt [44–47]. Basierend auf Messdaten aus der Literatur [48] ist ein Regressionsmodell entstanden, welches Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwerte schlupfabhängig für eine große Varianz an Einflussfaktoren liefert. Zur Festlegung der Einsatzbedingungen bezüglich des Bodens sind keine aufwändigen Messungen notwendig. Eine qualitative Abschätzung führt zu praxisnahen Ergebnissen. Als Belastung wird dem Traktorenmodell eine Zugkraft von außen aufgeprägt und als Ergebnis der zeitbezogene Kraftstoffverbrauch für die gesetzten Randbedingungen ausgegeben. Ein externes Gerätemodell kann dafür verwendet werden. Die Verlustbetrachtung in Antriebsstrang, Getriebe und Motor erfolgt kennlinienbasiert. Deren mathematische Beschreibung erleichtert zum einen die Modellierung, andererseits ist eine allgemeingültige Anwendung aufgrund der erforderlichen Modellparametrierung erschwert. Die lediglich qualitativ bewertete Modellvalidierung erfolgt für eine kurze Messfahrt in der Bodenbearbeitung.

Das Ergebnis spricht dafür, dass das Verhalten des Traktors plausibel abgebildet ist.

Aufgrund der bisherigen Ausrichtung auf Standardtraktoren, wird dieses Simulationsmodell in [49] auf die Anforderungen zur Abbildung eines Systemtraktors mit permanentem Allradantrieb angepasst. Das Gleichungssystem zur Berechnung der Drehmomentübertragung im Antriebsstrang wird um ein geöffnetes Längsdifferential mit definierte Drehmomentaufteilung ergänzt. Die Parametrierung des Motorkennfelds und des Wirkungsgradkennfelds für das stufenlose, hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte Getriebe wird aus Messdaten vorgenommen. Die Integration in das Modell wird über Tabellen realisiert. Überlegungen zu den Restriktionen des Reifen-Boden-Modells bezüglich Reifengröße führen zu einer Extrapolation der Regressionsgleichungen über den bisherigen Gültigkeitsbereich der Datenbasis hinaus. Eine Plausibilitätsprüfung anhand gemessener Daten aus Feldversuchen bestätigt das grundsätzliche Vorgehen, stellt aber auch die Unzulänglichkeit bei niedrigen und höheren Schlupfwerten heraus. Die als Wirtschaftlichkeitsbetrachtung eines Systemtraktors beim Einsatz als Säeinheit vorgesehene Modellanwendung zielt nicht auf den Nachweis von Verbrauchsvorteilen gegenüber Standardtraktoren ab. Generell kann ein wirtschaftlicher Einsatz des Konzepts nicht nachgewiesen werden.

Simulationsmodelle für statische Betriebspunkte eignen sich nur bedingt zur Abbildung realer Maschineneinsätze unter bspw. dynamischen Zapfwellenanwendungen, weshalb in [50] ein in *MATLAB/Simulink* aufgebautes, teildynamisches Modell für einen Systemtraktor vorgestellt wird. Bei hohem Detaillierungsgrad liegt die Fokussierung auf den Komponenten Motor, Getriebe und Antriebsachsen. Die besondere Bedeutung des Fahrreglers in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch wird zum Anlass genommen, verschiedene Regelungsstrategien für die Wahl von Motordrehzahl und Getriebeübersetzung umzusetzen. Die Validierung des Modells mithilfe von Messdaten der realen Maschine bestätigt das gute Modellverhalten mit einer mittleren Abweichung von 2,8 % zwischen gemessenen und simulierten Verbrauchswerten [51].

Lindgren und Hansson [52] untersuchen Einflüsse verschiedener Aspekte der Fahrstrategien und Eigenschaften stufenloser Getriebe von Traktoren beim Transport und der Bodenbearbeitung simulativ. Sie konzentrieren sich vordergründig darauf, den Einfluss auf die Abgasemissionen des Motors herauszustellen, weisen aber auch Effekte auf den Kraftstoffverbrauch aus. Die zur Bewegung von Traktor und Arbeitsgerät erforderlichen Kräfte werden in einem einfachen Modellansatz für den Reifen-Boden-Kontakt übertragen. Er beruht auf einer empi-

rischen Gleichung, bei der der Reifen über geometrische Größen und der Boden in seinen Eigenschaften über den Cone-Index, einen empirisch ermittelten Kennwert für den Eindringwiderstand des Bodens, abgebildet wird. Der Antriebsstrang von Motor bis Radnabe wird über einen Wirkungsgrad beschrieben, der aus einer von Drehzahl und Last abhängigen empirischen Gleichung nach Reiter [53] hervorgeht. Verbrauch und Emissionen des Motors in der Simulation werden durch Interpolation aus Messwerten acht statischer Betriebspunkte eines realen Traktors abgeleitet. Als wichtigste Erkenntnis machen die Autoren die Möglichkeiten zur Beeinflussung von Art und Umfang der Abgasemissionen bei annähernd gleichem Kraftstoffverbrauch aus. In Transportprozessen und Anwendungen mit hoher Auslastung, bspw. Bodenbearbeitung, fallen die Reaktionen unterschiedlich aus. Generell bewerten sie den statischen Modellansatz als ausreichend zur Abbildung der untersuchten Anwendungen mit eher geringerem transienten Verhalten. Um die Grenzen des Modells für die Abbildung dynamischer Vorgänge, bspw. Umschlagarbeiten, zu verschieben, schlägt Lindgren [54] eine Methode vor, mit der einem statischen Verbrauchsmodell transientes Verhalten überlagert werden kann. Ein von Drehmoment, Drehzahl und deren Änderung abhängiger Korrekturfaktor erweitert den statischen multiplikativ zum transienten Verbrauch. Die Parametrierung der Korrekturgleichung wird beispielhaft für Prüfstandmessungen mit einem Traktor gezeigt. Die Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Verbräuchen kann dadurch in den untersuchten dynamischen Lastzyklen von 30 % auf 5 % gesenkt werden.

Die *Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List – AVL* hat das zur Nutzung in anderen Branchen entwickelte *Vehicle Simulation Model* auf die Anforderungen zur Simulation von Landmaschinen angepasst, indem vor allem die Eigenschaften nachgiebigen Bodens adressiert werden [55]. Entstanden ist ein auf physikalischen Zusammenhängen basierendes Simulationsmodell, das neben der Analyse von Fahreigenschaften auch das Ziel der Verbrauchsoptimierung durch Abbildung von Traktor-Gerätekombinationen in einer echtzeitfähigen Umgebung verfolgt. Ergänzend zum Fahrzeugmodell, das Motor und Antriebsstrang des Traktors abbildet, sind weitere Module mit standardisierten Schnittstellen hinzugekommen. Sie berücksichtigen das Verhalten nachgiebigen Bodens bei der Interaktion mit den Reifen des Traktors und des Arbeitsgeräts sowie zwischen Boden und Werkzeugen der Arbeitsgeräte, wie Grubber- oder Pflugscharen [56]. Eine Bibliothek unterschiedlicher Simulationsmodelle für Arbeitsgeräte kann eingebunden werden, die additiv aus komponentenbasierten Ansätzen aufgebaut sind [57]. Grundlage des Reifen-Boden-Modells bilden die Arbeiten in [58, 59],

in denen semi-empirische Gleichungen für das Einsinken und die Übertragung von Kräften zwischen Reifen und Boden dargestellt sind. Gemessene Arbeitszyklen können über Import-Assistenten integriert und als Eingangsgrößen definiert werden. Durch eine ergänzende Animation der Fahrzeugkonfiguration und Fahrstrecke sind visuelle Kontrollen der Simulation möglich. Kommerzielle Motive zur Modellanwendung begrenzen allerdings die Darstellung detaillierter Modellinhalte in Veröffentlichungen.

Kolator [60] fokussiert sich auf den Einsatz von Traktoren mit Hinterradantrieb bei der Stoppelbearbeitung und entwickelt ein Simulationsmodell in *MATLAB/Simulink*. Zur Beschreibung der Zugkraft vom Arbeitsgerät und des Reifen-Boden-Kontakts über den Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert werden Regressionsgleichungen aufgestellt und mit einer realen Traktor-Geräte-Kombination parametrisiert. Die Bewertung der Energieverluste erfolgt über Wirkungsgrade für Motor, Laufwerk und Gesamtfahrzeug.

Die Berechnung des zeitbezogenen Kraftstoffverbrauchs eines Traktors unter verschiedenen Einsatzbedingungen mit einem Grubber über eine Gleichung zu realisieren, wird in [61] fokussiert. Für den funktionalen Zusammenhang werden zehn wichtige Einflussgrößen seitens Reifen, Boden und Arbeitsgerät identifiziert. Mit dem Ziel einer Variantenreduktion lassen sich nach Ansätzen der Ähnlichkeitstheorie sechs Gruppen voneinander unabhängiger dimensionsloser Kennzahlen bilden. Diese werden aus der Analyse von Messungen realer Feldeinsätze der Maschinenkombination parametrisiert. Eine Validierung mit Messdaten zeigt eine besser Übereinstimmung im Vergleich zu Berechnungen nach dem ASABE-Standard [23], der den Verbrauch bis zu 50 % überschätzt. Zurückgeführt wird die große Diskrepanz zum ASABE-Standard auf dessen Anwendungsbereich für Maschinen aus größeren Leistungsklassen. Einflüsse, die aus Komponenten oder der Bauart des Traktors sowie der Art des Arbeitsgeräts resultieren, werden in diesem Ansatz jedoch nicht berücksichtigt. Eine Übertragung auf andere Maschinenkombinationen ist daher nur begrenzt möglich.

De-Souza et al. [62] untersuchen die Gesamtenergieeffizienz eines Traktors bei Zugkraftmessungen auf fester Fahrbahn, mit dem Ziel, diese mathematisch zu beschreiben. Sie schlagen einen polynomialen Regressionsansatz vor, der den Gesamtwirkungsgrad aus Zugleistung bezogen auf Motorleistung in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Motordrehmoment für jeweils einen Gang umfasst.

Lee et al. [63] analysieren den Einfluss von Ballastierung, Reifeninnendruck, Getriebeübersetzung, Motordrehzahl und Belastung vom Arbeitsgerät auf den zeitbezogenen Kraftstoffverbrauch beim Pflügen und Fräsen. Ein Simulationsmodell wird in *MATLAB/Simulink* aufgebaut, das den Motor über das Verbrauchskennfeld, den Antriebsstrang als Schaltgetriebe mit einem konstanten Wirkungsgrad von 90 % und den Reifen-Boden-Kontakt über die Gleichungen von Brixius [30] berücksichtigt. Das Motorkennfeld wird aus Messungen eines Traktors am Zapfwellenprüfstand tabellenbasiert eingebunden. Die Belastung vom Arbeitsgerät wird über den ASABE-Standard [23] modelliert. Im Vergleich zu Ergebnissen aus Feldversuchen auf lehmigem Boden weicht die Simulation 3,3 – 6,5 % ab. Aus Parametervariationen wird eine lineare Regressionsgleichung abgeleitet, die einen einfachen Zusammenhang zwischen den definierten Einflussgrößen und dem Kraftstoffverbrauch herstellt. Aufgrund der Fokussierung auf einen Traktor kleinerer Bauart für die Modellierung fällt die Übertragbarkeit des Modells auf größere Maschinenkombinationen unzureichend aus.

Um optimale Zuordnungen der Maschinenkonfiguration und der Einsatzbedingungen für die hohen jährlichen Flächenleistungen bei der Bodenbearbeitung und Aussaat in der Russischen Föderation zu finden, wird in [64] ein energiebasiertes, mathematisches Modell entwickelt. Der Ansatz wird als Optimierungsproblem verstanden und die Zielfunktion über eine energetische Gesamtbilanz für den Einsatz der Traktor-Gerät-Kombination gebildet. Neben der Energie aus dem Kraftstoffverbrauch fließen auch die Energieaufwände zur Maschinenherstellung und -reparatur sowie der ernteausfallbedingte Energieverlust aufgrund von Bodenverdichtungen durch Überfahrten mit ein. Die optimale Lösung kann als Minimum der Zielfunktion gefunden werden und wird über die Simulation von Parametervariationen identifiziert. Beispielhafte Modellanwendungen zeigen die optimale jährliche Flächenleistung einer definierten Maschinenkombination [65] oder führen zu einer optimalen Kombination aus Traktorgewicht und Motorleistung, die bei festgelegter Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit den Gesamtenergieaufwand minimal werden lässt [66]. Allerdings bleibt die zugrundeliegende Berechnung des Kraftstoffverbrauchs in den Veröffentlichungen unklar. Diese über den Energiebedarf des direkten Maschineneinsatzes hinausgehende Bilanzierung lässt sich dem als *Life Cycle Assessment – LCA* bekannten Analyse-Ansatz zuordnen.

Vitlox et al. [67] fassen verschiedene Einflüsse auf den Verbrauch von Maschinenkombinationen zusammen. Darauf basierend werden Anforderungen an entsprechende Kalkulationsmo-

delle abgeleitet, die aber eher allgemeingültigen Charakter aufweisen. Der Forderung nach einer repräsentativeren Datengrundlage für die Validierung von Kraftstoffverbrauchsmodellen wird in [68] Rechnung getragen. Ein komponentenbasiertes Modell wird vorgestellt, das den Kraftstoffverbrauch eines Traktors für eine bestimmte Zugkraft des Arbeitsgeräts berechnet. Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden erfolgt nach [30]. Die Verluste im Antriebsstrang werden über einen konstanten Wirkungsgrad definiert. Eine Regressionsgleichung mit acht Koeffizienten stellt die Motorcharakteristik bezüglich des zeitbezogenen Kraftstoffverbrauchs dar und berücksichtigt die Abhängigkeit von Motorauslastung und -drehzahl. Als relevant heben die Autoren hervor, Leistungsbedarfe für den Antrieb von Nebenaggregaten, wie bspw. dem Kühlerlüfter, gesondert zu berücksichtigen und setzen hierfür konstante Leistungsbedarfe. Ein Versuchstraktor wird mit Messtechnik zur Aufzeichnung maschineneigener Sensordaten vom CAN-Bus ausgestattet und zur Modellparametrierung Prüfstandmessungen nach dem *OECD-Code 2* [35] unterzogen. Die Validierung erfolgt im Rahmen von Messungen im Feldeinsatz am Beispiel des Pflügens. In welchen Grenzen bei Übertragung des Parametersatzes auf andere Traktoren und Einsatzfälle ebenfalls valide Simulationsergebnisse zu erwarten sind, wird nicht eingeordnet.

### **Modellansätze zur Modellierung des Reifen-Boden-Kontakts und Antriebsstrangs**

Auf Komponentenebene ist evident, dass Betrachtungen zur Reifen-Boden-Interaktion und zum Antriebsstrang das Forschungsfeld dominieren. Der Analyse von Effizienzvorteilen durch eine variable Verteilung der Antriebsleistung zwischen den Rädern eines Traktors widmet sich Duquesne [69] und baut ein Traktions- und Antriebsstrangmodell in *MATLAB/Simulink* auf. Basierend auf Literaturdaten und eigenen Messungen wird das Traktionsverhalten der Räder parametrisiert und der Einfluss von Radlastverteilung durch Veränderung der seitlichen Hangneigung auf den Laufwerkwirkungsgrad untersucht. Das Antriebsstrangmodell ist als Stufenlosgetriebe mit einer als konstant angenommen Leistungsbereitstellung vom Motor als Modelleingangsgröße umgesetzt und verteilt die Leistung an Vorder- und Hinterachse. Zwischen den Achsen sowie innerhalb der Achsen können Differentialgetriebe eingesetzt werden. Sie berücksichtigen entweder das Verhalten eines ideal offenen, eines geschlossenen, oder eines variabel einstellbaren Differentials und ermöglichen darüber eine Beeinflussung der Leistungsverteilung. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass in der Geradeausfahrt bei Allradantrieb durch eine einstellbare Leistungsverteilung sowohl zwischen den Rädern einer Achse als auch zwischen den Achsen im Vergleich zum gesperrten Differential keine Vorteile

nachweisbar sind. Hervorgehoben wird auch, dass durch ein geschlossenes Achsdifferential bereits hohe Effizienzvorteile erreicht werden können, die sich durch eine optimale Leistungsverteilung kaum steigern lassen. Bei Kurvenfahrt können jedoch Vorteile bezüglich Effizienz und Bodenschonung ausgemacht werden, da der Anstieg des Schlupfes beider Vorderräder bei enger werdenden Radien nahezu vermieden werden kann [70].

Mit dem Ziel, Zugkraft und Schlupf für gegebene Randbedingungen zu berechnen oder das erforderliche Gewicht eines Traktors für einen bestimmten Einsatzfall bestimmen zu können, entwickelt Zoz [71] ein Modell zur Beschreibung des Zugkraftverhaltens von Traktoren auf festem und nachgiebigem Untergrund. Geometrische Beziehungen am Traktor stehen im Vordergrund, um bspw. die Radlastverlagerung bei Zugbeanspruchung berücksichtigen zu können. Auf das zunächst als grafisches Hilfsmittel vorgestellte Modell folgt die Weiterentwicklung zu einer rechnergestützten Anwendung [72]. Die Modellierung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden wird für eine präzisere Abbildung auf die von Wismer und Luth [33] vorgestellten und von Brixius [30] verbesserten Gleichungen abgeändert. Vorschläge zur Integration von Radialreifen werden bereits gemacht. Deren Überprüfung widmen sich Al-Hamed et al. [73] unter Verwendung des weiterentwickelten Modells von Zoz [72]. Sie vergleichen Messergebnisse von 41 Traktoren bezüglich Schlupf, Zugkraft und Laufwerkwirkungsgrad mit den Berechnungsergebnissen und weisen nach, dass in über 50 % der Fälle die Abweichungen weniger als 20 % über der Messung liegen. Eine Verwendung sowohl für Diagonal- als auch Radialreifen wird von den Autoren als nachgewiesen angesehen. Eingang gehalten hat die finale Modellversion von Zoz [72] überdies in den ASABE-Standard 497.7 [23]. Grisso et al. [74] erörtern die Vorteile einer Tabellenkalkulation und setzen den ASABE-Standard entsprechend um. Sie verschieben die bisherige Systemgrenze der Betrachtung von der Radnabe bis zum Motor, indem die in [21] entwickelte empirische Gleichung zur Abschätzung des zeitbezogenen Verbrauchs in Abhängigkeit der Zapfwellenleistung, als Umrechnungsäquivalent zur Zugleistung, integriert wird. Optimale Zuordnungen von Traktor und Gerät können gefunden werden und zusätzlich sind Aussagen über Kraftstoffverbräuche möglich. Optimierungsrechnungen, bspw. zur Ballastierung, sind generell durchführbar, aufgrund der unterschiedlich detaillierten Modellierung aber in ihrer Komplexität eingeschränkt und auf den Reifen-Boden-Kontakt begrenzt. Alternativ zur Tabellenkalkulation wird die Umsetzung in *C++* beschrieben, was die Interaktion mit dem Benutzer vereinfachen soll und die Einbindung von Datenbanken zur Auswahl traktorspezifischer Größen ermöglicht [75, 76].

Zur Vorhersage der Schlupfzustände von Traktoren mit und ohne Allradantrieb setzen Catalán et al. [77] ein Berechnungsmodell in *Visual Basic* um. Dafür binden sie vier aus der Literatur bekannte Traktionsmodelle ein, zwischen denen der Anwender wählen kann. Zur Beschreibung der Einsatzbedingungen des Traktors werden der Cone-Index sowie die Zugkraft und nicht die Motorleistung verwendet, was als wesentlicher Unterschied zum Modell von Al-Hamed et al. [73, 76] herausgestellt wird. Identische Ansätze für den Reifen-Bodenkontakt werden auch von Kumar und Pandey [78] eingebunden. Darüber hinaus bilden sie die Belastung durch ein Arbeitsgerät über den ASABE-Standard 497.7 [23] ab. Das Regressionsmodell zur Berechnung des zeitbezogenen Kraftstoffverbrauchs in Abhängigkeit einer äquivalenten Zapfwellenleistung erinnert methodisch an Grisso et al. [21], allerdings werden Messergebnisse aus einem indischen Traktorentest am *Central Farm Machinery Training and Testing Institute* zur Parametrierung verwendet.

Gee-Clough et al. [79] entwickeln die Gleichungen von Wismer und Luth [33] weiter. Der empirische Ansatz zur Beschreibung der Traktion stützt sich auf eine Reifen-Mobilitätskennzahl, die sich aus einer mathematischen Beziehung geometrischer Größen des Reifens, der Radlast und des Cone-Index für den überfahrenen Boden ergibt. Die für verschiedene Bodenbedingungen auf gegrubbertem, gepflügtem oder Stoppelfeld empirisch ermittelten Gleichungen stellen einen Zusammenhang zum maximalen Triebkraft- und dem Rollwiderstandsbeiwert her. Beide werden zur Bewertung des Traktionsverhaltens unter verschiedenen Einflussgrößen verwendet [80]. Nimmt bei konstanter Radlast die Einfederung des Reifens aufgrund einer nachgiebigeren Karkasse zu, so kann vor allem bei mittleren bis schlechten Traktionsbedingungen des Bodens eine deutliche Steigerung der maximal übertragbaren Triebkraft verzeichnet werden.

Um Einflüsse von Reifeninnendruck und Radlast auf das Zugkraftverhalten eines Allradtraktors im unteren Leistungssegment (Motornennleistung 65 kW) zu untersuchen, implementieren Battiato und Diserens [81] ein semi-empirisches Modell in *Visual Basic* und unterstreichen gleichzeitig die Notwendigkeit zur Validierung durch praxisnahe Messungen. Sie setzen das physikalische Modell von Bekker [58] als Rahmen für die theoretische Beschreibung der Interaktion, wählen zur Annäherung der Kontaktfläche allerdings einen parabolischen Ansatz [82]. Als einzelradbezogene Eingangsparameter sind verschiedene physikalische und semi-physikalische Boden- und Reifenparameter, die Radlastverteilung und die Vorei-

lung von Vorderachse zu Hinterachse zu bestimmen. Im Ergebnis liegt eine Betrachtung auf Gesamtfahrzeugebene vor, die Zugkraft, Triebkraftbeiwert, Laufwerkwirkungsgrad und Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit vom Schlupf ausweist. Die Modellvalidierung, welche im Rahmen einer Parametervariation von Reifeninnendruck und Gewicht mit drei Traktoren unterschiedlicher Motornennleistung (40 kW, 65 kW und 132 kW) durchgeführt wird, zeigt eine gute Übereinstimmung zur Simulation [83]. Grenzbereiche der Modellierung bei hoher Radlast und geringem Reifeninnendruck, also maximaler Reifenauslastung, werden ersichtlich. Die Vielzahl teils aufwändig zu bestimmender Eingangsparameter erschwert eine allgemeingültige Anwendung des Modells für den Reifen-Boden-Kontakt.

Mit der Erweiterung um eine Kraftstoffverbrauchskalkulation findet die Modell-Umsetzung in einer von der *Forschungsanstalt Agroscope* herausgegebenen Tabellenkalkulation statt [84]. Deren Fokus liegt klar auf Betrachtungen zum optimierten Einsatz von Traktoren mit dem Ziel der Bodenschonung, liefert gleichzeitig aber auch einen Beitrag zur Verbrauchsoptimierung. Die Grundlage der Verbrauchskalkulation wird aus Messungen zum Kraftstoffverbrauch verschiedener Traktoren bei der Zugkraftmessung im Feld erschlossen und über eine Abhängigkeit des spezifischen Verbrauchs vom Reifenschlupf modelliert [85]. Für den Antriebsstrang, von der Radnabe bis zum Motor, wird ein konstanter Leistungsverlust von 15 % angenommen. Damit wird ein Modell vorgestellt, welches durch den gewählten Modellansatz zwar den Reifen-Boden-Kontakt detailliert darstellt. Im Detaillierungsgrad weit dahinter zurück bleibt die Kalkulation des Verbrauchs, da sie sich nur auf eine geringe Anzahl an Messungen und Annahmen stützt. Eine Übertragung oder Anpassung der Modellparametrierung auf andere Anwendungsbereiche erscheint außerdem aufwändig.

Für eine echtzeitfähige Simulation des dreidimensionalen Verhaltens mehrachsiger Nutzfahrzeuge bei Geländefahrt stellt Harnisch [86] ein modulares Modellkonzept vor. Dessen Kernkomponenten werden über ein Reifen-Boden-Modell, ein Antriebsstrangmodell inklusive Motor, ein Modell für das Lenkverhalten und ein Fahrzeugmodell abgebildet. Zur Modellierung des Reifen-Boden-Kontakts optimiert er einen aus der Literatur bekannten analytischen Ansatz [87], bei dem die dreidimensionale Wechselwirkung zwischen Reifen und Boden in horizontaler und vertikaler Richtung über eigenständige Beziehungen beschrieben und in Versuchen parametrisiert wird [88]. Trotz der Möglichkeit zur Berechnung von Kraftstoffverbräuchen steht der Fokus auf Untersuchungen zu Fahreigenschaften. Vor allem in Verbindung mit

der dynamischen Mehrkörpersimulation des Fahrzeugs wird die Verwendung des Modells, neben der Weiterentwicklung von Antriebskonzepten, als Fahrsimulator gesehen [89].

Regazzi et al. [90] zielen darauf ab, die wichtigsten konstruktiven Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad der Übertragung von Motor- in Zugleistung zu identifizieren und zu optimieren. Der Antriebsstrang eines Allradtraktors wird in ein numerisches Simulationsmodell überführt. Aus Parametervariationen werden Kennfelder erstellt, die eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von konstruktiven Größen, wie der Voreilung der Vorderachse, der horizontalen Schwerpunktlage oder den dynamischen Rollradien an Vorder- und Hinterachse abbilden. Sind letztere identisch, die Voreilung gleich null und der Schwerpunkt in Richtung Vorderachse verschoben, wird ein Optimum des Wirkungsgrades gefunden.

Eine einfache Gleichung zur Berechnung der Flächenleistung einer Maschinenkombination aus Traktor und Arbeitsgerät wird von Kutzbach [91] entwickelt. Mit dieser werden die Einflüsse von Arbeitsbreite, Schlupf und Gesamtmasse für den Einsatz mit Pflug und Grubber bei drei unterschiedlichen Traktionsverhältnissen veranschaulicht. Hervorgehoben wird die Bedeutung des Bodens auf die erreichbare Flächenleistung und das Zusammenspiel von Arbeitsbreite und Arbeitsgeschwindigkeit. Durch Auswahl des korrekten Bearbeitungszeitpunkts ist eine positive Beeinflussung erreichbar. Hohe Arbeitsgeschwindigkeiten sind generell zu vermeiden, wenn dies das Arbeitsergebnis zulässt. Da zur Charakterisierung der Leistung des Traktors die Nabenleistung gewählt wird, ist zwar der Reifen-Boden-Kontakt berücksichtigt, Aussagen zum Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch sind hingegen ausgeschlossen.

Die Eignung von KNN für die Modellierung der Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden wird in [92, 93] bewertet. Einflüsse der unabhängigen Variablen Geschwindigkeit, Radlast und Schlupf auf die abhängigen Variablen Laufwerkwirkungsgrad, Triebkraftbeiwert und Zugleistung werden experimentell analysiert und damit wird ein neuronales Netz trainiert. In der Gegenüberstellung zu Feldversuchsdaten werden Bestimmtheitsmaße von mindestens 0,96 erreicht, weshalb die Autoren die zunehmende Bedeutung von KNN in diesem Bereich unterstreichen. Eine Verschmelzung von KNN mit Fuzzy-Logik zu *Adaptive Neuro-Fuzzy Inference Systems* (ANFIS) wird in [94, 95] als eine mögliche Weiterentwicklung vorgeschlagen, wenn die Zusammenhänge zwischen abhängigen und unabhängigen Variablen in den Trainingsdaten größere Unsicherheiten enthalten. Bei Anwendung auf den Trainingsdatensatz der KNN zeigt sich, dass ähnliche Übereinstimmungen mit Messdaten erreichbar sind. Shafaei et al.

[96] vergleichen beide Methoden anhand eigener Messungen miteinander und erreichen mit ANFIS bessere Übereinstimmungen.

### 2.1.2 Arbeitsgeräte

Wird der Traktor in Kombination mit einem Arbeitsgerät eingesetzt, so fallen je nach Einsatzszenario Leistungsbedarfe seitens der Arbeitsgeräte an. Eine korrekte Abbildung dieser Leistungsbedarfe in der Simulation erfordert entsprechende Modellansätze, für die im folgenden ein methodischer Überblick gegeben wird. Als strukturgebendes Element dient die Betrachtungsebene, die sich in Einzelwerkzeug und Gesamtmaschine abgrenzt.

#### Betrachtungsebene Einzelwerkzeug

Analytische oder physikalische Ansätze bilden die historische Grundlage zur Beschreibung der Kräfte auf die Schar eines Pfluges bei der wendenden Bodenbearbeitung. Gorjatschkin [97] ordnet die Zugkraft eines Pfluges den drei Ursachen der Reibung zwischen Schar und Furche, dem Widerstand des Bodenbalkens gegen Verformung und der Beschleunigung des Bodenbalkens zu. Eine Berechnungsgleichung wird eingeführt, die Fahrgeschwindigkeit, Arbeitsbreite und Arbeitstiefe berücksichtigt und Koeffizienten für den Einfluss verschiedener Schargeometrien beinhaltet. Die Aufteilung in einen statischen und dynamischen Anteil im spez. Pflugwiderstand  $z_{\text{spez}}$ , **Gl. (1)**, wird von Söhne [98] übernommen. Werte für den statischen Zugwiderstand  $z_0$  sowie den Koeffizienten des dynamischen Zugwiderstands  $\tau$  werden empirisch für verschiedene Scharformen, Bodenarten und -feuchten ermittelt.

$$z_{\text{spez}} = z_0 + \tau \cdot v^2 \quad (1)$$

Söhne [99] teilt die beim Pflügen aufzuwendende Arbeit in Komponenten für das Schneiden, Verformen, Beschleunigen und Bewegen des Bodenbalkens sowie der Reibung zwischen Boden und Schar auf. Er liefert grundlegende Berechnungsgleichungen, um die aufzubringende Zugkraft zu ermitteln. Die auf ein Pflugschar wirkenden Kräfte in drei Raumrichtungen werden in [100] aus den Reaktionskräften berechnet, die erforderlich sind, um den Boden über das Schar zu bewegen. Godwin et al. [101] stellen ein Zugkraftmodell vor, das Schargeometrien, Fahrgeschwindigkeit, Arbeitstiefe und verschiedene Bodeneigenschaften berücksichtigt.

Mechanische Analysen der Kräfte zwischen Boden und Einzelwerkzeug werden zur Ableitung von Berechnungsmodellen für verschiedene passive [102–105] und aktive Bodenbearbeitungsgeräte mit horizontaler Drehachse [106, 107] aufgestellt. Zur Berechnung des erforderlichen

Antriebsmoments für rotierende Zinken mit vertikaler Drehachse, bspw. in einer Kreiselegge, entwickelt Thakur [108] ein Modell, das auf den am Zinken wirkenden Kräften basiert. Quasistatische Kräfte, Bodenwiderstand aufgrund der Tragfähigkeit des unbearbeiteten Bodens und dynamische Kräfte aus der Beschleunigung des Bodens ergeben die Gesamtkraft der Bodenreaktion. Detaillierte Eingangsgrößen sind für das Modell notwendig, mit denen der Zinken und dessen Schnittfläche geometrisch sowie der Boden physikalisch zu beschreiben ist.

Empirische Modelle für Einzelwerkzeuge stellen den experimentell ermittelten Einfluss unabhängiger Variablen auf eine abhängige Variable, häufig über Regressionsmodelle, ab. Gebresenbet [109] ordnet die Zugkraft am Pflugschar den einzelnen Komponenten des Schares zu und leitet aus Messdaten Regressionsgleichungen zur Beschreibung der Einzelkomponenten ab. Der Fokus liegt darauf, dynamische Einflüsse von Arbeitstiefe, Fahrgeschwindigkeit und Bodenwiderstand zu integrieren. Das in [110] vorgestellte empirische Modell bildet den Einfluss von Geschwindigkeit und Arbeitstiefe auf die Zugkraft eines Pfluges als lineares Regressionsmodell ab. Neue Koeffizienten werden in [111, 112] ergänzt, um den Einfluss der Scharform einzubinden und darüber Einzelwerkzeuge eines Grubbers darzustellen.

Zur Potentialanalyse wird in [113] ein FEM-Modell für die Interaktion von Pflugschar und Boden aufgebaut. Im Vergleich zu Zugkraftmodellen aus der Literatur [101] werden beim Abgleich mit Messdaten aus Feldversuchen ähnliche Korrelationskoeffizienten erreicht. Eine Optimierung der Einsatzparameter eines Pflugs wird in [114] mittels FEM beschrieben. Bei ausreichender Bodenwendung kann eine Einstellung gefunden werden, bei der durch Wahl von Fahrgeschwindigkeit, Arbeitstiefe und geometrischen Randbedingungen des Schares die Zugkraft minimal wird. DEM-Methoden finden zunehmend Verbreitung, vorrangig zur Abbildung der Interaktion zwischen dem Boden und unterschiedlich geformten Pflugscharen [115, 116] oder auch den zugehörigen Vorschälern [117]. Mudarisov et al. [118] beschreiben das physikalische Verhalten von Boden als Fluid und implementieren ihren Ansatz in einer CFD-Simulationsumgebung. Zur Modellierung der Interaktion zwischen Boden und Pflugschar wird eine Kopplung mit einer DEM-Software umgesetzt. Messungen mit einem Einzelwerkzeug in der Bodenrinne werden genutzt, um das Modell zu parametrieren. Eine vergleichende Diskussion von DEM und FEM am Beispiel der Interaktion des Bodens mit einer einfachen Schargeometrie führt in [119] zu differenzierten Aussagen. Zwar können mit der DEM die

vertikalen Kräfte auf das Werkzeug besser dargestellt werden. Allerdings eignet sich die FEM in dieser Anwendung eher, um die Bewegung des Bodens vor dem Werkzeug abzubilden.

Allen Modellen auf Einzelwerkzeugebene ist gemein, dass sie hohes Detailwissen über die Werkzeuge bezüglich Geometrie und über den Boden bezüglich physikalischer Eigenschaften erfordern. Die Modellparametrierung zur Übertragung auf Praxisbedingungen bringt hier besondere Schwierigkeiten mit sich.

### **Betrachtungsebene Gesamtmaschine**

Zur Beschreibung des Verhaltens auf Gesamtmaschinenebene haben sich vorwiegend empirische Modelle etabliert. Harrigan und Rotz [26] liefern, basierend auf Literaturrecherchen, die empirische Modellgleichung in **Gl. (2)**, die aufgrund ihrer breiten Anwendbarkeit Eingang in den ASABE-Standard 497.7 [23] gehalten hat. Die Zugkraft  $F_Z$  ist auch hier in einen statischen und einen dynamischen Anteil aufgeteilt. Über die Regressionsparameter  $\alpha_1 - \alpha_3$  ist die arbeitsgerätespezifische Parametrierung möglich. Der quadratische Geschwindigkeitseinfluss wird für Arbeitsgeräte der nicht wendenden Bodenbearbeitung durch  $\alpha_3 = 0$  eliminiert. Geräteseitig werden Arbeitsbreite  $b_{AG}$  und Arbeitstiefe  $t_{AG}$  berücksichtigt. Die Einflüsse des Bodens können über die Wahl von  $k_{Boden} = 0,45 \dots 1,0$  festgelegt werden, der sich abstrakt am Widerstand des Bodens gegen mechanische Bearbeitung orientiert. Ursprünglich als Zahlenwertgleichung vorgesehen, wird zur Harmonisierung der Einheiten eine gerätespezifische Korrektur über  $E_{ASABE}$  vorgenommen. Eine umfangreiche Datenbasis mit Geräteparametern (vgl. **Tabelle 8** im Anhang) ermöglicht die Abbildung einer großen Anzahl von Arbeitsgeräten für Bodenbearbeitung und Aussaat. Vorteilhaft ist außerdem, dass einzelne Geräte additiv kombiniert und so flexibel neue Geräte geschaffen werden können.

$$F_Z = k_{Boden} \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot v + \alpha_3 \cdot v^2) \cdot E_{ASABE} \cdot b_{AG} \cdot t_{AG} \quad (2)$$

Für Arbeitsgeräte mit Antriebsleistung an der Zapfwelle wird eine vergleichbare Modellgleichung mit Datenbasis zur Parametrierung geliefert [27]. Einen Vergleich zu realen Messdaten zeigen Pittla et al. [120]. Sie zeichnen CAN-Bus Daten von Traktoren während der Bodenbearbeitung und Aussaat auf und unterstreichen die gute Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen aus der Modellgleichung. Rößler et al. [121] befassen sich mit den Möglichkeiten einer Online-Parametrierung dieser Berechnungsgleichung, um den schwierig festzulegenden Bodenparameter zu bestimmen. Die vorgeschlagene Methode ermöglicht es, bspw. bei der

Bodenbearbeitung, durch Messung der aktuellen Betriebsparameter Zugkraft, Arbeitstiefe und Fahrgeschwindigkeit eine situationsangepasste Parametrierung der Gleichung durchzuführen und damit eine präzise Prognose für die Zugkraft im nächsten Zeitschritt zu liefern.

Getzlaff [122] untersucht, wie sich die Kräfte in der Dreipunktaufhängung eines Dreischarpfluges bei unterschiedlichen Scharformen und konstruktiven Parametern verhalten. Die Messergebnisse werden grafisch in Kennfeldern aufbereitet und geben einen Überblick über Einflussgrößen und optimale Einstellungen. Den Einfluss von Anstell- und Griffwinkel der Scheiben sowie Arbeitstiefe auf den Zugkraftbedarf einer Kurzscheibenegge untersuchen Kogut et al. [123]. Aus Messergebnissen in Feldversuchen leiten sie für weitere Analysen der unabhängigen Variablen ein lineares Regressionsmodell ab. Neben den geometrischen Größen werden jedoch keine bodenseitigen Einflüsse berücksichtigt. Ähnliche Untersuchungen führen Upadhyay et al. [124] in der Bodenrinne mit einer Kurzscheibenegge durch, deren Arbeitsbreite auf drei Scheiben in jeder Bearbeitungsebene reduziert ist. In der aus den Messdaten abgeleiteten Regressionsgleichung wird hingegen der Einfluss des Bodens über den Cone-Index eingebunden. Im Vergleich zu Berechnungsergebnissen nach dem ASABE-Standard [26] ergeben sich Abweichungen von bis zu 50 %, was auf fehlende Berücksichtigung des Cone-Index in [26] zurückgeführt wird. Die Möglichkeiten der konstruktiven Beeinflussung des Zugkraftbedarfs von Strip-Till-Werkzeugen wird in [125] in Feldversuchen dargestellt. Fahrgeschwindigkeit und Arbeitstiefe des Bearbeitungszinkens werden als wichtigste Faktoren herausgestellt. Bei doppelter Arbeitstiefe ist geschwindigkeitsunabhängig eine Zugkrafterhöhung von ca. 50 % zu verzeichnen. Durch Parametrierung einer Modellgleichung mit den Messdaten können die Abhängigkeiten der Zugkraft von den untersuchten konstruktiven Werkzeugparametern weiter analysiert werden. Einflüsse des Bodens fließen nicht mit ein.

Herberg [126] führt experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Fahrgeschwindigkeit, Antriebsdrehzahl und Zinkenanzahl auf Zugkraft und Antriebsmoment einer Kreiselegge durch. Die Abhängigkeit von jeder Einflussgröße beschreibt er isoliert über eine lineare Regressionsgleichung, verknüpft diese jedoch nicht untereinander und stellt keinen Zusammenhang zwischen den verschiedenen Bodenbedingungen auf den Versuchspartzellen her.

Neben empirischen Modellen aus Regressionsgleichungen werden weitere Methoden analysiert. Der Einsatz von ANFIS wird in [127] am Beispiel eines Tiefengrubbers dargestellt. Zur Gegenüberstellung von KNN und linearer Regression werden in [128] Einflussgrößen auf die

Zugkraft eines Grubbers experimentell betrachtet. Das trainierte KNN eignet sich den Autoren zufolge deutlich besser zur Abbildung der Zusammenhänge als lineare Regressionen. Die DEM wird ebenfalls verwendet, um komplette Arbeitsgeräte am Beispiel eines Drehpfluges abzubilden [129]. Ein Vergleich mit Berechnungen nach dem ASABE-Standard [26] zeigt, dass die Simulationsergebnisse in ähnlicher Größenordnung liegen und bei einer Sensitivitätsanalyse für Arbeitstiefe und Fahrgeschwindigkeit zu den erwarteten Reaktionen führt.

Neben der Zug- und Antriebsleistung fallen bei einigen Arbeitsgeräten auch hydraulische Leistungsbedarfe an. Sie sind häufig jedoch nur für Hilfsantriebe notwendig und von der Größenordnung her als geringer einzustufen, weswegen sie in den aus der Literatur bekannten und oben dargestellten Modellgleichungen keine Berücksichtigung finden. Dennoch ist deren Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch des Traktors, gerade in Bezug auf das Systemverhalten, nicht zu unterschätzen und muss in entsprechende Modelle einfließen.

### 2.1.3 Erntemaschinen

Nur wenige Veröffentlichungen sind bekannt, die Modelle zur Berechnung des Verbrauchs von selbstfahrenden Erntemaschinen für die Körnerfruchternte thematisieren. Komponentenanalysen mit dem Ziel der Effizienzsteigerung leisten einen wesentlichen Beitrag zur Verbrauchsoptimierung und finden sich hingegen häufiger.

Fleczorek [130] stellt eine Methode zur Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen vor und wendet sie am Beispiel des Mähdreschers an. Von maschineneigenen Telematik-Systemen übermittelte Messdaten aus dem Ernteeinsatz mehrerer Serienmaschinen vom Typ *CLAAS Lexion 600* liefern die zur Bewertung notwendigen Informationen zu Prozessdaten. Daraus abgeleitete Verweildauer-Klassierungen, für bspw. die Fahrgeschwindigkeit oder Motordrehzahl, werden in einem weiteren Schritt kombiniert mit Messdaten von Versuchsmaschinen gleichen Typs. Typische Leistungsanforderungen für bspw. den Fahrtrieb können so festgelegt werden. Zur modellbasierten Verlustanalyse der Arbeitsantriebe, der Arbeitshydraulik und des Fahrtriebs werden Modelle in *MATLAB/Simulink* aufgebaut. Virtuelle Systemvergleiche der Arbeitshydraulik zeigen für die Arbeitsfahrt eine Reduzierung der Gesamtenergieverluste von ca. 40%, wenn statt der serienmäßigen Konstantstrom-Hydraulik mit implementiertem Konstantdruck eine reine Konstantdruck-Hydraulik verwendet wird. Für den Fahrtrieb wird ein alternatives Antriebskonzept im Vergleich zum Serienstand, bestehend aus Hydropumpe

und Hydromotor mit nachgelagertem 2-stufigen Schaltgetriebe, analysiert. Durch die Ausführung mit zwei Hydropumpen, zwei Hydromotoren und einem nachgelagerten 4-stufigen Doppelkupplungsgetriebe kann eine wirkungsgradoptimale Adaption an die aktuelle Zugkraftanforderung erfolgen. Der Energienutzungsgrad, der mittlere Wirkungsgrad über einen definierten Zeitraum, lässt sich so um 2,6 % steigern. [130]

Um Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz in der Getreideernte definieren zu können, stellen Fillingham et al. [131] den Bedarf geeigneter Simulationsmodelle für den Kraftstoffverbrauch eines Mähdreschers im Feldeinsatz heraus. Sie führen Messungen zum Leistungsbedarf auf Ebene der Prozesskomponenten an vier Maschinen durch und decken dabei verschiedene Einsatzbedingungen bezüglich Maschineneinstellungen, Eigenschaften der geernteten Früchte und Felder ab. Nach statistischer Auswertung der Messdaten wird ein empirisches Modell in *MATLAB/Simulink* entwickelt. Leistungsbedarfe für den Fahrtrieb werden ebenfalls aus den Messungen in Abhängigkeit von bspw. Fahrgeschwindigkeit, Bodenfeuchte und Cone-Index über ein Regressionsmodell in der Simulation abgebildet. Beispielhaft werden erzielbare Einsparpotentiale beim Kraftstoffverbrauch durch reduzierte Stroheuchte und gleichbleibend scharfe Häckslermesser mit 2 – 3 % ausgewiesen. Allerdings wird nur eine grobe Modellbeschreibung vorgenommen.

Um losgelöst von kurzen Erntezeitfenstern virtuelle Feldversuche zu ermöglichen, führen Müller et al. [132] Untersuchungen zu Leistungsbedarf und -verteilung an einem Versuchsmähdrescher *CLAAS Lexion 470* durch. Nach Aufrüstung der Maschine mit Messtechnik zur Ermittlung von Drehmoment und Drehzahl an wichtigen Prozesskomponenten werden aus dem Feldeinsatz Lastkollektive auf Komponentenebene ermittelt. Nach typischen Teilaufgaben des Ernteeinsatzes (Dreschen, Wenden, Abtanken, etc. . . .) zergliedert, werden daraus Teilkollektive gebildet. Durch Rekombination unter einer anderen zeitlichen Gewichtung der Teilaufgaben lassen sich Lastkollektive für virtuelle Felder synthetisieren [133].

Häberle [134] führt diesen methodischen Ansatz fort, fokussiert seine Betrachtungen aber auf den hydrostatischen Fahrtrieb eines Versuchsmähdreschers *CLAAS Lexion 750*. Einsatzprofile und Lastkollektive aus Feldeinsätzen werden genutzt, um dessen Effizienz mit einem im Rahmen der Arbeit aufgebauten und validierten Simulationsmodell zu bewerten. Alternative Antriebskonzepte werden diskutiert, im virtuellen Versuch bewertet und abschließend ein wirkungsgradoptimales Antriebskonzept dargestellt. [134]

#### 2.1.4 Verfahrensketten

Eine Berücksichtigung des Kraftstoffverbrauchs in kompletten Verfahrensketten wird häufig im Rahmen von Energiebilanzierungen notwendig, die darauf abzielen, den Energieeinsatz auf Betriebsebene im Pflanzenbau aufzuzeigen [135]. Kalk und Hülserbergen [136] stellen zu diesem Zweck einfache Regressionsgleichungen vor, mit denen der Kraftstoffeinsatz bei wichtigen Arbeitsgängen der Pflanzenproduktion abgeschätzt werden kann. Messdaten aus der Literatur bilden die Grundlage und werden um Kalkulationen des *KTBL* [16] ergänzt. Grundlegende Standort- und Bewirtschaftungsbedingungen, wie Bodenart, Arbeitsbreite und -tiefe bei der Bodenbearbeitung, können berücksichtigt werden. Die Differenzierung fällt aber weitgehend oberflächlich aus. Für den Mähdrusch wird die Gültigkeit der abgeleiteten Gleichungen in Frage gestellt, eine abschließende Überprüfung bleibt jedoch aus.

Mit dem Ziel, den auf den Einsatz von Landmaschinen zurückzuführenden Anteil des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes in Kanada im Jahr 1990 zu ermitteln, wird in [137] die seit den frühen 1970er-Jahren vorangetriebene Entwicklung des Berechnungsmodells *Farm Fieldwork and Fossil Fuel Energy and Emissions – F4E2* vorgestellt und auf die vorliegende Zielstellung angepasst. Am Beispiel virtueller Modellbetriebe werden Verfahrensketten für vier typische Anbauregionen aufgestellt. Der Kraftstoffverbrauch der jeweils eingesetzten Traktoren und Erntemaschinen wird als Ursache der CO<sub>2</sub>-Emissionen nach dem Vorbild des ASABE-Standards [23] berechnet. Durch Extrapolation der Ergebnisse vom Modellbetrieb auf regionale und nationale Ebene werden die Aussagen hochskaliert. Eine Sensitivitätsanalyse zu den Einflüssen reduzierter Bodenbearbeitungsintensitäten, zum Wegfall sommerlicher Brachen auf den Prärieflächen und zum ausgedehnten Dauergrünland wird als Weiterführung in [138] vorgestellt. Das Potential dieser Maßnahmen als Kohlenstoffsенke überwiegt demnach jenes zur Einsparung von Kraftstoffen deutlich. Die Ergebnisse aus den beiden detaillierten Analysen werden in einem Meta-Modell zusammengefasst, das den kraftstoffbezogenen Beitrag in einem die gesamte kanadische Landwirtschaft umfassenden CO<sub>2</sub>-Kalkulationstool abbilden soll [139].

Moerschner [140] fasst Methoden zu Stoff- und Energiebilanzen zusammen, um am Beispiel von Fruchtfolgen mit Rapsanbau eine energetische Bewertung bei variierten Anbauintensitäten zu erstellen. Zur Modellierung des Kraftstoffverbrauchs in den einzelnen Verfahrensschritten wird nach der Auslastung der eingesetzten Maschinen unterschieden und eine teilzeitspezifische Betrachtung verwendet. Drei Leistungsklassen von Traktoren mit je fünf Auslastungs-

stufen werden gebildet und jedem, basierend auf Literaturangaben, ein durchschnittlicher zeitbezogener Kraftstoffverbrauch zugewiesen. Durch Multiplikation mit dem Zeitanteil in der jeweiligen Teilzeit entsteht der absolute Verbrauch für die Feldarbeit. Die höchsten betrieblich realisierbaren Einsparpotentiale werden in einer pfluglosen Fruchtfolge identifiziert. [140]

Neben Analysen zum Kraftstoffverbrauch der Verfahrensketten stehen auch Simulationsmodelle im Fokus, die Verfahrensabläufe detailliert abbilden können. Ereignisorientierte dynamische Simulationen werden verwendet, um Einflussgrößen auf die zeitlichen Abläufe und räumlichen Interaktionen in komplexen Ernteprozessketten visuell sichtbar und monetär quantifizierbar zu machen [141]. Optimierte Fahrtrouten innerhalb des Feldes steigern die Effizienz bei der Feldbearbeitung. Eine genaue Planung der Infield-Logistik, gerade beim interagierenden Mehrmaschineneinsatz, wird unterstützt durch objektorientierte Modelle [142].

Um die benötigten Zeiten für Teilaufgaben (Arbeiten, Wenden, Straßenfahrt, ...) bei der Erledigung von Feldarbeiten zu ermitteln, entwickeln Hanke et al. [143] ein agentenbasiertes Simulationsmodell. Agenten des virtuellen Betriebs bilden durch unterschiedliche Eigenschaften Elemente des realen Betriebs ab, wie Maschinen, Felder oder Betriebsstellen. Aufgrund der Interaktion untereinander vollziehen sie, durch situativ unterschiedliche Entscheidungslogiken, Handlungen und führen Aufträge aus, welche der Bearbeitung eines Feldes entsprechen. Werden Aufträge für mehrere Felder und Verfahrensschritte vergeben, können vollständige Verfahrensketten abgebildet werden. Als Eingangsgrößen sind dafür die betrieblichen Gegebenheiten, die technische Maschinenausstattung und Eigenschaften der Verfahrensketten zu definieren. Als Simulationsergebnis stehen Einsatzprofile der Maschinen nach dem *KTBL*-Zeitgliederungsschema [144] zur Verfügung. [145]

## 2.2 Effizienzsteigernde Technologien

Der Begriff Effizienz beschreibt nach DIN EN ISO 9000 [146] das Verhältnis zwischen dem erreichten Ergebnis und dem dafür aufgebrauchten Einsatz. Eine Quantifizierung von Input und Output führt zum Effizienzmaß, dessen Bandbreite für verschiedene Indikatoren Wulfmeier [147] am Beispiel mobiler Maschinen in die Kategorien Finanzen, Kapazität, Leistung und Qualität klassiert. Durch Einbezug energieverwandter Größen für Aufwand und Nutzen, wie Leistung, Kraftstoffverbrauch oder CO<sub>2</sub>-Emissionen als Äquivalent zum Verbrauch, wird der Begriff Energieeffizienz geprägt [148]. Zur Verbesserung der Effizienz können der Nutzen maximiert oder der Aufwand minimiert werden. Die Effizienzsteigerung resultiert also aus

einem verbesserten Verhältnis von Nutzen zu Aufwand und ergibt sich damit aus der Differenz von Effizienzmaßen.

Als effizienzsteigernde Technologien werden solche verstanden, die, gegenüber dem etablierten Stand der Technik, bei geringerem Aufwand denselben oder einen verbesserten Nutzen erbringen und somit zur Effizienzsteigerung führen. Dies umfasst in der vorliegenden Arbeit nicht zwangsläufig physische Komponenten, sondern im weitesten Sinne auch Maßnahmen, die sich durch Technologieeinsatz, eine geänderte Prozessführung oder eine neue Herangehensweise erschließen. Da Effizienzsteigerung auf unterschiedlichen Ebenen stattfindet, ist im folgenden Literaturüberblick keine konsistente Verwendung der Effizienzmaße zu beobachten. Aufwand und Nutzen können in ihrer Bedeutung nicht scharf abgegrenzt werden.

Der Einsatz effizienzsteigernder Technologien ist gerade bei Arbeitsgeräten mit dem hohen pflanzenbaulich bedingten Stellenwert der Arbeitsqualität konfrontiert, also der Effektivität eines Verfahrensschritts, der sich eine Effizienzsteigerung in gewissen Grenzen unterordnen muss. Einen Methodenansatz zur ganzheitlichen Technologiebewertung im Kontext von Effizienz und Effektivität stellen Steinhaus et al. [149] am Beispiel der Stoppelbearbeitung vor. Im folgenden Abschnitt werden daher nur solche Technologien fokussiert, die keine wesentliche Veränderung der Arbeitsqualität und damit der Effektivität bedingen. In wenigen Anwendungen wird davon abgewichen und bei der Bewertung darauf hingewiesen. Eingrenzend bleibt die eingangs aufgeführte Fokussierung auf die Bereiche Maschinen- und Prozesseffizienz bestehen. Alternative Antriebe werden nur angeschnitten. Auch kann keine vollständige Übersicht gegeben werden, da die Technologieentwicklung kontinuierlich fortschreitet.

### **2.2.1 Traktoren**

Bei Anwendungen mit hoher Zugkraftanforderung, bspw. tiefer Bodenbearbeitung, tragen die Verluste des Reifen-Boden-Kontakts aufgrund von Rollwiderstand und Schlupf in signifikantem Umfang zu den Gesamtverlusten eines Traktors bei [150]. Eine gezielte Optimierung traktionsbeeinflussender Parameter bewegt sich stets im Spannungsfeld beider Komponenten und ist gleichzeitig mit den situativ wechselnden äußeren Rahmenbedingungen (Zugkraft vom Arbeitsgerät, Bodenbedingungen) konfrontiert. Eine angepasste Wahl der Maschinenkonfiguration bezüglich der relativ leicht variierbaren Parameter Ballastierung und Reifeninnendruck ist entscheidend. Genaue Kenntnis der Wirkzusammenhänge zu erlangen, ist daher Gegenstand

zahlreicher Forschungsarbeiten. Jenane et al. [151] berichten für typische bei der Stoppel- und Grundbodenbearbeitung vorliegende Bodenzustände, dass die Laufwerksverluste bei einem Schlupf von 10 – 30 % minimal werden. Sie empfehlen den Betriebsbereich auf einen Triebkraftbeiwert  $\kappa = 0,4$  auszurichten, um eine effiziente Reifen-Boden-Interaktion sicherzustellen. Bei der wendenden Grundbodenbearbeitung werden Verbrauchsreduktionen von 2 – 5 % durch eine Absenkung des Reifennendruckes von 1,9 bar auf 1,0 bar nachgewiesen [152]. Aufgrund vorteilhafter Bodenbedingungen bei den Versuchen führt eine zusätzliche Ballastierung des Traktors zu einem Mehrverbrauch von bis zu 5 %.

Da der Reifennendruck allerdings auch den dynamischen Reifenradius und damit die kinematische Abstimmung des Antriebsstrangs beeinflusst, zeigt sich das Radienverhältnis zwischen Vorder- und Hinterrädern, gerade auf festem Boden, einflussgebend. Reifennendruckpaarungen, die zu geringen kinematischen Abweichungen führen, werden in [153] experimentell ermittelt und ermöglichen eine Verbrauchseinsparung von bis zu 14 % für die Leerfahrt auf der Straße. Wird auf nachgiebigem Boden der Reifennendruck von Vorder- und Hinterrad nicht identisch, sondern so gewählt, dass eine Voreilung der Vorderachse von ca. 2 % entsteht, kann der Kraftstoffverbrauch um ca. 2,5 – 3,0 % gesenkt werden, wie in [154] am Beispiel der Stoppelbearbeitung gezeigt wird. Gestützt werden die Ergebnisse durch die Analysen von Zebrowski [155], der den Leistungsfluss zwischen Reifen und Boden bezüglich der Richtung und der Leistungsanteile, die während der Bewegung auftreten, darstellt. Aussagen zur Effizienz der gesamten Maschine und der Konfiguration des Antriebsstrangs zur wirkungsgradoptimalen Verteilung der Leistung zwischen Vorder- und Hinterachse können durch die Methodik getroffen werden. Zu vermeiden ist seinen Ausführungen zufolge das Auftreten eines Blindleistungsflusses, wenn Leistung, quasi über den Boden, von der Hinter- zur Vorderachse übertragen wird, sobald die Voreilung der Vorderachse zu gering ist.

Eine einsatzbezogene Änderung der Bereifung ist aus ökonomischen Beweggründen nur bedingt möglich. Bei hohem Transportaufkommen auf dem Betrieb können spezielle MPT-Bereifungen für Straßenfahrten sinnvoll sein und führen zu Einsparpotentialen beim Kraftstoffverbrauch von bis zu 11,4 % [156]. Auch bei kombiniertem Einsatz auf Feld und Straße können diese Einsparungen bestätigt werden, allerdings nur, wenn die MPT-Bereifung bei Arbeiten mit geringen Zugkräften und trockenen Bodenbedingungen genutzt wird, bspw. in Verfahrensketten für den Futterbau [157]. Die aus dem kombinierten Einsatz resultierenden

gegenläufigen Anforderungen führen zu Weiterentwicklungen der Reifentechnologie. Eine flexiblere Reifenkarkasse und differenzierte Bereiche in der Lauffläche, die erst in Abhängigkeit des Reifeninnendrucks in Kontakt mit dem Untergrund kommen, ermöglichen eine einsetzbezogene Anpassung der Reifenkonfiguration mit dem *Flex-Reifen*. Ein um 15 % geringerer Rollwiderstand auf der Straße und eine veränderte Triebkraft/Schlupf-Charakteristik mit einer, je nach Bodenzustand, um 20 – 50 % höheren Triebkraft bei gleichem Schlupf, werden experimentell dargestellt [158]. Zur Ausschöpfung dieser Potentiale empfiehlt sich der Einsatz von Reifendruckregelanlagen für eine automatisierte Anpassung der Reifeninnendrucke. Solche Systeme sind allerdings erst dann nutzbringend, wenn ein häufiger Wechsel zwischen Straße und Feld manuelle Anpassungen ausschließt. Die Einsparpotentiale resultieren allein aus den Effekten, die durch einen optimalen Reifeninnendruck umgesetzt werden können. Generell werden Vorteile in flexibleren Reifenkarkassen gesehen, die auch bei hohen Radlasten durch geringe Reifeninnendrucke große Radaufstandsflächen ermöglichen und damit die gleiche Triebkraft bei reduziertem Schlupf umsetzen [159].

Zukünftige Perspektiven für Großtraktoren können in der Anwendung von Halbraupenlaufwerken gesehen werden. Feldversuche von Fedde et al. [160] zeigen im Vergleich zu Standardreifen, dass die Kraftübertragung global gesehen nicht effizienter ausfällt. Allerdings ist der Bereich optimaler Traktion, gerade bei feuchten Bedingungen, ausgeprägter. Der Verbrauch für die durchgeführten Zugkraftversuche fällt bei geringen Triebkraftbeiwerten bis zu 25 % geringer aus. Molari et al. [161] stellen nur geringe Traktionsvorteile bei Verwendung von Ansteckraupenlaufwerken an der Hinterachse eines Standardtraktors fest. Sie führen aber an, dass aufgrund des wegen zu hoher Voreilung ausgeschalteten Allradantriebs Potentiale ungenutzt bleiben. Eine Abstimmung des Antriebsstrangs auf diese Technologie ist daher essentiell. Ansteckraupenlaufwerke an Vorder- und Hinterachse umgehen das Problem und ermöglichen eine Steigerung der maximalen Zugkraft um ca. 40 % im Feld bei einem Schlupf von ca. 25 %. Auch bei geringem Schlupf können ähnliche Potentiale erschlossen werden [161].

Weniger Beachtung findet bisher der Reifenverschleiß, obwohl sich geringe Stollenhöhen verschlissener Reifen aufgrund des ansteigenden Schlupfes negativ auf eine effiziente Traktion auswirken. Spagnolo et al. [162] analysieren dies experimentell im Kontext von Ballastierung und Reifeninnendruck. Sie zeigen, dass neue Reifen (Stollenhöhe vorne/hinten: 30 mm/35 mm) im Vergleich zu verschlissenen (Stollenhöhe vorne/hinten: 4,5 mm/18 mm) die Laufwerkverlus-

te um 8 – 30 % reduzieren können, wobei der Maximalwert bei fehlender Ballastierung und hohem Reifeninnendruck auftritt. Eine Kompensation ist also in engen Grenzen möglich.

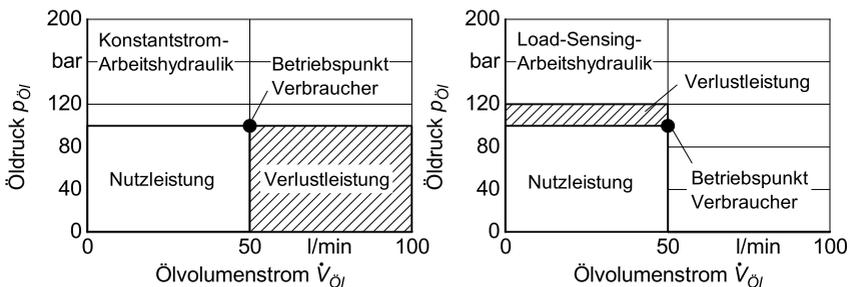
Ballastierung und Reifeninnendruck einsatzbezogen zu optimieren, erfordert genaue Kenntnis der aktuellen Traktionsbedingungen. Serientaugliche Systeme zur Echtzeitmessung der am Rad wirkenden Kräfte sind daher Gegenstand der Forschung, um daraus den aktuellen Status der Reifen-Boden-Interaktion bezüglich Triebkraftbeiwert und Laufwerkwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Schlupf abzuleiten [163, 164]. Sie liefern wichtige Eingangsinformationen für Systeme zur bodenadaptiven Schlupfregelung [165] und für Assistenzsysteme, die zur Unterstützung einer korrekten Wahl traktionsbestimmender Parameter auf eine ganzheitliche Optimierung abzielen [166]. Auch Pichlmaier [167] stellt die vier Einflussgrößen Reifeninnendruck, Radlastsumme, Radlastverteilung und Drehmomentverteilung ins Zentrum einer optimalen Traktion. Die Entwicklung des Traktionsmanagementsystems für eine Traktorstudie richtet er daran aus und ermittelt damit realistische Steigerungen des Laufwerkwirkungsgrades von 5 %. Im Einsatz auf einem Serienfahrzeug sind mit dem weiterentwickelten System Wirkungsgradsteigerungen von bis zu 10 % realisierbar [166].

Die Potentiale einer über den mechanischen Allradantrieb hinausgehenden Flexibilisierung der Leistungsverteilung zwischen den Achsen konkretisiert Brenninger [168]. Geringfügige Verbrauchsvorteile von ca. 1 – 2 % durch leicht höhere Laufwerkwirkungsgrade gegenüber dem konventionellen Allradantrieb kann er an einem Versuchstraktor mit beladenem Anhänger bei Straßenfahrten nachweisen. Er führt dies auf geringere Verspannungen im Antriebsstrang zurück und sieht den größten Vorteil in der Anpassung an unterschiedliche Reifenradien und der einhergehenden Vermeidung von Blindleistung begründet. Bei schwerer Zugarbeit hingegen, z.B. dem Pflügen, kompensiert sich der gestiegene Laufwerkwirkungsgrad mit den Zusatzverlusten des stufenlosen Antriebsstrangs. Verbrauchsvorteile sind nicht mehr nachweisbar. Die Integration adaptiver Vorderradantriebe in Stufenlosgetriebe mit hydrostatisch-mechanischer [169] oder elektrisch-mechanischer Leistungsverzweigung [170, 171] befindet sich auf dem Weg in den Serieneinsatz. Vorteile werden in einer positiven Beeinflussung und effizienteren Traktion, schwerpunktmäßig bei Kurvenfahrten, gesehen. Quantifizierte Aussagen zum Einfluss auf das Traktionsverhalten werden in den Veröffentlichungen nicht dargelegt.

Die Leistungsbereitstellung an Nebenantrieben erfolgt aktuell in mechanischer und hydraulischer Form. Weite Verbreitung findet im Bereich der Arbeitshydraulik nach wie vor das

Konstantstromsystem mit eingepprägtem Volumenstrom, bei dem Antriebsdrehzahl und Volumenstrom fest gekoppelt sind. Demgegenüber setzen sich Systeme mit eingepprägtem Differenzdruck und Verstellpumpe (Load-Sensing) immer stärker durch. Der Arbeitsdruck stellt sich in beiden Systemen der Last und den systembedingten Druckverlusten entsprechend ein. Hinzu kommt beim *Load-Sensing* (LS) die zur Regelung der Verstellpumpe erforderliche Druckdifferenz an einer Druckwaage. Der Volumenstrom wird bedarfsgerecht bereitgestellt, was gerade im Teillastbetrieb bei geringem geforderten Ölstrom Effizienzvorteile bietet, vgl.

**Bild 2.** Um die aus der systembedingten Druckdifferenz resultierenden Drosselverluste weiter zu minimieren, werden elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerungen untersucht. [172]



**Bild 2:** Energetischer Systemvergleich von Konstantstrom- und Load-Sensing-Arbeitshydraulik im Teillastbetrieb, nach [172]

Überwiegend als freie Motorzapfwelle etabliert, wird an der Heckzapfwelle mechanische Antriebsleistung auf den beiden Drehzahlniveaus von  $n_{ZW} = 540 \text{ 1/min}$  und  $n_{ZW} = 1.000 \text{ 1/min}$  bereitgestellt. Bei fester Kopplung ist hierfür eine Motordrehzahl  $n_{Motor} = 0,9 \cdot n_{Motor,Nenn}$  notwendig. Über zusätzlich schaltbare Getriebeübersetzungsstufen für Eco-Zapfwellen können die Zapfwellennormdrehzahlen bereits bei 70 % der Dieselmotorenndrehzahl erreicht werden, wodurch ein Teillastbetrieb des Motors in Bereichen mit besseren spez. Kraftstoffverbräuchen im Motorkennfeld möglich wird. Aufgrund des erreichbaren Einsparpotentials ist das Konzept technisch bereits länger etabliert, findet anwenderseitig aber nicht immer die nötige Beachtung. Der Wechsel zwischen den Übersetzungsstufen kann bei konventionellen Zapfwellengetrieben nur lastfrei im Stillstand geschaltet werden. Eine Adaption an sich ändernde Betriebsbedingungen ist somit nicht möglich. Allerdings führt diese Bauweise zu hohen Wirkungsgraden von ca. 95 % [173]. Synchronisierte Getriebestufen oder mehrstufig lastschaltbare Zapfwellengetriebe, wie in [174] vorgestellt, bieten sich zur weiteren Potentialausnutzung an [175]. Eine vollständige

ge Entkopplung von Motor- und Zapfwelldrehzahl erfordert stufenlose Antriebskonzepte, die bereits seit Anfang der 1990er Jahre diskutiert werden [176]. Hiermit können die Arbeitspunkte von Dieselmotor und Arbeitsgerät nach unterschiedlichen Strategien gesetzt und optimiert werden, was zum effizienten Maschineneinsatz in einem effektiv gestalteten Prozess beiträgt. Trotz der Vorteile scheitert ein Serieneinsatz nach [177] bisher auch an den hohen systembedingten Verlusten stufenloser Antriebskonzepte in hydrostatischer oder leistungsverzweigter Bauweise. Als Forschungsgegenstand wandeln elektrisch-mechanisch leistungsverzweigt angetriebene Heckzapfwellen die Antriebsleistung unter Volllast bei Wirkungsgraden von ca. 93,5 % und fallen nur im leichten Teillastbetrieb unter 90 % [173]. Demgegenüber stehen die Vorteile einer Drehzahlabenkung am Dieselmotor um bis zu 40 %. Im Kontext dieser Werte müssen sich andere Antriebskonzepte vergleichen lassen.

Neben den sich weiter etablierenden Stufenlosgetrieben mit hydrostatisch-mechanischer Leistungsverzweigung verlieren die Stufengetriebe mit Lastschaltung, zumindest im für die vorliegende Arbeit relevanten Traktorenmarkt, weiter an Bedeutung. Entwicklungstätigkeiten konzentrieren sich bei diesen vorwiegend auf optimierte Schaltstrategien [178]. Verlustleistungsanalysen eines Antriebsstrangs mit Lastschaltgetriebe zeigen, dass diese bei Maximalgeschwindigkeit bis zu 25 % der Motorleistung betragen und durch kontrollierte Ölführung in den Bremsen der Hinterachse reduziert werden sollten [179]. Rechnerische Verlustleistungsanalysen am Beispiel eines ausgangsgekoppelten Stufenlosgetriebes deuten an, wie wichtig eine geringe Motordrehzahl gerade bei kleinen Geschwindigkeiten ist, um die Verluste in der Hydrostateinheit gering zu halten, da sie zusammen mit den Verlusten der Getriebeölpumpe den höchsten Beitrag liefern [180]. Bietresato et al. [181] versuchen einen Vergleich der Wirkungsgrade von Stufenlos- und Lastschaltgetrieben auf Basis von Beschleunigungsversuchen mit Traktoren, kommen jedoch nicht zu eindeutigen Ergebnissen.

Spätestens mit Einführung von Stufenlosgetrieben lässt sich ein effizienter Betrieb nur durch Regelungsstrategien weiter maximieren, die ein kombiniertes Motor-Getriebe-Management umsetzen [182]. Grundlegende Konzeptvergleiche bezüglich Effizienz machen deutlich, dass trotz geringerer Wirkungsgrade des stufenlosen Antriebsstrangs der Kraftstoffverbrauch dadurch wesentlich gesenkt werden kann [183]. Besonders im Teillastbetrieb kann mit geeigneten Betriebsstrategien zur Absenkung der Motordrehzahl der Verbrauch um bis zu 25 % gesenkt werden [184]. Aus den beiden grundlegenden Fahrstrategien, welche aus der Pri-

märvorgabe Soll-Motordrehzahl für den Einsatz mit zapfwellengetriebenen Arbeitsgeräten und Soll-Fahrgeschwindigkeit für übrige Anwendungen resultieren, können im zweiten Fall Betriebsstrategien aus verschiedenen Optimierungskriterien entwickelt werden. Diese können im Sinne geringen Verbrauchs oder maximaler Leistung geführt werden und sind auch als adaptive Kompromisslösungen umgesetzt [182]. Missionsbasierte Betriebsstrategien gehen darüber hinaus und orientieren sich an Informationen zur aktuellen Arbeitsaufgabe und vorliegenden Randbedingungen [185]. So muss bspw. durch Prädiktion des Leistungsbedarfs vom Arbeitsgerät nur eine geringe Leistungsreserve bei der Betriebspunktwahl im Motorkennfeld vorgehalten werden und die Motordrehzahl lässt sich stärker absenken. In virtuellen Versuchen können Verbrauchseinsparungen von ca. 6 % beim Pflügen erzielt werden [185].

Grisso und Pitman [186] analysieren am Beispiel von Messdaten des NTT den Effekt aus dem Zusammenspiel von Motordrehzahl und Getriebeübersetzung auf den Kraftstoffverbrauch bei gleicher Zugkraft. Wird die Motordrehzahl um 20 – 30 % abgesenkt, kann 5 – 30 % Kraftstoff eingespart werden, unter der Voraussetzung, dass der Motor nur zu 75 % ausgelastet ist. Peca et al. [187] zeigen bei der Stoppelbearbeitung, dass eine Absenkung auf 80 % der Motornendrehzahl aufgrund der Gangwahl die Gesamteffizienz des Traktors, ausgedrückt als Zugleistung bezogen auf den Kraftstoffverbrauch, um 10 – 20 % gesteigert werden kann. Coffman et al. [188] ermitteln in Zugkraftmessungen ein mit sinkender Last zunehmendes Einsparpotential von bis zu 10 %, wenn durch die Betriebsstrategie des Stufenlosgetriebes eine Motordrehzahlabenkung zugelassen wird. Howard et al. [189] bestätigen die Ergebnisse durch eigene Messungen und vergleichen außerdem zu Zugkraftversuchen eines identischen Traktors mit Lastschaltgetriebe, der bei 75 % Motornendrehzahl betrieben wird. Bei gleicher Last fällt bei diesem trotz höherer Motordrehzahlen der Verbrauch geringer aus. Sie leiten daraus zwar ab, dass im Stufenlosgetriebe tendenziell höhere Verluste auftreten, schränken aber ein, da die Messungen nur bei einer Geschwindigkeit erfolgten. Generell wird der positive Effekt reduzierter Motordrehzahlen unterstrichen.

Als allgemeiner Trend ist in der Motorentechnologie eine Reduktion der Motornendrehzahl zu erkennen [190]. Aufgrund des für gleiche Nennleistung höheren effektiven Mitteldrucks führt dies zu einer Verbesserung des spez. Verbrauchs, die in [191] mit 2 % bei einer Reduktion um  $500 \frac{1}{\text{min}}$  angeführt wird. Die Getriebeübersetzung ist zunehmend so ausgelegt, dass die Maximalgeschwindigkeit bei reduzierter Motordrehzahl erreicht und bei geringer Last abgesenkt

werden kann, was die oben beschriebenen Effekte mit sich bringt. Andere Untersuchungen adressieren die Vermeidung von Leerlastbetrieb und beziffern das Einsparpotential auf ca. 1,6 % des jährlichen Gesamtverbrauchs eines Traktors [192].

Konzepte zur Elektrifizierung fokussieren aktuell die generatorische Bereitstellung elektrischer Leistung für Arbeitsgeräte [193], eine zusätzliche Hybridisierung des Antriebsstrangs durch elektrisch-mechanisch leistungsverzweigte Getriebe oder batterieelektrische Antriebe [194]. Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes von Alternativen zum Dieselmotorkraftstoff, regenerativen oder synthetischen Ursprungs, wird an vielen Stellen diskutiert, nehmen jedoch in absehbarer Zukunft keine marktrelevante Position ein [195–198]. Die Verwendung von Rapsölkraftstoff und Biodiesel wird unter dem Aspekt der Ressourcenschonung und Klimaschutz derzeit als das vielversprechendste Konzept gesehen [199].

### **2.2.2 Arbeitsgeräte**

Die verfügbare Arbeitsbreite von Arbeitsgeräten maximal auszunutzen, vermeidet doppelte Überfahrungen und wirkt sich intensiv in der Bodenbearbeitung und Aussaat auf den Kraftstoffverbrauch aus. Im Vergleich zur manuellen Lenkung des Traktors können Lenksysteme in den beiden Ausbaustufen ohne oder mit Korrektursignal eine Unterstützung bieten. Eine Spurüberlappung von bis zu 10 % bei manueller Lenkung wird in der Stoppelbearbeitung nachgewiesen, die sich durch Verwendung eines Lenksystems halbieren und mit zusätzlichem Korrektursignal sogar auf unter 2 % reduzieren lässt [200].

Lassen sich Teile des Gewichts vom Anbaupflug flexibel auf den Traktor übertragen, wie es Oberhaus et al. [201] durch Überdruck im Oberlenker erreichen, ist eine Erhöhung der Hinterachslast um bis zu 15 % möglich, während die Vorderachse nicht entlastet wird. Bei schlechten Traktionsbedingungen weisen sie experimentell aufgrund der Schlupfreaktion eine flächenbezogene Verbrauchsreduktion von 12,5 % nach. Zu vergleichbaren Ergebnissen kommen Moitzi et al. [202] für einen fünfscharigen Anbaupflug. Durch den Einsatz eines Traktionsverstärkers erhöht sich die Hinterachslast um ca. 12 % durch gleichzeitige Vorderachsentslastung. Der Schlupf sinkt und sie können einen um 10,2 % geringeren flächenbezogenen Verbrauch nachweisen. Marx [203] zeigt experimentell, dass beim Einsatz eines Hydraulikzylinders zur Zugkraftverstärkung an einem Flüssigmisttankwagen durch optimal eingestelltes Radlastverhältnis die Frontballastierung vollständig entfallen kann.

Antriebe für Streuteller (bspw. Düngerstreuer), Gebläse (bspw. Sämaschine) oder Pumpen (bspw. Pflanzenschutzspritze) erfolgen mechanisch oder teilweise auch hydrostatisch. Vorteilen bei hydrostatischen Antrieben durch eine höhere Flexibilität in der Betriebspunktwahl stehen Nachteile im Wirkungsgrad der Leistungsbereitstellung gegenüber. Effizienzbewertungen können nicht allgemein erfolgen, sondern müssen geräte- und einsetzspezifisch ausfallen. Ein Ersatz beider Antriebsvarianten durch elektrische Antriebe wird an verschiedenen Arbeitsgeräten untersucht [204, 205]. Effizienzvorteile ergeben sich nur im Vergleich zu hydrostatischen Antrieben.

Achsantriebe angehängter Arbeitsgeräte, in hydrostatischer [206] oder elektrischer [207] Bauart, dienen vorwiegend der Überwindung lokal auftretender extremer Bodenbedingungen und der Unterstützung im Grenzbereich der Traktion. Verbrauchsreduktionspotentiale entstehen erst in speziellen Szenarien mit häufigem Wechsel zwischen Straßenfahrt und Feldarbeit, wenn die Ballastierung des Zugfahrzeugs stark reduziert oder insgesamt eine kleinere Leistungsklasse gewählt werden kann. Bei Verwendung eines elektrischen Achsantriebs deuten Simulationsergebnisse zu Fahrzyklen bei der Ausbringung von Wirtschaftsdünger eine Verbrauchsreduktion von ca. 10 % an [208]. Im Vergleich beider Antriebsarten werden Effizienzvorteile für den elektrischen Antrieb gesehen, die am Beispiel eines gezogenen Kartoffelroders mit ca. 10 % quantifiziert werden [209]. Um die hohen Zugkräfte bei der wendenden Bodenbearbeitung trotz geringen Traktorgewichts mit niedrigem Schlupf effizient zu übertragen, wird eine Unterstützung seitens des Arbeitsgeräts diskutiert. Ein elektrisch angetriebenes Stützrad am Aufsattelpflug liefert bis zu 50 kW Antriebsleistung, wodurch, nach Angaben in [210], bei gleicher Traktorkonfiguration und gleichem Schlupfniveau bis zu zwei weitere Pflugschare gezogen werden können.

### 2.2.3 Mähdrescher

Der Leistungsbedarf und damit der zeitbezogene Kraftstoffverbrauch bei der Körnerfruchternte definiert sich in wesentlichem Maße über den Durchsatz an Erntegut während der Arbeitsfahrt. Obwohl die *Nicht-Korn-Bestandteile* (NKB) ca. 50 % Massenanteil daran haben, ist der volumetrische Anteil ungleich höher. Ein Ansatz zur Reduktion der Prozessleistung wird darin gesehen, das Vorsatzgerät höher zu führen und nicht den vollständigen Halm der Pflanze zu schneiden. Reduktionen im flächenspezifischen Verbrauch von bis zu 25 % sind, bei isolierter Betrachtung der Arbeitsfahrt, erreichbar, wenn die Stoppelhöhe um 22 cm erhöht ist. Erfordert

die Verfahrenskette jedoch flache Stoppel, ist ein nachfolgender Mulchvorgang notwendig. Der flächenbezogene Verbrauch kann daher insgesamt bis zu 10 % höher ausfallen. [211] Spezielle Vorsatzgeräte mit einem zusätzlichen, nachgeführten Messerbalken sollen solche nachfolgenden Arbeitsschritte ersetzen [212]. Ins Extreme geführt, wird durch ein Abstreifen der Ähren vom Halm der Strohdurchsatz minimal. Wacker und Böttinger [213] berichten von Feldeinsätzen des *NIAE-Stripper*, der als Ersatz für ein Getreideschneidwerk bei gleichem Mähdrescher einen 50 – 100 % höheren Korndurchsatz aufgrund gleichen NKB-Durchsatzes ermöglicht. Als weiterer Vorteil wird die zeitliche Entkopplung von Korn- und Strohernte angeführt und auf die Möglichkeit hingewiesen, die langen Stoppel alternativ durch einen Unterbauhäcksler am Vorsatz zu verarbeiten.

Zunehmende Arbeitsbreiten und steigende Erträge erhöhen die Anforderungen an die Prozesse zum Häckseln und Verteilen von Stroh. Die geforderte Prozessintensität definiert sich neben dem Leistungsbedarf auch aus der Aufbereitungsqualität, weshalb Auswirkungen im Kontext nachfolgender Verfahrensschritte stets kritisch beurteilt werden müssen. Brinkmann et al. [214] sehen zur Optimierung der Prozesseffizienz zwar generell zwei Vorgehensweisen: Reduktion der Prozessleistung bei konstanter Prozessqualität oder invers. Sie unterstreichen aber auch die Anforderung an zukunftsfähige Systeme für das Strohmanagement, eine Balance zwischen der erforderlichen Aufbereitungsintensität und dem dazu notwendigen Leistungsbedarf zu finden. Am Beispiel eines Häckslers mit aktiver Strohverteilung werden Potentiale zur Leistungsreduktion bei gleichbleibender Arbeitsqualität diskutiert. Das vorgestellte mechanische Antriebskonzept ersetzt den bisher üblichen hydrostatischen Antrieb des Strohverteilers und reduziert dessen Antriebsleistung um bis zu 40 %, was zu einer Verbrauchsreduktion von  $1\frac{1}{h}$  in der Arbeitsfahrt führen soll. Durch veränderte Stellung der Gegenscheide kann die Leistungsaufnahme des Häckselprozesses beeinflusst werden. Zwischen minimalem und maximalem Eingriff werden Leistungsunterschiede von 35 % aus Feldversuchen berichtet, was sich in einer Verbrauchsreduktion von 5,5 % während der Arbeitsfahrt auswirkt [215]. Eine geringere Komplexität zeichnet alternative Häckslerkonzepte mit vertikaler Rotationsachse durch die integrierte aktive Strohverteilung aus, was bezüglich Leistungsbedarf jedoch keine Vorteile bringt [216]. Die im vorigen Absatz diskutierten Ansätze zur Minimierung des Strohdurchsatzes reduzieren ebenso die Leistungsaufnahme des Häckselprozesses. In der Extremform wird eine Verlagerung an das Vorsatzgerät, wie in [213] vorgeschlagen, oder in einen anderen Verfahrensschritt erreicht. Das Stroh bleibt den intensiven maschineninternen

Prozessen fern und muss weder zusammengeführt noch verteilt werden.

Die Auslegung des Kühlsystems für den Motor auf die herausfordernden Einsatzbedingungen während des Ernteeinsatzes unter den gestiegenen Anforderungen neuer Abgasnormen resultiert in einer hohen Antriebsleistung für den Kühlerlüfter. Antriebskonzepte mit variabler Lüfterdrehzahl, die sich an einer bedarfsgerechten Kühlung orientieren, versprechen Einsparpotentiale und etablieren sich weiter am Markt [212, 217]. Durchschnittliche Reduktionen der Antriebsleistung von ca. 40 % werden berichtet, wenngleich der Wirkungsgrad des variablen Antriebssystems schlechter ausfallen kann [218].

Um den Zeitaufwand für Transferfahrten in der Ernte zu reduzieren, sind hohe Maximalgeschwindigkeiten gefordert und werden aktuell bis 40 km/h umgesetzt. Gleichzeitig werden Verstellpumpe und -motor des hydrostatischen Fahrtriebs zusammen mit dem Achsgetriebe so konfiguriert, dass im automotiven Fahrmodus bei Straßenfahrt eine Absenkung der Motordrehzahl auf bis zu 70 % der Motornenddrehzahl möglich ist [219]. Bei konstanter Fahrtriebsleistung verschiebt sich der Betriebspunkt im Motorkennfeld zu geringeren Drehzahlen und höherer Last, woraus ein geringerer spez. Kraftstoffverbrauch resultiert.

Zur Effizienzsteigerung des Fahrtriebs analysiert Häberle [134] anhand der im Ernteeinsatz gemessenen Lastkollektive eines hydrostatischen Fahrtriebs mit Verstellpumpe und -motor die Potentiale des bereits bei anderen mobilen Arbeitsmaschinen bekannten Summierungsantrieb mit zwei Verstellmotoren. Im virtuellen Versuch weist er Effizienzvorteile im Vergleich zum Antriebskonzept der Referenzmaschine nach, die mit einer Steigerung des kumulierten Triebstrangwirkungsgrades von 4,6 % für eine reine Folgeverstellung und 6,55 % für eine wirkungsgradoptimale Verstellstrategie quantifiziert werden. Weitere Vorteile werden in der Möglichkeit zum Wechsel des Fahrbereichs ohne Zugkraftunterbrechung gesehen. Umsetzungen dieses Konzepts befinden sich bereits im Serieneinsatz [220].

Elektrische Antriebe von Prozesskomponenten werden untersucht, dienen aber nicht vordergründig der Effizienzsteigerung, sondern vielmehr der verbesserten Regelbarkeit [221]. Bernhard [222] stellt am Beispiel eines Versuchsmähdeschers einen hydrostatischen und einen elektrischen Fahrtrieb gegenüber und ermittelt deutliche Wirkungsgradvorteile der elektrischen Leistungsübertragung während der Straßenfahrt, die sich so eindeutig für den Feldeinsatz nicht bestätigen lassen.

### 2.2.4 Verfahrensketten

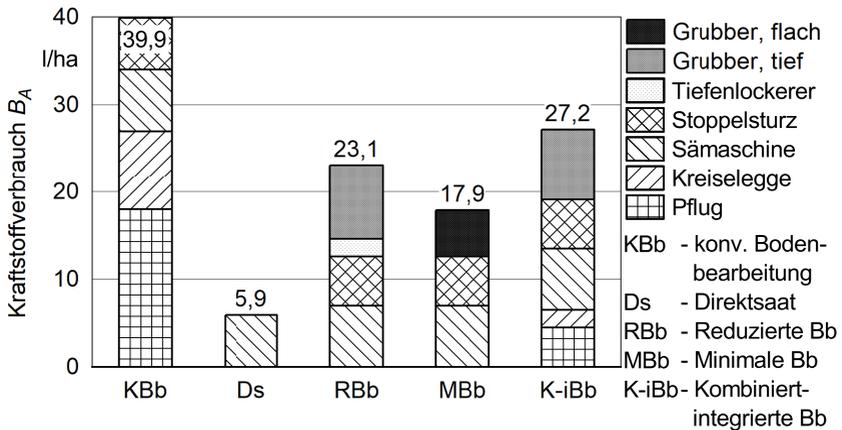
Effizienzsteigerungen werden der Ebene Verfahrenskette zugeordnet, wenn sie durch den Austausch von Maschinen in einzelnen Verfahrensschritten und die damit einhergehenden Änderungen in der Verfahrenskette entstehen. Der Fokus hierfür liegt aufgrund des hohen Verbrauchs und der vielfältigen Variationsmöglichkeiten auf den Verfahrensschritten Bodenbearbeitung und Aussaat.

Die generelle Abkehr von intensiven Verfahrensketten mit wendender (konventioneller) Bodenbearbeitung und zunehmende Extensivierung durch Mulchsaat wirkt sich positiv auf den Verbrauch in der Verfahrenskette aus [223]. Dutzi [224] vergleicht unterschiedlich intensive Bewirtschaftungssysteme mit konventioneller und konservierender Bodenbearbeitung im Rahmen eines Dauerversuch. Der überwiegend auf die Grundbodenbearbeitung zurückzuführende Effekt zeigt eine Reduktion des flächenspezifischen Verbrauchs beim Wechsel zur konservierenden Bodenbearbeitung um ca. 45 %. Durch reduzierte Intensitäten, im Versuch durch geringe Bearbeitungstiefen ausgeprägt, spannt er das Reduktionspotential auf bis zu 69 % auf. Begünstigt werden geringere Bearbeitungsintensitäten generell durch die zunehmende Verbreitung verfahrensschrittsspezifisch angepasster Arbeitsgeräte. Gerade die Stoppelbearbeitung profitiert davon und kann durch Kurzscheibeneggen zunehmend flacher erfolgen [225]. Eine Direktsaat ohne vorherige Bodenbearbeitung stellt die Extremform dar und birgt, ungeachtet der pflanzenbaulichen Effekte, hohe Einsparpotentiale. Zugkraftreduktionen durch Streifenbearbeitung von bis zu 70 % können in Verbrauchsreduktion umgesetzt werden [226]. Konforme Entwicklungstendenzen berichten Hernanz et al. [227] aus Langzeitstudien über 30 Jahre. Sie heben hervor, dass trotz unterschiedlich intensiver Bodenbearbeitung kein signifikanter Einfluss auf den Ertrag in den Verfahrensketten mit Körnerfruchternte festgestellt werden kann. Szalay et al. [228] quantifizieren den Einfluss unterschiedlicher Bodenbearbeitungssysteme auf den Kraftstoffverbrauch im Winterweizenanbau in Langzeitversuchen. Der konventionellen, wendenden Bodenbearbeitung werden eine Mulchsaat in zwei Intensitäten und eine Direktsaat gegenübergestellt. Messungen während der Arbeitsverrichtung (ohne Wenden und Transfer) führen zu den Ergebnissen in **Bild 3**. Bereits bei einer Mulchsaat mit Tiefenlockerung kann der Verbrauch um über 40 % gesenkt werden.

Die Zusammenlegung einzelner Verfahrensschritte durch kombinierte Maschinen reduziert die Anzahl an Überfahrten bei gleichzeitiger Intensivierung der Maschinenauslastung und

reduziert dadurch den Verbrauch in der Verfahrenskette. Eine Kombination aus Bodenbearbeitung, aktiv oder passiv, und Aussaat, ist für den Zwischenfruchtanbau bereits etabliert und wird zunehmend auf andere Früchte übertragen [229].

Umstellungen der Bewirtschaftungsform führen zu weitreichenden Änderungen in der Verfahrenskette. Ein Wechsel von konventioneller zu ökologischer Bewirtschaftung ist betriebsindividuell zu bewerten, führt nach [223] aufgrund der häufig sehr intensiven Bodenbearbeitung aber eher zu einem Anstieg des Verbrauchs in der Verfahrenskette. Dabei ist anzumerken, dass sich selbst eine Reduktion des flächenspezifischen Verbrauchs nicht zwangsläufig im ertragsspezifischen Verbrauch niederschlagen muss, wenn aufgrund der Umstellung Ertrags-einbußen in der Fruchtfolge zu erwarten sind.



**Bild 3:** Einfluss unterschiedlicher Bodenbearbeitungssysteme auf den Kraftstoffverbrauch während der Arbeitsverrichtungszeit im Winterweizenanbau, nach [228]

### 2.3 Bewertungsverfahren effizienzsteigernder Technologien

Die Bewertung der durch den Einsatz von Technologien und die Anwendung entsprechender Maßnahmen erreichbaren Effizienzsteigerung erfolgt anhand der Effizienzmaße  $\Phi$ . Dies kann nach Wulfmeier [147] im Vergleich zu einer Skala eine Bewertung mit absolutem Charakter sein (Technologie A wird der Effizienzklasse mittel zugeordnet), oder relativ zu einem anderen Effizienzmaß erfolgen (das Effizienzmaß  $\Phi_B$  des Fahrzeugs ist mit Technologie B besser als das Effizienzmaß  $\Phi_A$  mit Technologie A). Aus letzterem kann wiederum die Effizienzstei-

gerung  $\Psi$  abgeleitet werden, die somit ein direktes Ergebnis der Effizienzbewertung ist, **Gl. (3)**. Aufgrund der unterschiedlichen Ebenen, auf denen Effizienzsteigerung erfolgen kann, sind verschiedene Effizienzmaße etabliert und fließen in Technologiebewertungen ein. Als Datenquelle der Effizienzmaße können, wie auch in [148] vorgeschlagen, die nachfolgend vorgestellten Bereiche Prüfzyklen, Fahrversuche und Simulationen dienen.

$$\Psi = \frac{\Phi_A - \Phi_B}{\Phi_A} \quad (3)$$

### 2.3.1 Standardisierte Prüfzyklen

Standardisierte Testverfahren für die Leistungscharakteristik und den Kraftstoffverbrauch von Traktoren sind von verschiedenen Institutionen entwickelt. Ihnen ist unter der Zielsetzung reproduzierbarer Prüfbedingungen gemein, dass sie in einer kontrollierten Testumgebung, an einem Prüfstand oder auf einer Prüfbahn, erfolgen und standardisierte Lastpunkte geprüft werden. Sie zielen nicht direkt auf die Bewertung von Technologien zur Kraftstoffeinsparung ab. Bilden sie jedoch eine standardisierte Grundlage, so können Testergebnisse verglichen und daraus Erkenntnisse abgeleitet werden. Folgend werden etablierte Prüfzyklen vorgestellt.

Die *Organisation für wirtschaftliche Zusammenarbeit und Entwicklung* (OECD) hat für Prüfungen an Traktoren einen Prüfrahmen im *OECD-Code 2* definiert [35]. Die internationale Vergleichbarkeit von Testergebnissen hat hohe Priorität, weshalb nur Tests auf Prüfständen und Prüfbahnen verankert sind. Vorgeschriebene Pflichtprüfungen umfassen eine Leistungsmessung an der Zapfwelle mit Erfassung des Kraftstoffverbrauchs, bei der die Vollastkennlinie des Motors und fünf zusätzliche Punkte in der Teillast angefahren werden. Sie sollen typische Belastungspunkte bei praktischen Arbeiten widerspiegeln. Die hydraulische Leistung sowie die Hubkraft am Kraftheber werden geprüft und Zugleistungsmessungen unterschiedlicher Lastniveaus mit unballastiertem Traktor durchgeführt. [35] Die drei Leistungsarten werden in statischen Betriebspunkten und nur isoliert voneinander geprüft. Neben anderen Institutionen stehen auch die vom Nebraska Tractor Test Laboratory durchgeführten Prüfungen in Übereinstimmung mit diesem international anerkannten Standard [24]. Die verlustreiche Reifen-Boden-Interaktion bleibt während der Verbrauchsmessung aber unberücksichtigt.

Der von der DLG entwickelte *PowerMix*-Prüfzyklus zielt darauf ab, aus dem praktischen Einsatz von Traktoren resultierende typische Belastungen in einem standardisierten Verfahren unter kontrollierbaren Bedingungen abzubilden [18]. Experimentell ermittelte Lastkollektive

verschiedener landwirtschaftlicher Arbeiten bilden die Grundlage zur Ermittlung der Belastungszyklen. Für die unterschiedlichen Einsatzfälle sind daraus singuläre und kombinierte Belastungen aus Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikleistung über sechs dynamische Basiszyklen abgeleitet. Ein Teillastbetrieb wird durch die ein- bzw. zweistufige Skalierung der Volllast erreicht. Dem Prüftraktor werden insgesamt zwölf auf die maximale Zapfwellenleistung skalierte Einzelzyklen über ein Bremsfahrzeug als Belastungs- und Messeinheit aufgeprägt [230]. Eine Prüfung mittels Zapfwellenbremse nach dem Prüfrahmen des *OECD-Code 2* ist, auch als Skalierungsgrundlage, im *PowerMix* inbegriffen. Ebenfalls in einer standardisierten Form haben sich zwei Veröffentlichungsformate der Testergebnisse etabliert. Detaillierte Aufstellungen finden sich im *DLG-Datenblatt* wieder, vgl. [231]. Mit stark reduziertem Inhalt finden Veröffentlichung als *DLG-Prüfbericht* in der Zeitschrift *profi* statt, vgl. [232]. Weiterentwicklungen sehen eine vollständige Übertragung der Testbedingungen von der Prüfbahn auf einen Rollenprüfstand vor, um Umwelteinflüsse weiter ausblenden zu können [233]. Kritisch zu sehen ist hier generell die Vernachlässigung der Verhältnisse auf nachgiebigem Boden, welche im realen Feldeinsatz erheblichen Einfluss auf die Effizienz des Traktors haben.

Eine Verwendung der Ergebnisse wird in der Entscheidungsunterstützung für die landwirtschaftliche Praxis gesehen [233]. Daneben findet die Datenbasis aus den Prüfverfahren der DLG nach dem *PowerMix* und des NTT nach dem *OECD-Code 2* auch Eingang in wissenschaftliche Analysen zur Effizienzbewertung [234, 235] und bildet vielfach die Grundlage für modellhafte Berechnungen zum Kraftstoffverbrauch, Abschnitt 2.1.1. Eine Umsetzung des *PowerMix* als standardisierter Rahmen zur Effizienzanalyse ist zunehmend auch bei den Herstellern von Traktoren als Bestandteil des Entwicklungsprozesses zu sehen [236]. Um frühzeitig Einflussprognosen von Technologien auf den Kraftstoffverbrauch zu quantifizieren, wird die Integration in eine Prüfstandsumgebung in Form eines *Vehicle in the Loop*-Ansatzes umgesetzt [237, 238]. Auch Arbeitsgeräte werden im Rahmen von Prüfungen der DLG untersucht, bspw. [239]. Allerdings ist hier kein standardisiertes Vorgehen etabliert. Der Fokus liegt eher auf der Arbeitsqualität und seltener auf dem Leistungsbedarf.

Ettl et al. [197] stellen als Methodenanalyse vor, wie Messungen aus dem Feldeinsatz von Traktoren in Prüfzyklen überführt und zur Verbrauchsmessung am Zapfwellen-Prüfstand verwendet werden können. Untersuchungen zu Potentialen effizienzsteigernder Technologien sollen so praxisnah und reproduzierbar ausfallen. Für sechs unterschiedliche Anwendungen (Boden-

bearbeitung, Aussat, ...) werden in ca. 200 h Feldarbeit Motordrehzahl und -drehmoment aufgezeichnet und in die Teilzeiten Arbeitsverrichtung, Wenden und Restzeit kategorisiert. Zeitabschnitte, in denen die Häufigkeitsverteilung der Drehzahl- und Drehmomentwerte einer Häufigkeitsverteilung über alle Zeitabschnitte am nächsten kommt, werden als repräsentativer zeitbasierter Belastungszyklus verwendet. Die im Feld aufgetretenen Leistungsarten (Zug-, Zapfwellen-, Hydraulikleistung) werden dadurch auf Leistung am Motor reduziert und diese am Prüfstand über eine Belastung an der Zapfwelle reproduziert. Eine solche Fokussierung auf den Motor blendet jedoch große Teile des Antriebsstrangs sowie den Reifen-Boden-Kontakt aus und lässt viele Abhängigkeiten unberücksichtigt. Beispielhaft wird anhand alternativer Kraftstoffe das Potential motorbezogener Einflüsse dargestellt [240].

### **2.3.2 Reale Fahrversuche**

Die Durchführung realer Fahrversuche wird unter kontrollierten Rahmenbedingungen und in individuell gestalteten Einsatzszenarien umgesetzt. Sie findet weite Verbreitung zur Analyse der Kraftstoffverbräuche von Landmaschinen und insbesondere zu den Einsparpotentialen konkreter Maßnahmen und Technologien. Als Literaturüberblick wird folgend nur eine Auswahl einzelner Themengebieten gegeben, um Überschneidungen mit Abschnitt 2.2 zu vermeiden.

Die dringende Notwendigkeit zur Durchführung realer Fahrversuche im Feld sehen Pütz et al. [241] und stellen die Repräsentativität von Prüfstandstests zur Verbrauchsmessung in Frage. Am Beispiel zweier Traktoren und Zuckerrübensvollernter mit jeweils unterschiedlichen Abgasstufen werden Emissionsmessungen im Feldeinsatz durchgeführt. Die daraus ableitbaren Erkenntnisse zu den Einflüssen der Abgasstufen lassen sich den Autoren zu Folge aus den legislativ vorgeschriebenen Prüfstandsmessungen nicht erschließen. [242]

Der Reifen-Boden-Kontakt des Traktors bei der Bodenbearbeitung ist Gegenstand vieler experimenteller Untersuchungen. Eine optimale Verteilung der Radlasten beim Pflügen in der Furche wird in [243] im Feldversuch hergestellt. Durch Verkürzung des linken Unterlenkers an der Dreipunkthydraulik kann der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch um bis zu 14% gesenkt werden. Ebenso basieren die im vorangeegangenen Abschnitt vorgestellten Ergebnisse von Oberhaus et al. [201] und Moitz et al. [202] zum Einfluss von Traktionsverstärkern auf Fahrversuchen. Eine gezielte Bewertung hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigter Getriebe leitet Lober [244] aus Zugkraftmessungen ab. Im Vergleich zum Einsatz eines

Lastschaltgetriebes unter ähnlichen Bedingungen weist er einen um ca. 2% geringeren Antriebsstrangwirkungsgrad aus.

Publikationen in unterschiedlichen landwirtschaftlichen Fachmagazinen untersuchen gezielt Technologien und Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion im Feldeinsatz, bspw. [245]. Der Fokus liegt hierbei oft auf der praktischen Relevanz und anschaulichen Darstellung von Versuchsergebnissen für meist nur einen, sehr konkreten Anwendungsfall. Die wissenschaftliche Auseinandersetzung mit und allgemeingültige Bedeutung der Erkenntnisse tritt in den Hintergrund und kann folglich nur selten für diese Zwecke verwendet werden. Auch Untersuchungen zu Einsparpotentialen im Straßentransport, wie sie bspw. von Mederle et. al. [156] oder Reckleben et al. [157] durchgeführt werden, stellen die Abbildung praxisnaher Bedingungen in den Vordergrund. Die Ergebnisse aus solchen realen Fahrversuchen geben zwar einen Anhalt für die Größenordnung erreichbarer Potentiale, aufgrund der vielfältigen Einflussgrößen sind sie aber nur bedingt auf andere Einsatzfälle adaptierbar.

Eine umfassendere Analyse auf Betriebsebene stellt von Toll [246] auf Basis gemessener Maschinendaten am Beispiel eines Versuchbetriebes dar. Bei der Suche nach Potentialen zur Verbrauchsreduktion konzentriert er sich auf die Optimierung von Verfahrensschritten. Er identifiziert die unter den etablierten Varianten auf dem Betrieb optimale Maschinenkombination für Bodenbearbeitung, Aussaat und Erntelogistik. Auf Maschinenebene werden durch Analyse maschineninterner Energieströme Handlungsfelder zur Verlustreduktion im Bereich Motorabwärme und Reifen-Boden-Kontakt aufgezeigt. Eine Quantifizierung der hebbaren Potentiale bleibt aber insgesamt aus.

In realen Fahrversuchen werden einzelne Maßnahmen und Technologien stark isoliert in zwar definierten, aber oft unklaren und schwer reproduzierbaren praxisnahen Einsatzfällen untersucht. Ziel ist es meist, das maximal erreichbare Potential aufzuspinnen. Wie dieses bei der Übertragung auf abweichende Randbedingungen ausfällt und sich im Zusammenspiel mit anderen Technologien ausprägt, kann oft nur abgeschätzt werden. Eine Vergleichbarkeit einzelner Untersuchungen ist im Gegensatz zu standardisierten Prüfzyklen nicht gegeben. Auch wird eine Einordnung zur Bedeutung der Potentiale auf Betriebsebene selten vorgenommen und kann nur vermutet werden. Detaillierte Analysen solcher vielschichtigen Wechselwirkungen unter einer großen Bandbreite an Einsatzbedingungen sind aus Zeit- und Kostenaspekten im realen Versuch nicht abbildbar.

### 2.3.3 Virtueller Versuch

Unter virtuellen Untersuchungen werden solche verstanden, die eine Bewertung der Einflüsse von Maßnahmen und Technologien zur Effizienzsteigerung unter Anwendung von Simulationsmodellen, Kalkulationsmethodiken oder anhand theoretischer Analysen landwirtschaftlicher Verfahrensketten erreichen. Relevante Veröffentlichungen werden in diesem Abschnitt gesammelt und die Methodenanalyse durch einen Blick auf angrenzende Branchen, zu den Nutzwagen und Kraftfahrzeugen, erweitert.

Der Einsatz von Simulationen ist nach [247] als essentielles Tool zu sehen, um bei wachsender Komplexität der Teil- und Gesamtsysteme Traktor/Arbeitsgerät entscheidende Einflussparameter auf den Kraftstoffverbrauch bestimmen und optimieren zu können. Dennoch ist der Umfang an Veröffentlichungen, die sich vorrangig der quantitativen Bewertung konkreter Technologien und Maßnahmen auf Maschinenebene anhand simulativer Methoden widmen, als eher gering einzuschätzen. Relevant zu nennen sind hier die Arbeiten von Schreiber [42] und Seeger [39] bei Traktoren, sowie Fleczonek [130] und Häberle [134] bei Erntemaschinen, die inhaltlich bereits in Abschnitt 2.1 aufgegriffen sind.

Ergänzend zu den maschinenbezogenen Aspekten steht die Abbildung von Verfahrensabläufen. Innerhalb komplexer Ernteprozessketten mit Mehrmaschinen-Einsatz können die Verfahrensabläufe in Simulationsmodellen [141] dargestellt und über Parametervariationen die Maschinenauswahl und -dimensionierung einsetzugerecht optimiert werden. Bei erhöhter Maschinenauslastung lässt sich der Kraftstoffeinsatz reduzieren. Steckel [248] prägt hierfür den Begriff der Leistungslücke, welche die Abweichung zwischen installierter und tatsächlich erreichter Leistung einer mobilen Arbeitsmaschine im Einsatz benennt. Durch den Aufbau einer agentenbasierten Simulation zeigt er am Beispiel einer Häckselkette im Silomais Optimierungspotentiale auf. Eine Reduzierung der Leistungslücke lässt sich durch Steigerung der Durchsatzleistung des selbstfahrenden Feldhäckslers und einer dazu optimal dimensionierten Prozesskette erreichen. Die Kosten pro geernteter Mengeneinheit sinken, woran der optimierte Kraftstoffeinsatz einen wesentlichen Anteil hat. Dessen Modellierung für die einzelnen Fahrzeuge aus dem gemessenen Datensatz eines beispielhaften Feldeinsatzes ist jedoch als eher oberflächlich einzuschätzen. [248]

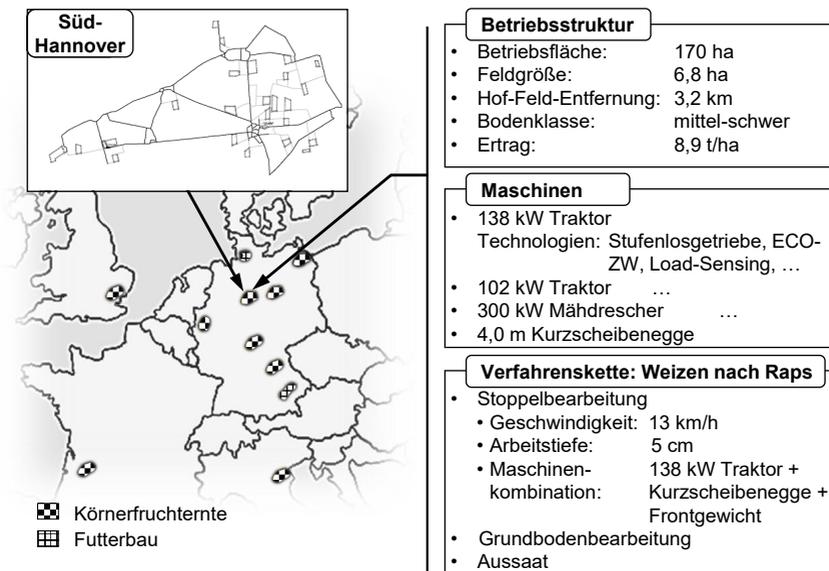
Für eine Betrachtung auf gesamtbetrieblicher Ebene entwickeln Dalgaard et al. [249] einen energiebasierten Ansatz zur Bewertung alternativer Bewirtschaftungsformen in Dänemark.

Neben dem Energieeinsatz für Düngung und Pflanzenschutz wird auch verfahrensschritt-spezifisch der Kraftstoffverbrauch basierend auf Literaturdaten eingebunden. Szenarien für unterschiedliche Feldfrüchte in konventioneller und ökologischer Bewirtschaftung werden aufgespannt und die jeweiligen Erträge auf den Energieeinsatz bezogen, um so eine Bewertungsgröße für die Energieeffizienz zu bilden. Für die ökologische Wirtschaftsweise wird trotz der geringeren Erträge generell eine höhere Energieeffizienz festgestellt, die besonders in extensiven Verfahrensketten, wie Dauergrünland, hoch ausfällt [249].

Die Forschungstätigkeiten im Verbundprojekt *Effiziente Kraftstoffnutzung der Agrartechnik* (EKoTech) [250] zielen darauf ab, zwei Themen zu adressieren:

- Darstellung der Entwicklung des Kraftstoffverbrauchs landwirtschaftlicher Verfahrensketten von 1990 bis 2030, wobei 2015 als zusätzliche Stützstelle gesetzt wird.
- Quantifikation des Einflusses von Technologien auf den Kraftstoffverbrauch in landwirtschaftlichen Verfahrensketten.

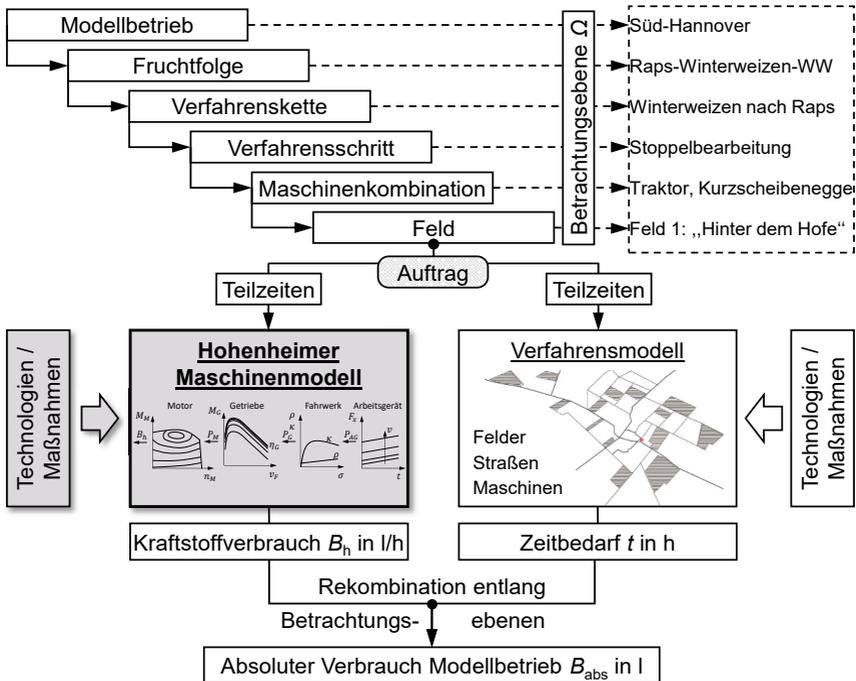
Der Forschungsansatz geht dabei auf die von Hanke et al. [13] vorgestellte Methode zurück, den Einfluss von Technologien und Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch landwirtschaftlicher Verfahrensketten anhand von Simulationsrechnungen zu bewerten. Die Vielseitigkeit realer landwirtschaftlicher Produktionsverfahren ist dabei in geeigneter Weise zu berücksichtigen. Jene Vielfalt an maschinellen und betrieblichen Einflussfaktoren, die Anzahl an Maschinenkombinationen sowie Verfahren und Verfahrensschritten, erschwert Aussagen allgemeingültigen Charakters zu gesamten Verfahrensketten und Betrieben aus experimentellen Versuchen und rückt virtuelle Untersuchungen als konsequente Lösung ins Zentrum. Virtuelle Modellbetriebe setzen den Rahmen der Technologiebewertung. Vom Thünen-Institut basierend auf Expertenmeinungen aus Fokusgruppen an relevanten Produktionsstandorten in Deutschland etabliert, bilden sie die typische Bewirtschaftungsform der jeweiligen Region ab [251]. Jeder Modellbetrieb definiert sich aus den örtlichen Produktionsverfahren und Maschinenaustattungen, die über detaillierte Informationen charakterisiert werden, **Bild 4**. Zu sehen ist ein Auszug zur Flächenstruktur, der allgemeinen Betriebsstruktur, den verfügbaren Maschinen und einer etablierten Verfahrenskette. Werden mehrere Betriebe in unterschiedlichen Regionen in dieser Art abgebildet, kann eine Makrosicht für Deutschland entstehen. Je nach Region und Betrieb können unterschiedliche Feldfrüchte als typisch eingestuft werden.



**Bild 4:** Beispielhafte Charakterisierung eines Modellbetriebs, nach [251, 252]

Zur Berechnung des Gesamtverbrauchs eines Modellbetriebs führt eine Aufteilung in unterschiedliche Betrachtungsebenen nach dem Schema in **Bild 5** zu einer Komplexitätsreduktion und eröffnet gleichzeitig auch Schnittstellen für eine Modularisierung der Berechnung. Einheitliche Maschinenklassen und Nomenklaturen in Anlehnung an die Vorgehensweise des *KTBL* [14] sind Voraussetzung dafür und bilden die Grundlage zur Beschreibung der Maschinenausstattungen. Die Zergliederung nach Teilaufgaben (oder Teilzeit) als letzte Ebene orientiert sich am Zeitgliederungsschema des *KTBL* [144]. Durch die getroffenen Maßnahmen zur Standardisierung der Rahmenbedingungen kann im letzten Schritt eine Aufteilung der Berechnung auf zwei Modelle erreicht werden. Im Maschinenmodell werden die zeitbezogenen Kraftstoffbedarfe in  $\frac{1}{h}$  berechnet. Das Verfahrensmodell ermittelt die zugehörigen Zeitbedarfe in h. Durch Rekombination beider Werte entlang der Betrachtungsebenen kann auch auf jeder Ebene eine Bewertung des Kraftstoffeinsatzes erfolgen. Effizienzsteigernde Technologien und Maßnahmen fließen in beide Berechnungsstränge ein. Einflüsse auf einzelne Betrachtungsebenen sind gleichermaßen abbildbar. Die autark operierenden, parallelen Berechnungsstränge ermöglichen eine aufgaben-optimierte Auswahl und Entwicklung von Tools für das Verfahrens- und Maschinenmodell, selbst an unterschiedlichen Institutionen.

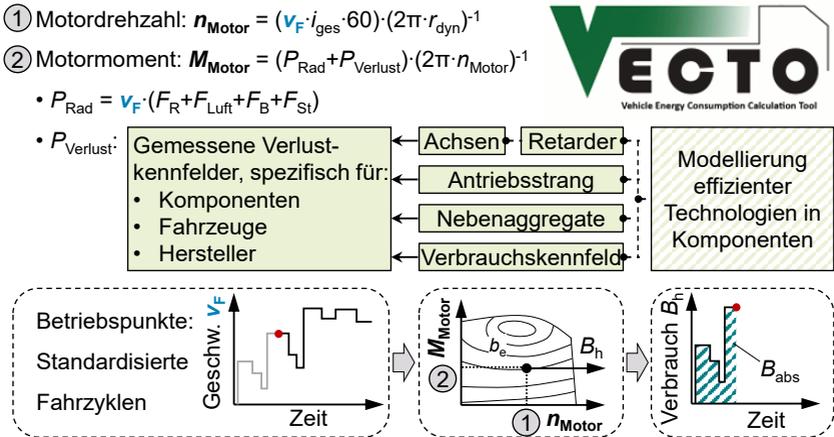
Auch in der Anwendung ergeben sich Vorteile, da keine Online-Schnittstelle notwendig ist. Die Ergebnisse beider Modelle sind kombiniert, aber auch losgelöst voneinander nutzbar. Daraus folgt, dass Änderungen in einem Modell nicht zwangsläufig eine Neuberechnung im anderen Modell bedingen, damit das Gesamtergebnis gültig bleibt.



**Bild 5:** Betrachtungsebenen mit Beispielen, Modellstruktur und Ablauf zur Berechnung von Kraftstoffverbräuchen eines virtuellen Modellbetriebs, erweitert nach [252]

Indem der Kraftstoffeinsatz auf die bewirtschaftete Fläche ( $B_A$  in  $l/ha$ ) und auf die Erntemenge ( $B_{m,GE}$  in  $l/t$ ) bezogen wird, entstehen die zwei zur Bewertung verwendeten Effizienzmaße. Um eine einheitliche Bewertungsebene der Erntemengen unterschiedlicher Früchte zu finden, werden sie in Getreideeinheiten nach [253] überführt. Als Verfahrensmittel wird im Rahmen des Projekts der von Hanke et al. [143] vorgestellte Ansatz verwendet und von Trösken et al. [145] weiterentwickelt. Die Entwicklung eines zur Abbildung effizienzsteigernder Technologien und Maßnahmen geeigneten Maschinenmodells ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

Zur Erreichung europäischer Klimaschutzziele bei CO<sub>2</sub>-Emissionen sind auch für schwere Nutzfahrzeuge Handlungsbedarfe identifiziert, die auf Basis fahrzeugbezogener Strategien eine Minderung des Kraftstoffverbrauchs durch gezielten Technologieeinsatz verfolgen. Als wichtige Grundlage wird eine standardisierte Ermittlung existierender CO<sub>2</sub>-Emissionen vorgesehen, um darauf Technologiebewertungen aufzusetzen. Eine experimentelle Bewertung wird auch hier als nicht umsetzbar angesehen, was jedoch weniger auf die vielfältigen realen Einsatzbedingungen als vielmehr auf die Variantenvielfalt eingesetzter Fahrzeuge zurückgeführt wird. Das hierzu aufgesetzte Forschungsprojekt *Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles* hat als Ergebnis das Simulationswerkzeug *VECTO* hervorgebracht, das als virtuelle Testumgebung im Rahmen einer legislativen CO<sub>2</sub>-Zertifizierung schwerer Nutzfahrzeuge vorgesehen ist. [254] Die Ermittlung des Kraftstoffbedarfs in quasistationären Betriebspunkten erfolgt nach dem Schema in **Bild 6**.



**Bild 6:** Aufbau des Simulationsmodells VECTO zur Technologiebewertung bei schweren Nutzfahrzeugen, nach [255]

Die Motorleistung berechnet sich aus den Fahrwiderständen und Verlustanteilen verschiedener Einzelkomponenten, die jeweils eigene Module innerhalb des Modells darstellen. Die Motordrehzahl ist das Resultat aus Fahrgeschwindigkeit, dynamischem Rollradius und Gesamtübersetzung. Dieses Wertepaar definiert den Betriebspunkt im Verbrauchskennfeld des Motors und führt zum Kraftstoffverbrauch. Zur Parametrierung der einzelnen Module sind zwar Initialwerte hinterlegt, vorgesehen ist allerdings die herstellereigene Durchföhrung standar-

disierter Komponententests. Deren Darstellung ist ebenso Bestandteil des Forschungsprojekts. In äquivalenter Bedeutung zu den Modellbetrieben werden standardisierte Rahmenbedingungen über verschiedene Fahrzyklen gesetzt, die typische Einsatzfälle der unterschiedlichen Fahrzeugklassen definieren. Neben den Lastpunkten liefern die zeitbasierten Zyklen gleichzeitig auch den zugehörigen Zeitbedarf. Integriert über der Zykluszeit entsteht der absolute Verbrauch  $B_{\text{abs}}$  für den Fahrzyklus, der bezogen auf die zurückgelegte Strecke das Effizienzmaß  $l/100 \text{ km}$  bildet. [255] Verschiedene Maßnahmen zur Effizienzsteigerung werden in den Technologiefeldern Antriebsstrang, Aerodynamik, Reifen, Nebenaggregate, Leichtbau und Fahrzeugregelung gebündelt und deren Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch untersucht. Werden aktuell verfügbare Technologien konsequent eingesetzt, sind bei Nutzfahrzeugen mit konventionellen Dieselantrieben bis zu 11 % Kraftstoffreduktion erreichbar. Perspektivisch lässt sich dies bei Hinzunahme zukünftiger Technologien auf ca. 20 % ausbauen. [254]

Ein Konzept zur Bewertung effizienzsteigernder Technologien bei PKW durch Quantifizierung einer realistischen Verbrauchssenkung stellt Espig [256] vor. Als Treiber wird auch hier die Einhaltung europäischer Zielvorgaben für  $\text{CO}_2$ -Emissionen angeführt, zusätzlich motiviert von der bei Kraftfahrzeugen bereits existierenden  $\text{CO}_2$ -basierten Besteuerung. Ein simulationsbasierter Ansatz wird als zielführend gesehen, da hiermit sowohl die fahrzeugtechnischen Einflüsse als auch die sich aus dem Verkehrsszenario und dem Fahrerverhalten ergebenden Einsatzbedingungen kontrollierbar werden. Das Simulationsmodell für die Fahrzeuglängsdynamik in *MATLAB/Simulink* bildet komponentenbasiert den Antriebsstrang vom Rad bis zum Verbrennungsmotor ab. Zu den Fahrwiderständen am Rad, aus Luft-, Roll- und Steigungswiderstand, werden kennfeldbasierte Verlustleistungen der übrigen Komponenten addiert. Der sich für eine Fahrgeschwindigkeit ergebende Betriebspunkt wird über das Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors in einen Kraftstoffverbrauch übertragen. Die Parametrierung der einzelnen Module erfolgt am Beispiel eines realen Versuchsfahrzeugs. Ein im realen Straßenverkehr aufgezeichnetes Geschwindigkeitsprofil wird als Fahrzyklus verwendet und auf drei unterschiedliche Fahrstile adaptiert, um standardisierte und praxisnahe Rahmenbedingungen festzulegen. Effizienzsteigernde Technologien zur Reduktion der Fahrwiderstände, optimierter Motorentchnik und veränderter Betriebsführung werden in Simulationsrechnungen anhand des Effizienzmaßes  $l/100 \text{ km}$  bewertet. Die Einsparungen der Einzeltechnologien reichen von  $0,02 l/100 \text{ km}$  bis  $1,36 l/100 \text{ km}$ . Kombinierte Maßnahmenpakete werden nicht bewertet. [256]

### 3 PRÄZISIERUNG DER AUFGABENSTELLUNG

Die Literaturrecherche verdeutlicht im Abschnitt 2.1 die starke Schwerpunktsetzung von Forschungstätigkeiten in der Modellierung und Berechnung des Kraftstoffverbrauchs von Traktoren. Trotz unterschiedlicher Verwendungszwecke bedienen sich viele der dargestellten Modelle ähnlichen Grundlagen zur Verbrauchsberechnung. Empirische Methoden nutzen Messdaten aus Prüfzyklen und liefern einen Zusammenhang für den Verbrauch nach einem Black-Box-Modell. Tiefergehende komponentenbasierte Abbildungen greifen oft vereinfachte Darstellungen mit konstanten Wirkungsgraden auf. Auf Komponentenebene sind vor allem die Reifen-Boden-Interaktion und der Antriebsstrang – ein oft isoliert betrachteter – Gegenstand zahlreicher Modellierungsansätze. Diese unterscheiden sich stark in der Detaillierungstiefe und basieren auf physikalischen oder empirischen Methoden. Im Bereich der Arbeitsgeräte ist eine starke Fokussierung auf die Analyse von Einzelwerkzeugen für Bodenbearbeitungsgeräte mit DEM und FEM festzustellen, die sich schon aufgrund des Rechenaufwandes nur bedingt für die Integration in eine Betrachtung auf Gesamtmaschinenebene eignen. Generell bilden verfügbare Modelle entweder Traktoren oder Arbeitsgeräte ab. Kraftstoffverbrauchsmodelle für Erntemaschinen sind nur unzulänglich beschrieben. Die Berechnung ganzer Verfahrensketten erfolgt überwiegend mit vereinfachten Kalkulationen. Handlungsfelder effizienzsteigernder Technologien sind in Abschnitt 2.2 intensiv analysiert. Themen zur Maschineneffizienz stehen beim Traktor im Vordergrund, wobei der Reifen-Boden-Kontakt einen Schwerpunkt setzt. Bei Arbeitsgeräten und Erntemaschinen wird mit zusätzlichen Maßnahmen auf eine Steigerung der Prozesseffizienz abgezielt. Defizite der in Abschnitt 2.3 umrissenen Bewertungsverfahren lassen sich auf folgende Kernpunkte kondensieren:

- Die isolierte Betrachtung einzelner Technologien vernachlässigt Wechselwirkungen durch Technologiekombinationen.
- Die Bewertung fokussiert sich nur auf die Systemebene, auf der die Technologie wirkt.
- Die zur Bewertung verwendeten Effizienzmaße werden der jeweiligen Technologie, der Bewertungsebene und dem Untersuchungsziel angepasst gewählt.
- Als Bewertungsgrößen für das Potential von Technologien werden keine Effizienzmaße gewählt.
- Ein fehlender einheitlicher Prüfrahmen, der identische Rahmenbedingungen für Untersuchungen schafft, äußert sich gerade bei den realen Fahrversuchen defizitär.

Die Vergleichbarkeit von Effizienzpotentialen einzelner Technologien ist dadurch insgesamt erschwert. Aussagen zur Gesamtbewertung von Verfahrensketten sind nur stark eingeschränkt möglich. Konkreter Handlungsbedarf ergibt sich in Gegenüberstellung dieser Defizite mit der eingangs formulierten Aufgabenstellung. Im Kontext der Technologiebewertungen aus der LKW- und PKW-Branche, wie in Abschnitt 2.3.3 vorgestellt, konkretisiert sich der Handlungsbedarf weiter. Von dieser ganzheitlichen Effizienzbewertung der Technologien motiviert, ist Anstoß für das Verbundprojekt EKoTech, eine äquivalente Bewertungsmethode für die Landtechnik zu schaffen. Die Beantwortung folgender Fragestellung steht zentral im Projekt und spannt damit auch den Rahmen der vorliegenden Arbeit, als Teilprojekt dessen, auf: „Wie hoch ist das Potential effizienzsteigernder Technologien zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs in landwirtschaftlichen Verfahrensketten?“

Darauf aufbauend lassen sich Zielstellungen für diese Arbeit ableiten. Zentral steht die Forderung, maschinenseitige Potentiale von Technologien zur Effizienzsteigerung auf eine einheitliche Bewertungsebene zu heben und Vergleichbarkeit von Ergebnissen sicherzustellen. Eine methodisch abgestimmte Umgebung zur Technologiebewertung im virtuellen Versuch zu schaffen, ist zur Beantwortung zwingend notwendig und führt zur ersten Forschungsfrage:

„Wie muss der virtuelle Versuch als Bewertungsumgebung gestaltet sein?“

Bei der Entwicklung des dazu erforderlichen Simulationsmodells werden vielversprechende Ansätze aus der Literatur berücksichtigt und den Anforderungen entsprechend weiterentwickelt. Ein Ansatz für Mähdrescher muss erst grundlegend geschaffen werden und setzt damit den Schwerpunkt dieser Arbeit. Das Ziel, ein anforderungsorientiertes Niveau bei möglichst konsistenter Granularität in der Detaillierung des Simulationsmodells zu treffen, begleitet dabei die gesamte Modellbildung. Durch umfangreiche Feldversuche wird darüber hinaus ein wesentlicher Beitrag in der öffentlichen Verfügbarkeit von Einsatzdaten zu Leistungsbedarfen von Mähdreschern und der Leistungsverteilung auf Ebene der Prozesskomponenten geschaffen. Damit kann der Erkenntnisstand zu wichtigen Einflussgrößen gesteigert werden. Mit der zweiten Forschungsfrage wird schließlich die Anwendung der Bewertungsumgebung adressiert:

„Wie hoch kann das Potential einzelner Technologien und das Optimierungspotential landwirtschaftlicher Verfahrensketten für einen Betrieb mit Körnerfruchternte ausfallen?“

In Abgrenzung zu anderen Forschungsarbeiten wird zur Beantwortung ein ganzheitlicher Ansatz verfolgt, der eine detaillierte Abbildung von Technologien bis auf die Systemebene ermöglicht, die Bewertung aber auf allgemeineren Ebenen zulässt und den Prozess berücksichtigt. Der Fokus liegt dabei auf einem Maschinenmodell zur Berechnung zeitbezogener Kraftstoffverbräuche. Die Etablierung der virtuellen Modellbetriebe, mit denen Randbedingungen für die Simulation geschaffen werden, ist nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Um die Fokussierung weiter zu schärfen, werden nur solche Technologien und Maßnahmen analysiert, die der Steigerung der Maschinen- oder Prozesseffizienz dienen. Nicht abgebildet werden hingegen Maßnahmen, die eine Ertragsbeeinflussung als primäres Ziel setzen, wie sie bspw. durch züchterische Erfolge erreicht oder allgemein unter pflanzenbaulichen Aspekten getroffen werden. Damit wird eine Beeinflussung und zwangsläufig notwendige Bewertung von Effektivität vermieden. Als weitere Dimension der Effizienzsteigerung bleiben der Anwender und alternative Kraftstoffe unberücksichtigt. Der virtuelle Versuch konzentriert sich auf Verfahrensketten mit Körnerfruchtenernte. Eine Übertragung auf andere Früchte ist methodisch möglich, erfordert zumindest für den Ernteprozess angepasste Maschinenmodelle.

In den vorangegangenen Abschnitten wurden der aktuelle Wissensstand und die Ausgangssituation dargelegt, woraus der Forschungsbedarf abgeleitet und zwei Forschungsfragen für diese Arbeit formuliert werden konnten. Deren Beantwortung erfordert als ersten Schritt die Entwicklung eines geeigneten Simulationsmodells, für das die Maschinenkombination als struktureller Rahmen gesetzt wird. Einzelmaschinenmodelle für Traktoren, Arbeitsgeräte und Mähdrrescher werden aufgebaut und in die übergeordnete Struktur eingebunden. Die Forderung zur Abbildung effizienzsteigernder Technologien begleitet dabei den Modellierungsprozess. Durch eine Validierung wird die Modellanwendung abgesichert. Zur Beantwortung der zweiten Forschungsfrage werden am Beispiel eines Modellbetriebs für die Region Süd-Hannover Verfahrensketten durch Technologieeinsatz optimiert. Die betrieblichen Rahmenbedingungen für zwei etablierte Fruchtfolgen werden eingeordnet und dargestellt, wie die Integration von Technologien innerhalb der Simulationsumgebung erfolgen kann. Die Potentialbewertung von Einzeltechnologien wird entlang der einzelnen Verfahrensschritte geführt. In der abschließenden Diskussion wird eine Gesamtbewertung für beide Fruchtfolgen vorgenommen. Ergebnisse und Methode werden bezüglich ihres Nutzens eingeordnet und Empfehlungen abgeleitet.

## 4 ENTWICKLUNG DES HOHENHEIMER MASCHINENMODELLS

Der Prozess der Modellentwicklung beginnt mit einer generellen Anforderungsanalyse, aus der unter anderem die Rahmenstruktur über die Maschinenkombination abgeleitet wird. In diese fügen sich Traktoren, Arbeitsgeräte und Mähdrescher, für die in den darauffolgenden Abschnitten Simulationsmodelle entwickelt werden. Jeweils beginnend mit der Darstellung der Modelltopologie, werden anschließend spezielle Aspekte zur Modellbildung besprochen und das Vorgehen bei der Modellparametrierung vorgestellt. Bei der Parametrierung des Mähdreschermodells erfolgt eine Schwerpunktsetzung. Hierfür wird ein Versuchsmähdrescher mit Messtechnik aufgerüstet und in umfangreichen Feldversuchen eingesetzt. Im Anschluss wird ein simplifiziertes Verfahrensmodell vorgestellt, das für die Berechnung von Kraftstoffverbräuchen in Verfahrensketten unumgänglich ist. Die Modellvalidierung schließt den Prozess ab und umfasst Traktoren mit Arbeitsgerät, Mähdrescher und Verfahrensketten.

### 4.1 Anforderungsanalyse für die Modellentwicklung

Die Berechnung von Kraftstoffverbräuchen in landwirtschaftlichen Verfahrensketten mit dem Ziel der Abbildung effizienzsteigernder Technologien stellt gewisse Anforderungen an das eingesetzte Simulationsmodell. Diese speisen sich auch daraus, dass der Einsatz des Simulationsmodells in Kombination mit einem Verfahrensmodell erfolgt, mit dem es eine gemeinsame Schnittstelle bildet. Durch eine auftragsbezogene Aufgabenaufteilung (vgl. Bild 5), zeitbezogene Kraftstoffverbräuche aus dem Maschinenmodell und Zeitanteile aus einem Verfahrensmodell, und die parallele Ergebnisverarbeitung wird eine Co-Simulation vermieden. Folgende Anforderungen werden an das Modell gestellt:

- Berechnung zeitbezogener Kraftstoffverbräuche für statische Betriebszustände
- Kompatibilität mit Schnittstelle zum Verfahrensmodell:
  - Berechnung von Kraftstoffverbräuchen für Teilzeiten nach *KTBL*-Zeitgliederung [144]
  - Abbildung vordefinierter *Leistungsklassen* (LK) nach Vorlage des *KTBL* [14]
- Modularer Aufbau von außen (modulare Maschinenkombination) nach innen (modularer Komponentenaufbau jedes Modells)
- Verwendung herstellerunabhängiger, allgemeingültiger Parametersätze
- Modularer Modellaufbau mit komponentenbasierter Systemabbildung
- Schnittstellenverfügbarkeit zur Abbildung effizienzsteigernder Technologien
- Berücksichtigung aller Maschinen relevanter Verfahrensketten

- Erweiterbarkeit auf andere Maschinen und Verfahrensketten
- Flexible Zusammenstellung nicht vordefinierter Maschinenkombinationen

Zur allgemeinen Einordnung wird hier unter dem Simulationsbegriff, in Abgrenzung zur FEM- oder CFD-Simulation, die quasi-zeitkontinuierliche Simulation mit konzentrierten (ortsunabhängigen) Parametern und diskreten Zustandsgrößen verstanden, die über gewöhnliche Differentialgleichungen beschrieben wird [257]. Nach [134] kann bei energetischen Analysen auf Maschinen- oder Systemebene, anstelle komplexer physikalischer Modelle mit konzentrierten Parametern, auch über die Beschreibung mit Wirkungsgradkennfeldern in stationären Modellen eine hinreichende Genauigkeit erreicht werden. Für das statische Simulationsmodell wird eine Rückwärtssimulation gewählt, die der Last vom Arbeitsgerät bzw. dem Rad des Traktors bis zum Motor folgt. Beschleunigungs- und Bremsvorgänge sind für die Darstellung der quasi-statischen Betriebszustände beim Einsatz landwirtschaftlicher Maschinen von untergeordneter Bedeutung. Aufgrund der als homogen definierten Bodenzustände auf den virtuellen Modellbetrieben entfallen die beim realen Maschineneinsatz kurzfristig auftretenden Lastspitzen. Für die Modellanwendung ist kein transientes Verhalten gefordert. Die Umsetzung des Simulationsmodells erfolgt in der Software *MATLAB/Simulink*.

Aus den charakteristischen Eigenschaften des Modellbetriebs definieren sich die Eingangsgrößen für das Maschinenmodell. Sie werden in vier Bereiche gruppiert und enthalten Informationen zu

- den eingesetzten Maschinen,
- den Eigenschaften der bewirtschafteten Felder,
- den Soll-Geschwindigkeiten,
- und den Einstellungen der eingesetzten Maschinen.

Insgesamt grenzen 19 Parameter den Maschineneinsatz auf einem Modellbetrieb ein und bilden die Grundgesamtheit an Eingangsgrößen für die Simulation, **Tabelle 1**. Gebündelt definieren sie die Ausführung eines Verfahrensschritts auf einem Feld, wofür bereits der Begriff *Auftrag* geprägt ist. Die Ausgabe auf höchster Modellebene fokussiert sich auf den zeitbezogenen Kraftstoffverbrauch  $B_n$  und die Ist-Geschwindigkeit  $v_{F,ist}$ . Letztere wird erst im Falle des Abweichens von der Geschwindigkeitsvorgabe für das Verfahrensmodell relevant. Zur Charakterisierung der Böden auf den Modellbetrieben werden Bodenklassen verwendet.

Die Einteilung erfolgt nach dem Widerstand gegenüber mechanischer Bearbeitung in fünf Klassen nach [258]. **Tabelle 2** gibt einen Überblick.

**Tabelle 1:** Eingangsgrößen des Maschinenmodells, im Auftrag gebündelt

Parametergruppe	Benennung	Einheit	Beispiel
Maschinen	Maschinen ID	-	Fahrzeug: 1480 Arbeitsgerät: 3528
Feldeigenschaften	Verfahrenskette	-	Winterweizen
	Bodenklasse	-	Mittel – Schwer
	Bodenzustand	-	Stoppel
	Steigung	%	0
	Ertrag	t/ha	8,6
Geschwindigkeiten	Arbeitsverrichtung normal	km/h	13
	Arbeitsverrichtung erweitert	km/h	-
	Wenden	km/h	5
	Lastfahrt Feld	km/h	10
	Leerfahrt Feld	km/h	15
Einstellungen	Arbeitstiefe	m	0,05
	Ausbringmenge	kg/ha	260
	Effektive Arbeitsbreite	m	7,35
	Überladeleistung	l/s	90

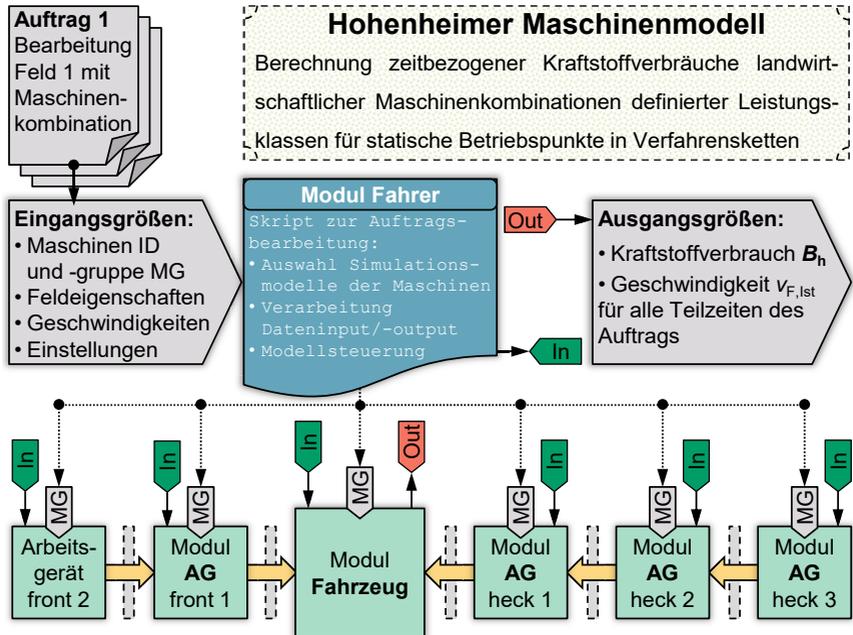
**Tabelle 2:** Einteilung der Böden, in Anlehnung an [258, 259]

Bodenklasse	Bezeichnung Bodenart nach <i>Bodenkundlicher Kartieranleitung</i>
Leicht	Ss, Su2
Leicht – Mittel	St2, Sl2, Sl3, Su3, Su4, Us, Uu
Mittel	Sl4, Slu, Uls, Ut2, Ut3
Mittel – Schwer	St3, Ls2, Ls3, Ls4, Lt2, Lu, Ut4, Lts, Ts3, Ts4
Schwer	Tu3, Tu4, Lt3, Tu2, Tl, Ts2, Tt

#### 4.2 Die Maschinenkombination als Gesamtansatz

Die Ausführung einzelner Verfahrensschritte innerhalb einer festgelegten Verfahrenskette erfolgt mit Maschinenkombinationen. Ein Traktor wird erst in Kombination mit einem Arbeitsgerät zur Arbeitsmaschine, genauso wie das Arbeitsgerät erst zusammen mit dem Traktor einsetzbar ist. Dies gilt auch für selbstfahrende Arbeitsmaschinen, da erst das Vorsatzgerät einen Mähdrescher zur Interaktion mit Erntegut befähigt. Die Maschinenkombination stellt daher das zentrale Element des Simulationsmodells dar. Die Abbildung flexibler, innerhalb realistischer Zuordnungen beliebiger Kombinationen von Maschinen definiert die Struktur des gewählten Modellansatzes. Den topologischen Aufbau der höchsten Ebene des *Hohenheimer*

Maschinenmodells zeigt **Bild 7**, in vereinfachter Blockdarstellung. Dem Auftrag zur Feldbearbeitung werden die Eingangsgrößen der Modellrechnung entnommen (tabellenbasierte Formate, Hellgrau). Nach abgeschlossenem Simulationsdurchlauf werden die Ausgangsgrößen in die identische Umgebung rückgeführt.



**Bild 7:** Modelltopologie der Maschinenkombination im *Hohenheimer Maschinenmodell*: Tabellenbasierte Formate hellgrau, *MATLAB*-Skripte blau und *Simulink*-Modelle aquamarin dargestellt

Als zentrales steuerndes Modul übernimmt ein Skript (*MATLAB*-Skripte, Blau) abstrahiert die Aufgaben eines Fahrers: Der im Auftrag beschriebene Verfahrensschritt wird ausgeführt, indem die vorgegebenen Maschinen zur Maschinenkombination gekoppelt und den definierten Einstellungen entsprechend eingesetzt werden. Im Gegensatz zum realen Fahrer werden Aufträge ohne menschliches Fehlverhalten, aber auch ohne Optimierungsbemühung abgearbeitet. Für die am Verfahrensschritt beteiligten Maschinen erfolgt anhand der Nummer der *Maschinengruppe* (MG) eine Zuweisung des jeweiligen *Simulink*-Modells in die Modulhülle für das Fahrzeug und die Platzhalter-Module für Arbeitsgeräte in front und heck (Module in

*Simulink*-Umgebung, Aquamarin). Die Eingangsgrößen der Maschinenkombination werden an alle Modelle der darunterliegenden Ebene in inhaltlich und strukturell identischem Umfang weitergeleitet. Einheitlich definierte Schnittstellen zwischen den Modulen garantieren Kompatibilität bei der flexiblen Positionsbelegung der Arbeitsgeräte. Die Berücksichtigung von zwei Arbeitsgeräten in der Front und drei Arbeitsgeräten im Heck ist für bisherige Anwendungen ausreichend, generell aber erweiterbar. Mit dieser auf zwei Ebenen aufgeteilten Topologie kann eine überaus modulare Struktur geschaffen werden. Die Schnittstelle zwischen den Modellblöcken muss von allen *Simulink*-Modellen bedient werden. Die Signalflossrichtung zum Fahrzeug überträgt die folgenden Berechnungsgrößen entlang der verketteten Arbeitsgeräte:

- Kräfte und Momente in  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Richtung
- hydraulische Antriebsleistung
- mechanische Antriebsleistung

Das *KTBL* liefert durch hauseigene Datenbanken zur Betriebsplanung wertvolle Grundlagen zur systematischen Klassierung und Nomenklatur landwirtschaftlicher Geräte und Maschinen [14]. Fest zugeordnete Identifikationsnummern eignen sich auch in der Simulationsumgebung besonders als Steuerungselemente zur Auswahl von Maschinen, deren Leistungsklassen und der zugehörigen *Simulink*-Modelle. Auf der niedrigsten Gliederungsebene, dem Maschinentyp, was unterschiedlichen Leistungsklassen einer Maschinenbauart entspricht, wird über die in der gesamten Datenbank einmalige Maschinen ID eine Verknüpfung zu einem hinterlegten Datensatz hergestellt. Die Bündelung verschiedener Maschinentypen zu einer *Maschinengruppe* (MG) wird mit einer eigenen Nummer identifiziert. Auf das Simulationsmodell übertragen, wird über die Nummer der MG das *Simulink*-Modell auf Ebene der Maschinenkombination zugewiesen. Auf Maschinenebene erfolgt die Auswahl leistungsclassenspezifischer Datensätze über die Maschinen ID. Auch die rückwärtsgerichtete Verknüpfung beider Nummern ist bei Kenntnis der *KTBL*-internen Datenbanken gegeben. Somit können allein über die Maschinen ID die an einem Auftrag beteiligten Maschinen in Bauart und Leistungsklasse in den Eingangsgrößen definiert werden, vgl. Tabelle 1.

Genauso wie die Maschinenkombination über ein Skript gesteuert wird, ist auch den *Simulink*-Modellen der darunterliegenden Ebene jeweils ein Skript zugeordnet, das erforderliche Größen aus einem Parametersatz einliest und eine steuernde Funktion wahrnimmt. Jede

Maschinengruppe besitzt ein eigenständiges Simulationsmodell, welches sich in die Systemlandschaft der Maschinenkombination einfügt. Die Parametrierung des Modells auf die verschiedenen Leistungsklassen innerhalb einer Maschinengruppe, dargestellt in den folgenden Abschnitten, wird über einen externen Parametersatz bewerkstelligt. Dieser ist als Datenbank aufgebaut und strukturell für alle Maschinen identisch. Je nach Komplexität der Maschinengruppe ist er allerdings in unterschiedlichem Ausmaß mit Daten gefüllt. So haben unter den Fahrzeugen die Datensätze der Traktoren gegenüber denen der selbstfahrenden Arbeitsmaschinen einen reduzierten Umfang. Je nach Bauart des Arbeitsgeräts ist er ebenfalls geringer. Neben physikalischen Kennwerten sind überwiegend Regressionskoeffizienten aufgeführt, die folgenden Parametergruppen zugeordnet sind:

- Geometriekennwerte
- Nutzgrößen
- Kennwerte für Bereifung und Radlasttabellen
- Kennwerte für Verbrennungsmotor und Nebenaggregate
- Kennwerte für Antriebsstrang und Nebenantriebe
- Kennwerte für Prozesskomponenten

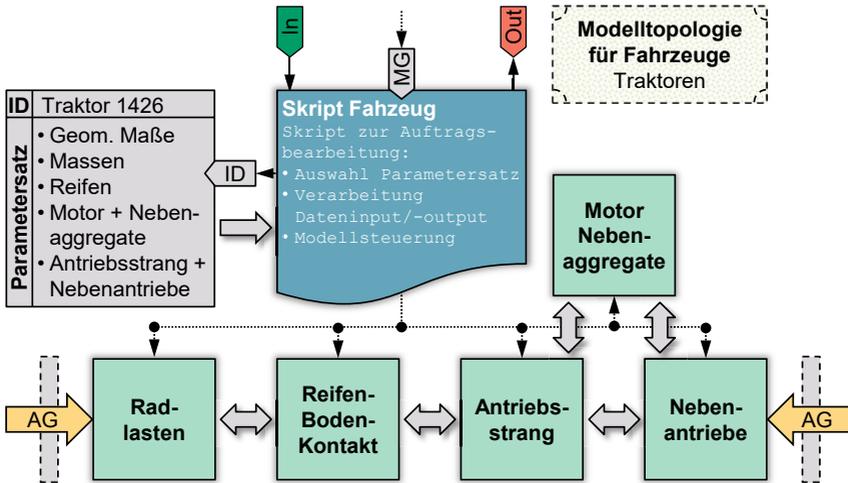
Ein ergänzender, maschinengruppenspezifischer Parametersatz ist der Einbindung individueller Kennfelder in Matrizenform vorbehalten.

### **4.3 Traktoren**

Dem Traktor kommt innerhalb der Maschinenkombination als Beispiel für das Fahrzeug eine Schlüsselposition zu. In den folgenden Unterabschnitten wird der Aufbau des zugehörigen Simulationsmodells, beginnend mit der strukturellen Gestaltung, dargelegt. Die Modellierungsansätze zentraler Komponenten werden vorgestellt. Dabei wird dem Leistungsfluss folgend von der externen Lastaufprägung entlang der Module für den Reifen-Boden-Kontakt, den Antriebsstrang und den Verbrennungsmotor vorgegangen. Der Fahrregler wird als übergeordnete Instanz beschrieben und die Umsetzung verschiedener Betriebsmodi vorgeführt. Den Abschluss bildet das Vorgehen bei der Parametrierung des Modells. Berücksichtigung finden Standardtraktoren mit Schaltgetriebe, Lastschaltgetriebe und hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtem Stufenlosgetriebe, folgend verkürzt als Stufenlosgetriebe bezeichnet.

### 4.3.1 Modelltopologie

Den topologischen Aufbau aus den drei Grundkomponenten, den einzelnen Modulen in *Simulink*, dem Skript zur Modellsteuerung und dem Parametersatz, zeigt **Bild 8**. Die Parameterauswahl erfolgt über die ID. Externe Lastaufprägungen werden aus den Schnittstellen der gekoppelten Arbeitsgeräte in front und heck übernommen.

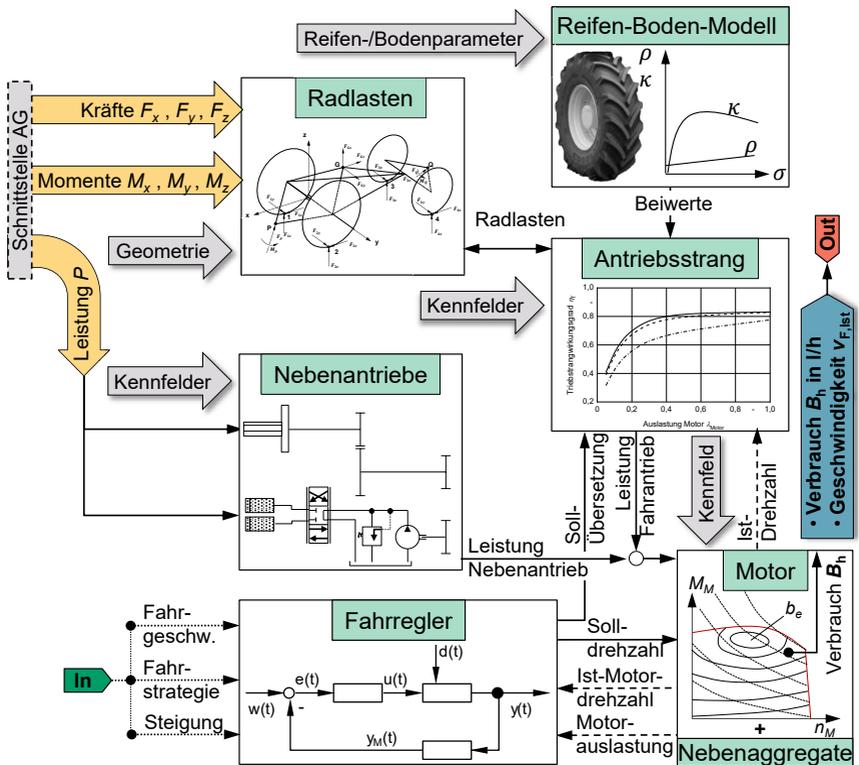


**Bild 8:** Modelltopologie für Traktoren

Zahlreiche Ansätze zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Traktoren sind in der Literaturrecherche dargestellt, deren Auswahl sich in Gegenüberstellung zu den Modellanforderungen stark reduziert. Aufgrund des komponentenbasierten Ansatzes, einer Vorbereitung zur Nutzung von Parametersätzen und der Auslegung auf statische Betriebspunkte ist das Modell von Schreiber [42] gut geeignet. Der Aufbau des *Simulink*-Modells lehnt sich daher an dessen Vorarbeiten an und berücksichtigt folgende in Bild 8 aufgeführte Module:

- Radlastmodell zur Berechnung der statischen Radlastverteilung
- Reifen-Boden-Modell zur Ermittlung von Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien und Betriebszuständen der Einzelräder
- Antriebsstrangmodell mit Wirkungsgraden und Übersetzungen von Rad bis Motor
- Nebenantriebe
- Motormodell mit Nebenaggregaten zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs

Damit stellt das hier vorgestellte Traktorenmodell keine Neuentwicklung dar, sondern eine Ergänzung vorhandener Ansätze. Es wird das Ziel verfolgt, den Funktionsumfang zu aktualisieren und zu erweitern, sowie neue Schnittstellen der Lastaufprägung zu schaffen. Vor allem das Zusammenspiel, welches sich aus dem bisher gewählten Modellierungsansatz einzelner Komponenten und der daraus folgenden Parametrierung ergibt, wird unter dem Gesichtspunkt der praktikablen Anwendbarkeit geprüft und angepasst. Den weiterentwickelten Modellaufbau zeigt **Bild 9** mit vereinfachtem Signalfluss.



**Bild 9:** Modularer Aufbau des Simulationsmodells für Traktoren, erweitert nach [42]

Das bisherige Radlastmodell und die zugrundeliegenden geometrischen Beziehungen am Traktor werden übernommen. Allerdings wird eine Erweiterung der Schnittstellen zur externen Krafteinleitung vorgenommen und neben dem Koppelpunkt im Heck ein weiterer für Frontarbeitsgeräte berücksichtigt, vgl. **Bild 80** im Anhang. Die Koppelpunkte finden sich äquivalent

bei den Arbeitsgeräten wieder. Kräfte und Momente in drei Raumrichtungen werden bei der iterativen Berechnung der Radlasten eingebunden. Eine Unterscheidung nach der Art der Anhängung des Arbeitsgeräts erlaubt eine flexiblere Lagedefinition beider Koppelpunkte.

Die Abbildung moderner Reifendimensionen und aktueller -technologien motivieren die Weiterentwicklung des Reifen-Boden-Modells. Anforderungen hydraulischer und mechanischer Antriebsleistung eines Arbeitsgeräts bedienen zu können, erfordert die Integration weiterer Leistungspfade im Antriebsstrangmodell. Darüber hinaus soll eine alternative, gleichsam praktikablere Lösung entwickelt werden, um allgemeingültige Kennfelder für den Triebstrangwirkungsgrad aufzustellen und einzubinden. Die bisherige Darstellung des Verbrennungsmotors über das Motorkennfeld wird übernommen, die Parametrierung allerdings ebenfalls auf eine Ebene mit höherer Allgemeingültigkeit gehoben. Bisher nicht repräsentierte Nebenaggregate werden eingebunden. Ein Fahrregler wird ergänzend aufgebaut, um realitätsnahes Verhalten verschiedener Fahrstrategien umsetzen zu können. In den folgenden Ausführungen wird bewusst darauf verzichtet, die bekannten Gleichungssysteme des Reifen-Boden-Modells, des Radlastmodells und des Antriebsstrangmodells darzustellen. Diese können [42, 44, 45, 47] entnommen werden. Es wird stattdessen an den Stellen angeknüpft, die eine Abweichung vom bisherigen Vorgehen erfordern.

### 4.3.2 Modellierung des Reifen-Boden-Kontakts

Die Umsetzung der aufgeprägten Zugkraft  $F_{z,x}$  an den einzelnen Rädern erfordert genaue Kenntnis über die vorliegenden Triebkraftbedingungen. Zur Berechnung des Antriebsmoments an der Radnabe  $M_T$  muss überdies der Rollwiderstand jedes Rades bekannt sein. Triebkraft  $F_T$  und Rollwiderstandskraft  $F_R$  sind schlupfabhängig und können dimensionslos in Relation zur Radlast  $F_z$  über den Triebkraft-  $\kappa$  und Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  beschrieben werden, **Gl. (4)**.

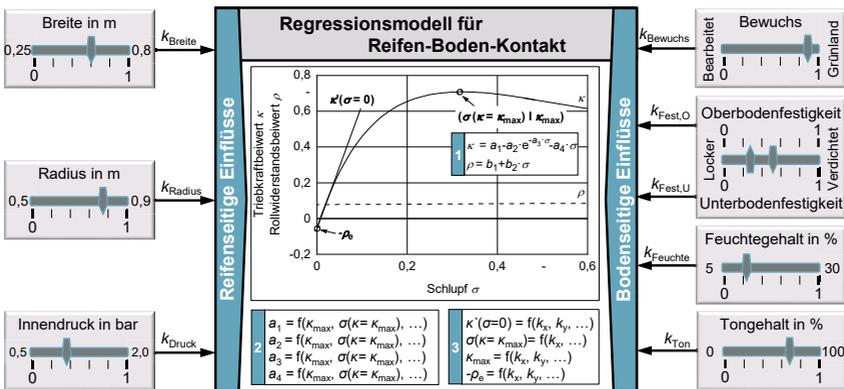
$$M_T = (F_T + F_R) \cdot r_{\text{dyn}} = (\kappa(\sigma) + \rho(\sigma)) \cdot F_z \cdot r_{\text{dyn}} \quad (4)$$

Zur Bestimmung von  $\rho$  und  $\kappa$  wird das in [44, 45] vorgestellte Regressionsmodell verwendet, dessen Funktionsweise sich über die drei wesentlichen Merkmale (1), (2) und (3) des in **Bild 10** zusammengefassten Schemas auszeichnet. Zugrunde liegt zum einen die mathematische Beschreibung beider Kurven (1) mit den Koeffizienten  $a_1$  bis  $a_4$  und  $b_1$  bis  $b_2$ :

$$\kappa = a_1 - a_2 \cdot e^{(-a_3 \cdot \sigma)} - a_4 \cdot \sigma \quad (5)$$

$$\rho = b_1 + b_2 \cdot \sigma \tag{6}$$

Außerdem wird festgestellt, dass beide Kurven über die vier physikalisch-technisch charakteristischen Parameter  $-\rho_e$ ,  $\kappa'(\sigma = 0)$ ,  $\sigma(\kappa = \kappa_{\max})$  und  $\kappa_{\max}$  eindeutig definiert werden können. Über die in [260] hergeleitete Rechenvorschrift lassen sich die Koeffizienten in Abhängigkeit der Parameter formulieren (2). Als umfangreichstes Element steht der Regressionsansatz, der einen Zusammenhang zwischen den vier Parametern und wichtigen Einflussgrößen auf den Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert/Schlupf-Verlauf herstellt. In den vier dafür notwendigen empirisch ermittelten Gleichungen werden Einflüsse seitens des Bodens und des Reifens über dimensionslose  $k$ -Faktoren berücksichtigt (3). Diese sind als Regressionskoeffizienten zu sehen und beschreiben den jeweiligen Einflussfaktor in seiner Merkmalsausprägung zwischen minimalem und maximalem in der Datenbasis aufgetretenen Wert. Für eine anschauliche Anwendung sind sie in Relativwerte von 0 bis 1 überführt.



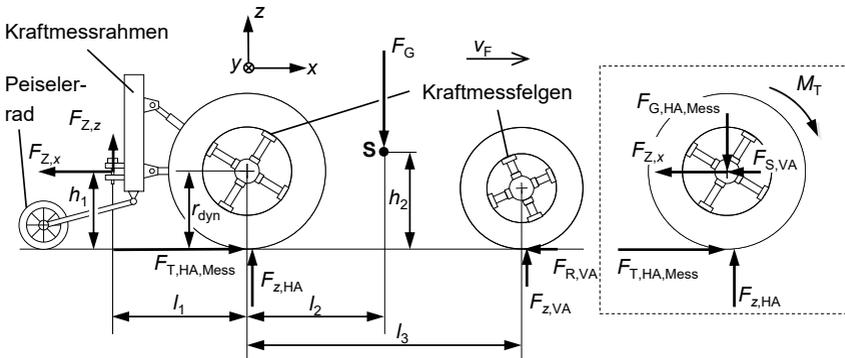
**Bild 10:** Funktionsweise des Regressionsmodells für den Reifen-Boden-Kontakt, in Anlehnung an [44, 45]

Die Grundlage bilden von Steinkamp [48] veröffentlichte Messungen, welche mit Reifentechnologien aus den 1980er-Jahren erfolgten. Auf die daraus folgenden Restriktionen in der Anwendung des Reifen-Boden-Modells bei der Abbildung moderner Traktorreifen bezüglich Dimension und Technologie wurde vielfach hingewiesen [42, 49, 261]. Eine Extrapolation über den bisherigen Gültigkeitsbereich hinaus kann die Abbildung größerer Reifen prinzipiell ermöglichen, führt aber, wie in [261] gezeigt, nicht zu hinreichend genauen Resultaten. Zur Anpassung der empirischen Gleichungen an das Triebkraftverhalten moderner Reifen wurden

entsprechende Messungen nach dem Vorbild in [262, 263] durchgeführt. Den Versuchsaufbau und die verwendete Messtechnik zeigt **Bild 11**. Am Versuchsschlepper montierte Kraftmessfelgen an beiden Hinterrädern und einem Vorderrad messen die in drei Raumrichtungen am Reifen wirkenden Kräfte, vgl. [264]. Der Kraftmessrahmen im Heckhubwerk löst die in das System eingeleiteten Kräfte in drei Raumrichtungen auf. Für die kontinuierliche Aufnahme der Triebkraft/Schlupf-Kennlinien fährt das Messfahrzeug mit einer konstanten theoretischen Fahrgeschwindigkeit. Gekoppelt über eine Schubstange leitet ein Bremsfahrzeug Kräfte ein. Auf eine Schubphase folgt der Kraftwechsel. Mit sukzessiver Reduktion der tatsächlichen Geschwindigkeit  $v_F$  des Bremsfahrzeugs nehmen Zugkraft und Schlupf am Messfahrzeug zu. Gleichzeitig wird Last von der Vorder- auf die Hinterachse umgelagert. Die summierte Triebkraft der beiden Hinterräder  $F_{T,HA,ber}$  kann nach **Gl. (7)** aus der eingepprägten Zugkraft  $F_{Z,x}$  berechnet werden.

$$F_{T,HA,ber} = F_{Z,x} + F_{S,VA} \quad (7)$$

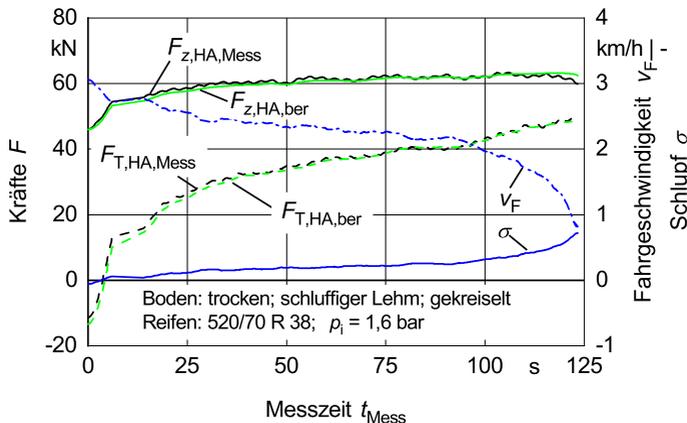
Durch den gewählten Versuchsaufbau ist eine Überprüfung und Einordnung des Zusammenhangs möglich, da zusätzlich die gemessene Triebkraft  $F_{T,HA,Mess}$  von den Kraftmessfelgen der Hinterachse ausgegeben wird.



**Bild 11:** Versuchsaufbau (links) und resultierende Kräfte am Hinterrad (rechts)

Den zeitlichen Verlauf von gemessenen und berechneten Kräften, der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  und des Schlupfes  $\sigma$  eines Versuchsdurchgangs zeigt **Bild 12**. Die an den Kraftmessfelgen direkt und am Kraftmessrahmen indirekt gemessenen Triebkräfte und Achslasten der Hinterachse zeigen eine gute Übereinstimmung. Der Triebkraftbeiwert  $k_t$  kann

demnach hinreichend genau durch Messung der dem Versuchsfahrzeug aufgeprägten Zugkraft berechnet werden, wenn die Rollwiderstandskraft der Vorderräder (gemessen oder anhand eines abgeschätzten Rollwiderstandsbeiwerts  $\rho$  ermittelt) und die Achslastverteilung bekannt sind.



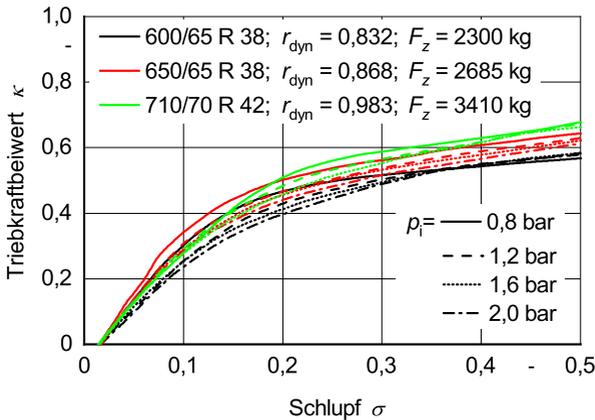
**Bild 12:** Vergleich gemessener und berechneter Kräfte am Rad, Schlupf und Fahrgeschwindigkeit

Die Messergebnisse der Untersuchungen an weiteren Standard-Radialreifen ist in **Bild 13** zu sehen. Jede Kurve zeigt bereits den Mittelwert aus drei Einzelmessungen. Der zunächst steile Anstieg des Triebkraftbeiwerts schwächt bei  $\sigma \approx 0,1 - 0,15$  in allen Kurven ab, geht in einen nahezu linearen Verlauf über, nähert sich aber keinem Grenzwert an. Das erwartete Abknicken nach Erreichen eines lokalen Maximums durch Abscheren des Oberbodens, wie es im bisherigen Reifen-Boden-Modell auch berücksichtigt ist, bleibt aus. Ursächlich dafür ist nicht das veränderte Reifenverhalten, sondern die Art der Versuchsdurchführung. Bei höherem Schlupf tendiert das Messfahrzeug dazu, festen Untergrund im Unterboden zu erreichen. Leicht erhöhte Traktion ist die Folge.

Da Reifendurchmesser und -breite gleichzeitig zunehmen, kann zwischen beiden Einflüssen nicht differenziert werden. Mit Ausnahme des geringsten Reifeninnendruckes kann der größere Reifen bei steigender Zugkraftanforderung schneller Triebkraft aufbauen, was sich in einem steileren Anstieg bei geringem Schlupf zeigt. Zugleich erreicht er bei gleichem Schlupf höhere Triebkraftbeiwerte als kleinere Reifen. Der qualitativ ähnliche Einfluss eines zunehmenden Rei-

feninnendricks bei jeder Reifengröße äußert sich in einem ausgeprägteren Triebkraftanstieg und es werden höhere Maximalwerte erreicht. Der geringste Reifeninnendruck  $p_i = 0,8$  bar führt bei allen Reifen zu einer leicht überproportionalen Reaktion. Das Verhalten des bisherigen Reifen-Boden-Modells bleibt in drei wesentlichen Punkten hinter den Messungen mit aktuellen, größeren Reifen zurück:

- Der maximale Triebkraftbeiwert ist ausgeprägter von der Reifengröße abhängig.
- Der maximale Triebkraftbeiwert wird tendenziell bei höherem Schlupf erreicht.
- Der Triebkraftanstieg bei geringem Schlupf wird stärker vom Reifeninnendruck beeinflusst.



**Bild 13:** Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven als Mittelwert aus je drei Messungen

Die additiv aufgebauten empirischen Gleichungen des Reifen-Boden-Modells bieten sich für eine nachträgliche Anpassung an eine veränderte Datenbasis an. Mit Einführung der Korrekturfaktoren  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  und  $\beta_3$  stellen sich die den Triebkraftbeiwert beeinflussenden Gleichungen wie in **Gl. (8) – Gl. (10)** gezeigt dar. Ergänzend zu den oben aufgeführten Messungen konnten weitere am Institut verfügbare Daten verwendet werden. Eine Nachbearbeitung und Idealisierung der gemessenen Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien über die mathematische Beschreibung nach Gl. (5) lässt die Berücksichtigung des charakteristischen Triebkraftrückgangs bei hohem Schlupf zu. Die anschließende Ausgleichsrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate führt zu den Korrekturfaktoren in **Tabelle 3**. In **Bild 14** (links) ist das Vorgehen bei der Versuchsauswertung zu sehen. Die Ergebnisse der beiden Simulationsrechnungen unterstreichen den Effekt der Korrekturfaktoren.

$$\kappa_{\max} = 0,31 + 0,13k_{\text{Bewuchs}} + 0,11k_{\text{Fest,O}} + 0,09k_{\text{Fest,U}} + 0,07k_{\text{Ton}} + 0,09(-4k_{\text{Feuchte}}^2 + 4k_{\text{Feuchte}}) + \beta_1 k_{\text{Reifen}} \tag{8}$$

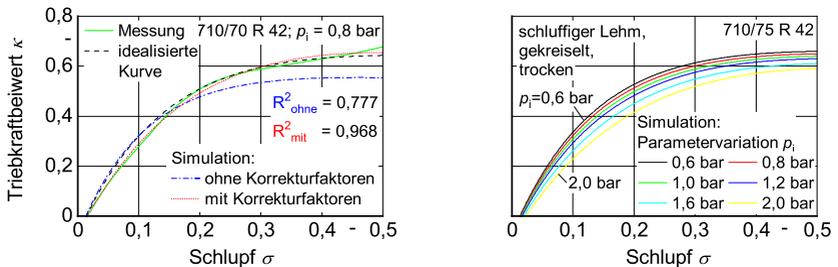
$$\sigma_{\kappa,\max} = \frac{-18k_{\text{Bewuchs}} - 12k_{\text{Fest,O}} - 8k_{\text{Fest,U}} - 6k_{\text{Ton}} + 8k_{\text{Feuchte}} + \beta_2}{100} \tag{9}$$

$$\kappa'(0) = 5 + 2,8k_{\text{Bewuchs}} + 1,3k_{\text{Fest,O}} + \beta_3 k_{\text{Druck}} \tag{10}$$

**Tabelle 3:** Korrekturfaktoren der Gleichungen (8 – 10) des Reifen-Boden-Modells

Faktor	Wert
$\beta_1$	0,2204
$\beta_2$	62,5000
$\beta_3$	-1,8233

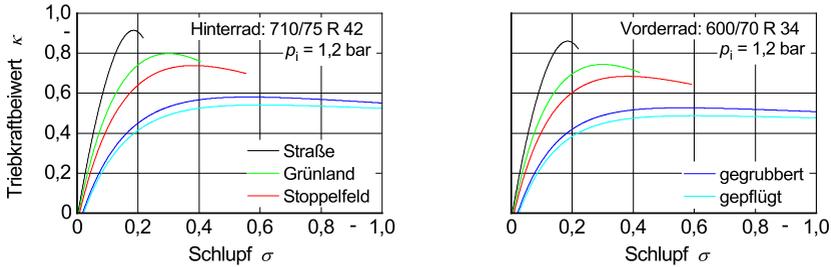
Den Einfluss des Reifeninnendruckes auf die Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien zeigt die Sensitivitätsanalyse in Bild 14 (rechts) mit dem neuen Modell. Über  $\beta_3$  kann jetzt direkter Einfluss des Reifeninnendruckes auf den Anstieg des Triebkraftbeiwerts bei Nullschlupf ausgeübt werden. Gleichzeitig erhöht  $\beta_1$  dessen Einfluss auf das Maximum der Kurve. Durch eine Absenkung des Reifeninnendruckes von  $p_i = 2,0$  bar auf  $p_i = 0,6$  bar kann der Schlupf bei einem für schwere Zugarbeit anzustrebenden Triebkraftbeiwert von  $\kappa = 0,4$  um ca. 30 % reduziert werden. Ein derartiger Effekt ist mit dem alten Stand des Reifen-Boden-Modells nicht abbildbar.



**Bild 14:** Vorgehen bei der Versuchsauswertung (links) und Simulationsergebnisse einer Parametervariation (rechts)

Für typische Einsatzszenarien eines Standardtractors der Leistungsklasse 216 – 250 kW zeigt **Bild 15** die simulierten Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien des Vorder- und Hinterrads bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar. Die Reifengröße des Hinterrads ist die aktuell größte

Standardbereifung, die mit dem Modell abgebildet werden soll. Plausibles Verhalten kann bei der Extrapolation auf andere Bodenbedingungen festgestellt werden. Eine ausführliche Darstellung findet sich in [265].



**Bild 15:** Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven für Vorder- und Hinterrad eines Standardtraktors der Leistungsklasse 216 – 250 kW bei verschiedenen Bodenbedingungen

Die Wahl der bodenseitigen  $k$ -Faktoren orientiert sich neben dem Feuchte- und Tongehalt an der Bodenbeschaffenheit. Eine Verknüpfung mit den einzelnen Verfahrensschritten innerhalb einer typischen Verfahrenskette für Weizenanbau ist sinnvoll und wird in jeder Bodenzustandsklasse abstrahiert über den Grad der Bodenauflockerung bzw. -verdichtung des vorhergehenden Verfahrensschritts definiert, **Tabelle 4**.

**Tabelle 4:** Richtwerte für bodenseitige  $k$ -Faktoren nach Bodenzustandsklassen

Boden- klasse	Stoppel	gegrubbert		gepflügt	geeggt	gesät	Fahr- spur
		flach	tief				
$k_{\text{Bewuchs}}$	0,5	0	0	0	0	0	0,5
$k_{\text{Fest,O}}$	0,6	0,25	0,2	0	0,3	0,35	0,8
$k_{\text{Fest,U}}$	0,8	0,6	0,3	0,1	0,35	0,4	0,8

Jeder Leistungsklasse der Traktoren ist im Parametersatz eine Reifenkombination als Standardbereifung zugewiesen, die anhand von Literaturrecherchen plausibilisiert ist. Innerhalb praxisnaher Grenzen kann diese prinzipiell auch variiert werden. Der Aufbau einer vom Parametersatz losgelösten und ergänzend eingebundenen Datenbank für Reifen hat sich als praktikabel herausgestellt. In ihr sind für insgesamt 36 häufig vorkommende Reifengrößen von Radialreifen für Vorder- und Hinterräder aus Datenblättern verschiedener Reifenhersteller die folgenden Informationen in durchschnittlichen Werten zusammengeführt:

- konstruktive Reifenbreite  $b_{\text{konstr}}$

- konstruktiver Reifenradius  $r_{\text{konstr}}$
- statischer Halbmesser  $r_{\text{stat}}$
- dynamischer Rollradius  $r_{\text{dyn}}$  bei Nennlast und Nenndruck
- Radlasttabelle für den Geschwindigkeitsbereich von 10 – 50 km/h bei 0,6 – 1,8 bar

Sämtliche im Modell benötigten Daten bezüglich Reifen können so gebündelt als eigenständiges Modul eingebunden werden. Die Aufstellung erhebt dabei keinen Anspruch auf Vollständigkeit bzw. Allgemeingültigkeit und muss entsprechend des technischen Fortschritts kontinuierlich aktualisiert werden.

### 4.3.3 Modellierung von Antriebsstrang und Motor

Zur Berechnung von Drehmoment und Drehzahl an der Kurbelwelle des Motors ist eine Übertragung der an den Radnaben auftretenden Größen über den kompletten Antriebsstrang erforderlich. Wirkungsgrade und Übersetzungen der zwischenliegenden Komponenten sorgen einerseits für die Berücksichtigung von Leistungsverlusten und andererseits für die Anpassung von Drehmoment und Drehzahl am Motor an den vorhandenen Betriebspunkt. Die Benennung von Ein- und Ausgang der Komponenten folgt hierbei der üblichen Konvention des Leistungsflusses vom Motor zu den Rädern und entgegen der Rechenrichtung im Modell von Seiten der Räder her.

#### Antriebsstrang

Für die Abbildung des Antriebsstrangs von den Radnaben über die Endantriebe und Differentialgetriebe bis zur Getriebeausgangswelle wird die Modellierung nach Schreiber [42] übernommen. Konstante Wirkungsgrade und Übersetzungen bilden hier die Grundlage. Das sich ergebende Gleichungssystem für den Antriebsstrang mit 30 Gleichungen und 30 Unbekannten stellt bei einem konstanten Fahrzustand den Gleichgewichtszustand zwischen der aufzubringenden Zugkraft und dem Drehmoment- und Drehzahlbedarf an der Getriebeausgangswelle her. Zur Abbildung der Verluste im Getriebe wird eine Vorgehensweise gewählt, die allgemeingültigeres Verhalten berücksichtigen kann. Detaillierte Messungen zum Verlustverhalten wurden in der Vergangenheit unter anderem von Seeger [39] und Reiter [53] durchgeführt. Die messtechnische Erfassung der vielfältigen Einflussparameter auf den Getriebewirkungsgrad (Drehmoment, Drehzahl, Übersetzung, Ölviskosität, ...) über den kompletten Einsatzbereich (Drehmoment, Drehzahl, Übersetzung) gestaltet sich als aufwändig

und ist in Forschung und Entwicklung von Traktorgetrieben kaum von praktischer Relevanz. Vollastkennlinien hingegen, bei denen das Getriebe mit maximalem Moment unter typischen Betriebsbedingungen belastet und der in jedem Gang abzudeckende Geschwindigkeitsbereich durchfahren wird, geben bei vertretbarem Aufwand direkt Aufschluss über das Leistungsverhalten. **Bild 16** zeigt dies am Beispiel eines Stufenlosgetriebes mit zwei Fahrbereichen. Der Fahrbereichswechsel findet bei  $v_F = 15 \text{ km/h}$  statt. Mit dem aufgetragenen Wirkungsgrad  $\eta_T$  ist der Triebstrang von der Getriebeeingangswelle bis zur Radnabe abgebildet, **Gl. (11)**.

$$\eta_T = \frac{P_{\text{Nabe}}}{P_{\text{Motor}}} \quad (11)$$

Die grundlegenden Einflüsse von Drehzahl und Übersetzung, bzw. der schwenkwinkelabhängigen Verluste von Hydromotor und Hydropumpe, sind hierin enthalten, wenngleich nur bei einem Lastpunkt. Die Auslastung des Triebstrangs  $\lambda_T$  wird über **Gl. (12)** an das Motormoment gekoppelt und vorausgesetzt, dass bei maximaler Motorauslastung auch der Triebstrang nahe der Vollast betrieben wird.

$$\lambda_T = \lambda_{\text{Motor}} = \frac{M_{\text{Motor,akt}}}{M_{\text{Motor,max}}} \quad (12)$$

Da dieser Verlauf lediglich bei maximaler Auslastung des Antriebsstrangs, bspw. bei schwerer Zugarbeit, relevant wird, ist eine Methodik erforderlich, mit der sich auf praktikable Weise der Teillastbetrieb erschließen lässt. Dafür werden folgende Argumente zu Grunde gelegt, die Bestätigung in Messungen von Seeger [39] finden:

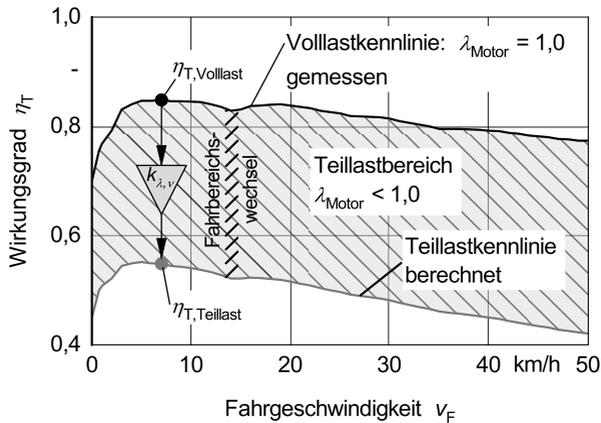
- Die lastabhängigen Verluste, z.B. Zahnreibung, verhalten sich linear zur Last.
- Die drehzahlabhängigen Verluste, z.B. Plantschverluste, sind bei gleicher Fahrgeschwindigkeit konstant. Ihr Anteil an den Gesamtverlusten nimmt mit sinkender Last zu.
- Mit zunehmender Auslastung steigt das Druckniveau im hydrostatischen Zweig, wodurch sich dessen Gesamtwirkungsgrad verbessert.

Der Wirkungsgrad muss demnach mit sinkender Auslastung überproportional abnehmen, so wie es auch von Kutzbach [266] vorgeschlagen wird. Zur Nachbildung dieser Zusammenhänge wird ein Skalierungsfaktor  $k_{\lambda,v}$  eingeführt, der den Vollastwirkungsgrad  $\eta_{T,\text{Vollast}}$  durch Multiplikation nach **Gl. (13)** in die Teillast überträgt, Bild 16. Der Skalierungsfaktor  $k_{\lambda,v}$  bildet Abhängigkeiten von verschiedenen Einflussgrößen ab. Neben der Motorauslastung  $\lambda_{\text{Motor}}$  soll ein zusätzlicher Einfluss von der normierten Fahrgeschwindigkeit  $v_{F,\text{norm}}$  berücksichtigt werden, **Gl. (14)**, der das simplifizierte Zusammenspiel aus Getriebeeingangsdrehzahl, Über-

setzung und Getriebeausgangsdrehzahl abbildet. Der bei sinkender Auslastung und höheren Fahrgeschwindigkeiten zunehmende Einfluss lastunabhängiger Verluste, der stark von den zunehmenden Drehzahlen im Hinterachsdifferential und den Endantrieben geprägt wird, kann so stärker betont werden.

$$\eta_{T, \text{Teillast}} = k_{\lambda, v} \cdot \eta_{T, \text{Volllast}} \quad (13)$$

$$V_{F, \text{norm}} = \frac{V_{F, \text{akt}}}{V_{F, \text{max}}} \quad (14)$$



**Bild 16:** Skalierung des Triebstrangwirkungsgrades aus gemessener Volllastkennlinie am Beispiel Stufenlosgetriebe, Messung nach [267]

Abgesehen von Einsatzszenarien mit hoher Leistungsabgabe an Nebenantrieben, werden moderne Stufenlosgetriebe überwiegend automotiv betrieben. Eine aktive Beeinflussung der Motordrehzahl durch den Fahrer ist daher als selten einzustufen. Außerdem stellt Seeger [39] einen mit zunehmender Last sinkenden Einfluss der Getriebeeingangsdrehzahl von maximal 1 bis 4 Prozentpunkten fest, in einem Auslastungsbereich von 25 % bis 62,5 %. Der geringe Drehzahleinfluss wird daher nicht weiter berücksichtigt, kann in die additive Modellierungsmethodik bei Bedarf aber zusätzlich integriert werden. Der Skalierungsfaktor für die Motorauslastung  $k_\lambda$  und jener für die Fahrgeschwindigkeit  $k_v$  bilden den Gesamtskalierungsfaktor  $k_{\lambda, v}$  nach **Gl. (15)**, mit dem die Volllastkurve in den Teillastbereich transferiert wird.

$$k_{\lambda, v} = k_\lambda \cdot k_v \quad (15)$$

Für den Skalierungsfaktor  $k_\lambda$  wird ein exponentieller Ansatz gewählt, der über die Koeffizienten

$\delta_{\lambda,1}$  und  $\delta_{\lambda,2}$  parametrisiert wird und bei hoher Motorauslastung als Grenzwert gegen  $k_\lambda = 1$  strebt, **Gl. (16)**. Beim Skalierungsfaktor  $k_\nu$  hat sich eine lineare Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit als zielführend herausgestellt, **Gl. (17)**. Mit sinkender Auslastung soll der Einfluss stärker ausgeprägt sein, weshalb die Motorauslastung zusätzlich mit einbezogen ist. Die Parametrierung erfolgt über  $\delta_\nu$ , sodass der Skalierungsfaktor für hohe Motorauslastungen ebenfalls gegen  $k_\nu = 1$  strebt.

$$k_\lambda = \delta_{\lambda,1} \cdot e^{\delta_{\lambda,2} \cdot \lambda_{\text{Motor}}} + 1 \quad (16)$$

$$k_\nu = \delta_\nu \cdot (1 - \lambda_{\text{Motor}}) \cdot v_{F,\text{norm}} + 1 \quad (17)$$

Dieser Ansatz erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit, schafft jedoch eine praktikable und anschauliche Methode, um ein charakteristisches Verhalten des Triebstrangwirkungsgrades nachzubilden. Im Gegensatz zur Verwendung konstanter Wirkungsgrade, oder einer Volllastkennlinie auch für Betriebspunkte im Teillastbereich, kann das reale Verhalten wesentlich besser angenähert werden. Zur Parametrierung der Gleichungen ist es hilfreich, wenn Wirkungsgrade für die Teillast bekannt sind. Alternativ können die Koeffizienten auch iterativ angepasst werden, bis sich ein plausibles Ergebnis für die Wirkungsgradverläufe im Teillastbereich ergibt. Auch mit diesen abgeschätzten Koeffizienten können grundsätzliche Effekte bereits gut abgebildet werden. Eine Übertragung des Ansatzes auf stufenlose Getriebe mit mehr als zwei Fahrbereichen ist bei vorhandener Volllastkennlinie möglich.

Bei gestuften Getrieben kann ein ähnliches Vorgehen verfolgt werden. Allerdings ist der Wirkungsgrad neben der Fahrgeschwindigkeit zusätzlich abhängig vom gewählten Gang und der Motordrehzahl. Die Volllastkennlinie wird daher für jeden Gang individuell, in linearer Abhängigkeit von der Motordrehzahl, beschrieben. Das in **Bild 17** gezeigte Volllastkennfeld eines Lastschaltgetriebes mit fünf Gängen und vier Lastschaltstufen ist aus Messungen im Projektumfeld abgeleitet [268]. Auch hier umfasst der Triebstrang alle Komponenten von der Getriebeeingangswelle bis zur Radnabe. In der Darstellung sind alle Wirkungsgrade auf den Maximalwert bezogen. Für jeden Gang wird die Drehzahlabhängigkeit mit einer linearen Regression beschrieben. Die Skalierung in den Teillastbereich erfolgt mit  $k_\lambda$  bei ähnlicher Parametrierung zum Stufenlosgetriebe.

Zur Modellierung von Schaltgetrieben wird kein eigenes Kennfeld verwendet, da diese Getriebebauart für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine untergeordnete



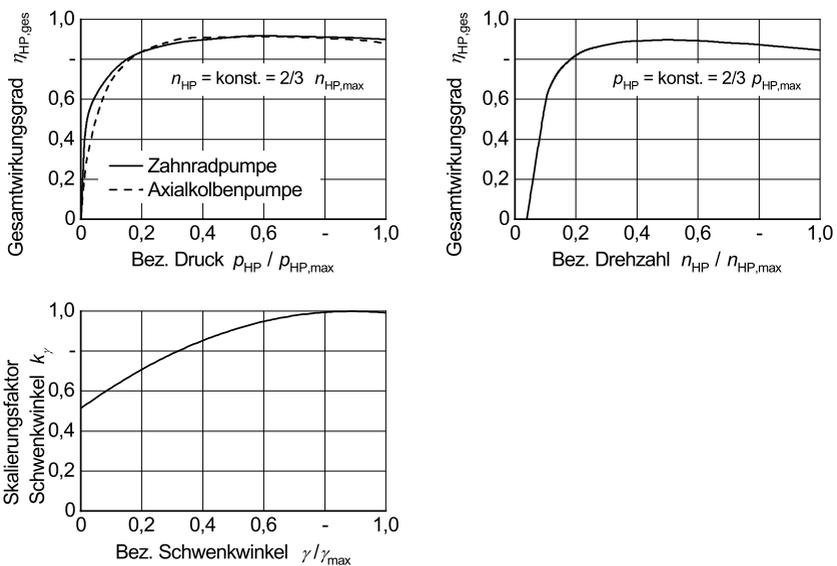
nungsmotors berücksichtigt. Die Übertragung elektrischer Leistungen ist in der Schnittstelle bereits vorgesehen, wird aufgrund der aktuell untergeordneten praktischen Relevanz in der Modellierung im Simulationsmodell nicht weiterverfolgt. Zapfwelle und Arbeitshydraulik werden im Modell umgesetzt und im Folgenden beschrieben.

Untersuchungen mit dem Simulationsmodell sollen bezogen auf die Hydraulikanlage den Fokus auf Effizienzsteigerungen durch grundlegende Änderungen im Systemverhalten legen. Effekte hieraus werden als wesentlich weitreichender eingeschätzt als Optimierungen auf Komponentenebene. Wie die Literaturrecherche gezeigt hat, haben sich bei den Hydraulikanlagen in Traktoren zwei Systeme etabliert, die beide aktuell im Markt anzutreffen sind. Konstantstrom-Hydraulikanlagen, überwiegend bei Traktoren älterer Baujahre vorhanden, sind bei geringeren Leistungsklassen und Ausstattungsvarianten auch heute noch relevant. Demgegenüber stehen LS-Hydraulikanlagen, die sich weiter im Markt durchsetzen.

Beide Hydrauliksysteme bestehen traktorseitig, vereinfacht dargestellt, aus den Grundkomponenten Hydraulikpumpe zur Energiewandlung, Leitungen zum Energietransport, und Ventilen zur Energiesteuerung. Die Antriebsdrehzahl der Hydraulikpumpe beim Konstantstrom-System, die meistens als Zahnradpumpe ausgeführt ist, und damit der Volumenstrom in der Anlage sind fest an die Verbrennungsmotordrehzahl gekoppelt. Beim LS-System ist die Axialkolbenpumpe, hier als Schrägscheibenpumpe umgesetzt, verstellbar ausgeführt, wodurch der Volumenstrom vom Antrieb entkoppelt wird. Charakteristische Abhängigkeiten des Gesamtwirkungsgrades der Hydraulikpumpe  $\eta_{HP,ges}$  für typische Zahnrad- und Axialkolbenpumpen sind in [172] hergeleitet, **Bild 18**. Neben dem Druckniveau wird auch die Antriebsdrehzahl der Pumpe berücksichtigt. Eine Aufteilung in hydraulisch-mechanische und volumetrische Verluste ist für den verfolgten Ansatz nicht zielführend. Der Einfluss einer Verstellung des Volumenstroms durch Verschwenkung der Verstellpumpe beim LS-System soll vereinfacht über den Ansatz abgebildet werden, dass sich der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe bei sinkendem Schwenkwinkel reduziert. Er wird über den vom Schwenkwinkel  $\gamma$  abhängigen Skalierungsfaktor  $k_\gamma$  multiplikativ beeinflusst. Aus den in [269] aufgeführten Wirkungsgradkennfeldern für eine verstellbare Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe ist ein mittlerer Einfluss über einen quadratischen Regressionsansatz hergeleitet und in Bild 18 unten dargestellt.

Die in der Leitung auftretenden Druckverluste werden für eine überschlägig dimensionierte Hydraulikanlage in Abhängigkeit des Ölvolumenstroms modelliert. Für ein beispielhaftes We-

geventil wird die in [172] verwendete Druckverlustkennlinie übernommen. Beide Kennlinien zeigen eine quadratische Abhängigkeit vom Ölvolumenstrom und kumulieren sich bei maximalem Volumenstrom auf einen Druckverlust von ca. 10 bar. Wichtiger als der Absolutwert ist an dieser Stelle allerdings die Integration des quadratischen Verlustverhaltens in die Modellierung der Hydrauliksysteme. Für das LS-System wird zusätzlich der an der Druckwaage des LS-Ventils anliegende Differenzdruck von 20 bar angenommen. Ein konstanter Leckölstrom berücksichtigt, dass auch bei fehlender Volumenstromanforderung vom Arbeitsgerät eine hydraulische Leistung in der Hydraulikanlage des Traktors umgesetzt wird.



**Bild 18:** Grundlagen zur Berechnung des Gesamtwirkungsgrades der Hydraulikpumpe in der Arbeitshydraulik in Abhängigkeit von Druck, Drehzahl und Schwenkwinkel, nach [172, 269]

Die Berechnung der mechanischen Antriebsleistung an der Hydraulikpumpe folgt der Anforderung vom Arbeitsgerät. Die Druckanforderung wird um die betriebspunkt- und systemabhängigen Druckverluste in Ventil und Leitung erhöht. Der Volumenstrom wird um die Leckölverluste erhöht und definiert beim LS-System die Verschwenkung der Verstellpumpe. Beim Konstantstrom-System resultiert der vom Traktor bereitgestellte Volumenstrom hingegen aus der Verbrennungsmotordrehzahl. Überschüssiger Volumenstrom wird am drosselnden Wegeventil mit interner Tankrückführung unter Druckverlusten abgeführt. Es resultiert der hy-

draulische Leistungsbedarf an der Pumpe als Produkt aus Druck und Volumenstrom. Aus den oben dargestellten Zusammenhängen kann der betriebspunktabhängige Gesamtwirkungsgrad der jeweiligen Hydropumpe bestimmt und die Umrechnung in mechanische Antriebsleistung erfolgen. Diese wird dem Verbrennungsmotor als zusätzliche Last aufgeprägt.

Unterschiedliche Einsatzzwecke erfordern die Bereitstellung mechanischer Antriebsleistung an der Zapfwelle des Traktors bei verschiedenen Drehzahlen. Die Modellierung des Antriebsstrangs für die Zapfwelle wird einfach gehalten und über lastabhängige Verluste abgebildet. Der Abtrieb von der Getriebeingangswelle und die Kupplung werden zusammengefasst und genauso wie das Schaltgetriebe mit konstanten Wirkungsgraden beschrieben. Unterschiedliche Übersetzungsstufen können geschaltet werden, um die erforderlichen Antriebsdrehzahlen von  $n_{ZW} = 540 \text{ }^1/\text{min}$  und  $n_{ZW} = 1000 \text{ }^1/\text{min}$  bei festgelegter Motordrehzahl von  $n_{Motor} = 0,9 \cdot n_{Motor,Nenn}$  für die Normalzapfwelle zu erreichen.

### Motor

Die dem Motor aufgeprägte Last vom Antriebsstrang, welche bei einer vom Fahrregler eingestellten Drehzahl aufgebracht wird, führt zu einem bestimmten zeitbezogenen Kraftstoffverbrauch  $B_n$ . Dieser ist zum einen über die Leistung bestimmt und zum anderen über den vom Motorbetriebspunkt abhängigen spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e$ . Dessen charakteristisches Verhalten wird im Motorkennfeld abgebildet und ist, wie auch im Modell nach Schreiber [42], Grundlage der Verbrauchsberechnung. Allerdings wird in der vorliegenden Arbeit, gemäß den Modellanforderungen nach allgemeingültigen Parametersätzen, nicht das gemessene Motorkennfeld eines spezifischer Traktors verwendet. Zur Verfolgung eines allgemeingültigeren Ansatzes ist zunächst eine Variantenreduktion der abzubildenden Leistungsklassen vorzunehmen. Aus den neun Leistungsklassen für Standardtraktoren nach *KTBL*-Vorgaben, im für diese Arbeit wichtigen Leistungsbereich von 75 – 300 kW, wird über eine Baureihenanalyse den deutschen Traktorenmarkt dominierender Hersteller eine Zusammenfassung forciert. Drei unterschiedliche Baugrößen von Motoren lassen sich eindeutig abgrenzen. Im Leistungssegment von 75 – 111 kW kommen überwiegend 4-Zylindermotoren zum Einsatz, die zwischen 112 – 215 kW durch 6-Zylindermotoren mit sehr ähnlichem Hubraum ersetzt werden. Traktoren mit einer Motornennleistung von 216 – 300 kW werden ebenfalls von 6-Zylindermotoren angetrieben, allerdings mit einem üblicherweise größeren Hubraum. Scharfe Abgrenzungen sind zwar schwer möglich, da es herstellerindividuell zu geringfügig abweichen-

den Überschneidungen kommt. Eine hinreichend genaue Kategorisierung ist damit jedoch möglich und im Weiteren von großem Vorteil, um die Funktion des Motorkennfelds auf die Beschreibung charakteristischen Verhaltens zu fokussieren. Innerhalb der drei Leistungsklassen unterscheiden sich die Motoren hauptsächlich in ihrer Nennleistung und unwesentlich in den charakteristischen Eigenschaften, wie sie sich bspw. in den betriebspunktabhängigen Werten des spezifischen Verbrauchs oder dem Drehmomentanstieg äußern.

Anstelle einer Kennfeldbeschreibung in Matrizenform bieten sich mathematische Modelle für die Abhängigkeit des spez. Verbrauchs von Motordrehzahl und -drehmoment an. Friso [270] erstellt ein solches Modell mit neun Regressionskoeffizienten und erreicht damit sehr gute Übereinstimmungen zu gemessenen Kennfeldern. Rinaldi [271] zeigt, dass bereits sechs Koeffizienten ausreichend sind, um mit einer gemessenen Datengrundlage eine hinreichend genaue Abbildung des Motorkennfelds zu erreichen. Über die Volllastkennlinie und wenige Betriebspunkte im Teillastbereich kann die Parametrierung erfolgen. Er sichert die Methodik statistisch anhand eines vermessenen Motorkennfelds ab. Die mathematische Beschreibung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$  über eine multiple Regression nach **Gl. (18)** mit den Koeffizienten  $m_{a,1}$  bis  $m_{a,6}$  in Abhängigkeit von Drehmoment und Drehzahl wird in dieser Arbeit übernommen. Beide werden direkt auf den Nennbetriebspunkt bezogen, um die Gleichung und damit das Kennfeld in der jeweiligen Leistungsklasse unabhängig von der Nennleistung auszudrücken. Die Volllastkurve wird mit einem Polynom dritten (**Gl. (19)**) und die Abregelgerade mit einem Polynom ersten Grades (**Gl. (20)**) beschrieben.

Direkt vom Motor angetrieben und nicht entkoppelbar sind verschiedene Nebenaggregate zu berücksichtigen. Maßgeblicher Anteil am Leistungsbedarf entfällt auf den Antrieb des Kühlerlüfters. Dieser wird deshalb als eigene Komponente in das Modell integriert. Eine kennfeldbasierte Darstellung ist auch hierbei sinnvoll, indem die Antriebsleistung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl modelliert wird. Stark beeinflusst wird die Maschineneffizienz über die Antriebsart des Kühlerlüfters. Daher wird zusätzlich eine Adaption an den Kühlleistungsbedarf vorgesehen. Als weitere Nebenverbraucher werden Klimakompressor, Generator, Druckluftkompressor und die zur Umwälzung des Motoröls notwendige Schmierölpumpe über konstante Leistungsbedarfe eingebunden. Den zwar in gewissen Grenzen einsatzabhängigen Bedarfen kann aufgrund der Eingangsparameter des Simulationsmodells aber nicht entsprochen werden. Eine Berücksichtigung von Tageszeit oder Umgebungsbedingungen

ist vom aktuellen Stand aus nicht zielführend. Konservative Einordnungen zum Leistungsbedarf, basierend auf Literaturrecherchen und Experteneinschätzungen, berücksichtigen einen durchschnittlichen Einsatz und tragen der Vereinfachung entsprechend Rechnung.

$$b_e = m_{a,1} + m_{a,2} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right] + m_{a,3} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right]^2 + m_{a,4} \cdot \left[ \frac{M_{Motor}}{M_{Motor,Nenn}} \right] + m_{a,5} \cdot \left[ \frac{M_{Motor}}{M_{Motor,Nenn}} \right]^2 + m_{a,6} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right] \cdot \left[ \frac{M_{Motor}}{M_{Motor,Nenn}} \right] \quad (18)$$

$$M_{Motor} = m_{b,1} + m_{b,2} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right] + m_{b,3} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right]^2 + m_{b,4} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right]^3 \quad (19)$$

$$M_{Motor} = m_{c,1} + m_{c,2} \cdot \left[ \frac{n_{Motor}}{n_{Motor,Nenn}} \right] \quad (20)$$

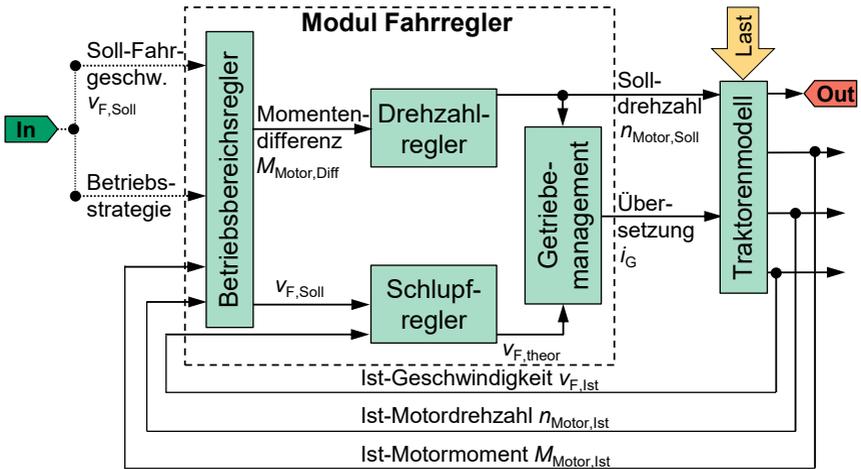
#### 4.3.4 Modellierung des Fahrreglers

Betriebspunkte von Motor und Getriebe im Simulationsmodell manuell festzulegen, ist bei der Abbildung von Schaltgetrieben durch Vorgabe einer Soll-Geschwindigkeit  $v_{F,Soll}$  noch denkbar. Mit Zunahme der wählbaren Getriebeübersetzungen für eine Soll-Geschwindigkeit durch Einbindung von Lastschalt- und Stufenlosgetrieben, ist dies jedoch nicht mehr durchführbar. Ein Fahrregler ist als eigenes Modul in die Simulationsumgebung eingebunden und übernimmt diese Aufgabe. Zusammen mit dem Traktorenmodell bildet er den in **Bild 19** gezeigten Regelkreis mit der Soll-Fahrgeschwindigkeit  $v_{F,Soll}$  und der Auswahl einer Fahrstrategie als Eingangsgrößen. Die Stellgrößen Soll-Motordrehzahl  $n_{Motor,Soll}$  und Getriebeübersetzung  $i_G$  werden nach den hinterlegten Fahrstrategien so eingeregelt, dass die dem Traktor aufgeprägte Last als Störgröße kompensiert und  $v_{F,Soll}$  erreicht wird. Die Ist-Fahrgeschwindigkeit  $v_{F,Ist}$ , die Ist-Motordrehzahl  $n_{Motor,Ist}$  und das Ist-Motordrehmoment  $M_{Motor,Ist}$  sind als Rückführgrößen notwendig, um den aktuellen Betriebspunkt einzugrenzen. Vier Module übernehmen im Fahrregler folgende Funktionen:

- Betriebsbereichsregler: Überprüfung des Betriebspunkts durch Abgleich mit Vollastkennlinie des Motors und Korrektur von  $v_{F,Soll}$  als P-Regler
- Drehzahlregler: Regelung von  $n_{Motor,Soll}$  nach Vorgabe einer Fahrstrategie als P-Regler
- Schlupfregler: Kompensation des Schlupfes durch Regelung von  $v_{F,Soll}$  als PI-Regler
- Getriebemanagement: Festlegung der Getriebeübersetzung  $i_G$

Die Parametrierung des Fahrreglers ist individuell in jeder Leistungsklasse erfolgt, um ein stabiles Systemverhalten für die unterschiedlich ausgedehnten Regelbereiche sicherzustellen.

Schnelles Ansprechen und geringe Regelabweichung sind dabei Optimierungskriterien. Ein Ersatz durch alternative Fahrregler ist möglich, wenn diese die aufgeführten Schnittstellen zum Traktorenmodell bedienen.



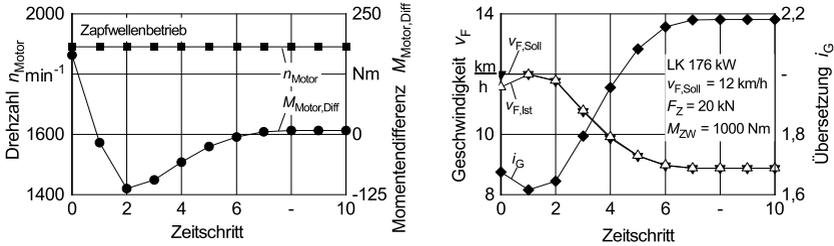
**Bild 19:** Aufbau des Fahrreglers und Einbindung in das Traktorenmodell

Betriebspunkte am Motor gezielt einzuregeln wird erst dann möglich, wenn Fahrstrategien durch Vorgabe einer Sollgröße definiert sind. Unterschiedliche Zielsetzungen werden differenziert, mit denen das Einsatzspektrum für die vorliegende Arbeit abgedeckt werden kann. Es resultieren insgesamt vier Betriebsstrategien:

- Motordrehzahlvorgabe: Zapfwellenbetrieb
- Geschwindigkeitsvorgabe: Leistungsorientierte Betriebsstrategie
- Geschwindigkeitsvorgabe: Verbrauchsorientierte Betriebsstrategie
- Geschwindigkeitsvorgabe: Höchstgeschwindigkeitsbetrieb

Beim Einsatz mit zapfwellengetriebenen Arbeitsgeräten steht häufig die Qualität des durchgeführten Prozesses im Vordergrund oder es sind konstante Antriebsdrehzahlen für Prozesskomponenten notwendig. Relevant ist in beiden Fällen die Einhaltung der festgelegten Zapfwellendrehzahl, weshalb hierfür eine eigene Betriebsstrategie als Zapfwellenbetrieb definiert wird. Kann die Last vom Motor nicht aufgebracht werden, reduziert der Fahrregler indirekt über eine Erhöhung der Getriebeübersetzung die Fahrgeschwindigkeit. **Bild 20** zeigt

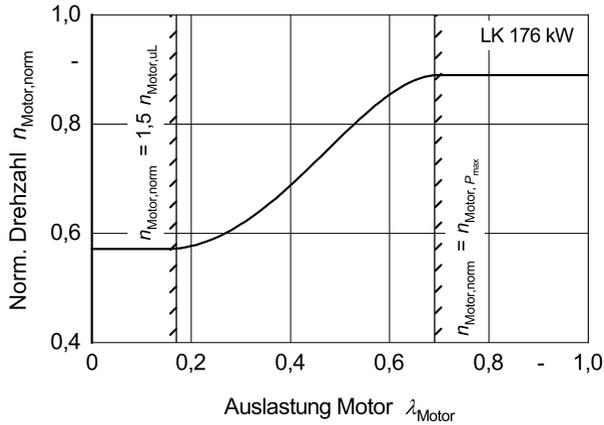
den Verlauf von Führungs-, Stell- und Rückführgrößen für einen solchen Belastungsfall und verdeutlicht die stabile Betriebspunktwahl nach maximal 10 Iterationsschritten bei Simulation mit fester Schrittweite. Die dargestellte Momentendifferenz  $M_{\text{Motor,Diff}}$  wird im Betriebsbereichsregler beim Abgleich des aktuellen mit dem maximal möglichen Drehmoment gebildet.



**Bild 20:** Regelverhalten Traktorenmodell im Zapfwellenbetrieb

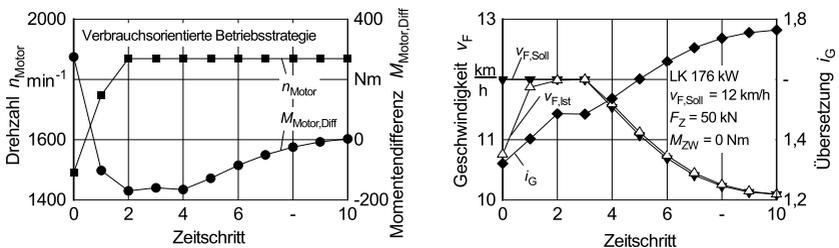
Sind für schwere Feldarbeiten oder Transportaufgaben hohe Leistungen gefordert, wird der Motor in der leistungsorientierten Strategie in der Nähe der Drehzahl der maximalen Leistung  $n_{\text{Motor},P_{\text{max}}}$  betrieben und stellt dadurch maximale Leistungsreserven bereit. Werden diese einsatzbedingt jedoch nicht abgerufen, so reagiert der Motorregler kennlinienbasiert mit einer Drehzahlabenkung, vgl. **Bild 81** im Anhang. Der qualitativ zu interpretierende Verlauf zur Drehzahlvorgabe in **Bild 21** orientiert sich an der Motorauslastung. Das Drehzahlband zwischen  $n_{\text{Motor},P_{\text{max}}}$  als oberem und dem 1,5-fachen der unteren Leerlastdrehzahl  $n_{\text{Motor},uL}$  als unterem Limit wird mit einem Polynom beschrieben.

Die Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs ist Optimierungskriterium der verbrauchsorientierten Fahrstrategie. Um den Regelalgorithmus simpler halten zu können, wird vereinfachend davon ausgegangen, dass die Motordrehzahl des maximalen Drehmoments  $n_{\text{Motor},M_{\text{max}}}$  den spez. Verbrauch lastunabhängig minimal werden lässt. Der Verlauf der Isolinien in den abstrahierten Motorkennfeldern der drei Leistungsklassen stützen diese Annahme, vgl. Abschnitt 4.3.5. Diese Drehzahl wird vom Fahrregler eingestellt, bis die auftretenden Lasten die Volllastkennlinie des Motors übersteigen. Der Drehzahlregler reagiert und erhöht die Motordrehzahl bis auf  $n_{\text{Motor},P_{\text{max}}}$ . Ist der Lastpunkt weiterhin außerhalb des Kennfelds, so beginnt der Betriebsbereichsregler  $v_{F,Soll}$  herabzusetzen. Auch dieses Regelverhalten strebt nach 10 Iterationen einen Grenzwert an, **Bild 22**.



**Bild 21:** Kennlinie Drehzahlreduzierung bei leistungsorientierter Betriebsstrategie

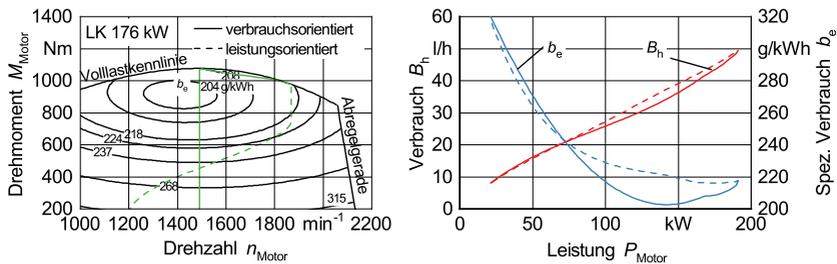
Der Höchstgeschwindigkeitsbetrieb realisiert eine Absenkung der Motordrehzahl bei leichten Transportaufgaben. Er arbeitet unabhängig von den sonstigen Betriebsstrategien und greift, sobald die Maximalgeschwindigkeit erreicht und über die Momentendifferenz eine Leistungsreserve identifiziert ist. Eine im Parametersatz des Traktors definierte Drehzahl  $n_{Motor, v_{max}}$  initialisiert die Startbedingungen des Fahrreglers und erhöht diese bei ansteigender Last bis zu einer empirisch ermittelten oberen Drehzahlgrenze. Das Regelverhalten entspricht, innerhalb der gesetzten Grenzen, dem der verbrauchsorientierten Strategie.



**Bild 22:** Regelverhalten Traktorenmodell bei verbrauchsorientierter Betriebsstrategie

Die Reaktion des Traktorenmodells auf eine steigende Last vergleicht **Bild 23** für die verbrauchs- und leistungsorientierte Betriebsstrategie. Letztere ist aufgrund der hinterlegten Drehzahlkennlinie bei geringer Last in der Lage, die Motordrehzahl stärker absenken und kann dadurch minimal geringere spez. Verbräuche erreichen. Auf den absoluten Verbrauch hat

dies wegen der vergleichsweise kleinen Leistung aber kaum Auswirkung. Steigt die Last an, zeichnet sich die Drehzahlkennlinie sichtbar ab und der Betriebspunkt bewegt sich in Richtung  $n_{\text{Motor}, P_{\text{max}}}$  während er in der verbrauchsorientierten Strategie bis zum Erreichen der Vollastkennlinie bei  $n_{\text{Motor}, M_{\text{max}}}$  verharrt. Dadurch können sowohl der spez. als auch der absolute Kraftstoffverbrauch ab  $P_{\text{Motor}} = 70 \text{ kW}$  deutlich reduziert werden. Bei maximaler Last nähern sich beide Regelstrategien in ihrem Ergebnis wieder an.



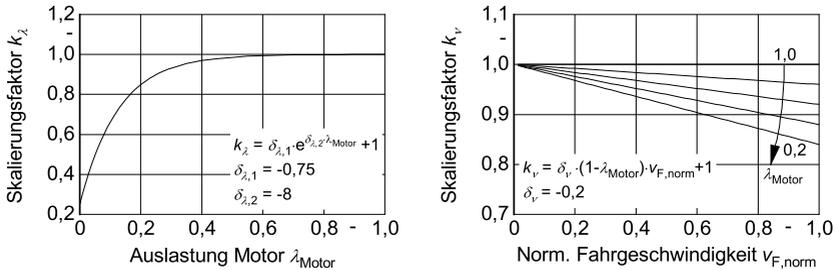
**Bild 23:** Fahrkennlinien (links, grün) und Verbrauchskennlinien (rechts) in verbrauchs- und leistungsorientierter Betriebsstrategie bei ansteigender Last

#### 4.3.5 Parametrierung des Modells

Inhaltlich bauen die Parametersätze des Traktorenmodells auf den Datenbanken des *KTBL* zu geometrischen Kennwerten von Traktoren auf. Hierin sind Massen, Schwerpunkte und Radlasten dokumentiert. Ergänzungen betreffen die Festlegung der Koppelpunkte im Front- und Heckanbaubereich, entsprechend der Koordinatendefinition in Bild 80. Basierend auf einer breiten Datenbasis, die aus den technischen Daten der Prüfberichte nach dem *OECD Code 2* zusammengestellt ist, werden Kraftangriffspunkte für die Dreipunkthydraulik in niedrigster und höchster Stellung sowie die Anhängerkupplung leistungsklassenspezifisch festgelegt. Die Datenbank für Reifen ist über die feste Zuordnung je einer Reifengröße für Vorder- und Hinterachse zu jeder Leistungsklasse mit dem Parametersatz verknüpft. Sie umfasst für 36 typische Bereifungsgrößen die in Abschnitt 4.3.2 gelisteten Kennwerte. Mit der ergänzenden Radlasttabelle für jede Reifengrößen ist eine Verknüpfung zum situativ zulässigen Reifeninnendruck möglich. Alle Informationen sind im Rahmen einer umfassenden Literaturrecherche aus Datenblättern etablierter Reifenhersteller zusammengestellt. Das Vorgehen zur Parametrierung und die Inhalte des Parametersatzes zum Antriebsstrang mit Nebenantrieben sowie zum Motor mit Nebenaggregaten werden folgend dargestellt.

## Antriebsstrang

Die Koeffizienten der beiden Skalierungsfaktoren  $k_\lambda$  und  $k_v$ , werden iterativ so angepasst, dass sich insgesamt ein plausibles Wirkungsgradkennfeld ergibt. Die in **Bild 24** gezeigten Verläufe beschreiben die Abhängigkeit von Motorauslastung und Fahrgeschwindigkeit nach Gl. (16) und Gl. (17).

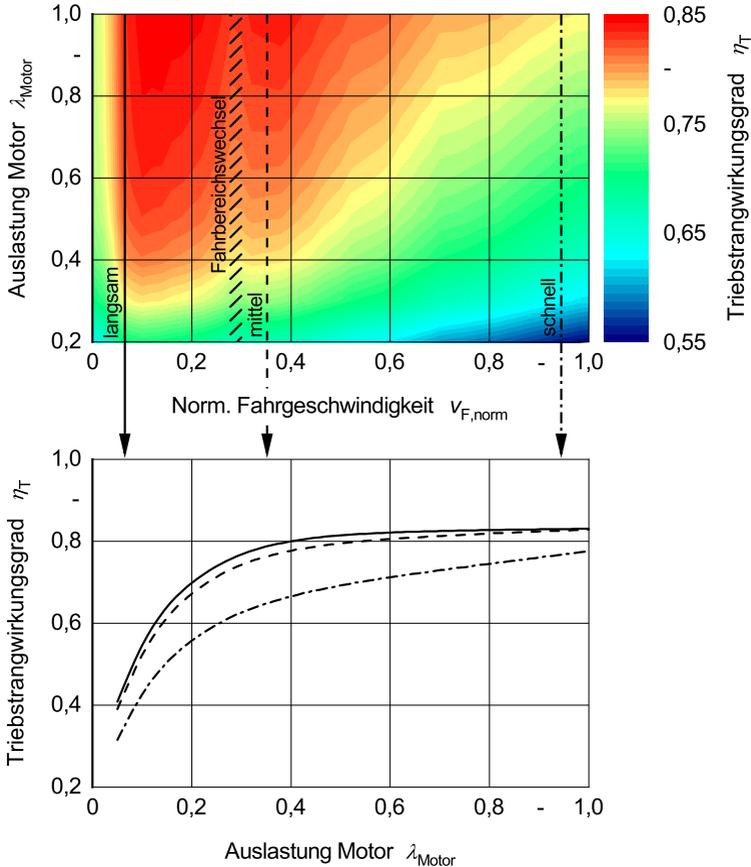


**Bild 24:** Skalierungsfaktoren für den Teillastwirkungsgrad des Antriebsstrangs

Die charakteristischen Merkmale des Wirkungsgradkennfelds in **Bild 25** lassen sich so gezielt beeinflussen. Mit sinkender Auslastung nimmt der Wirkungsgrad überproportional stark ab. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ist dieser Effekt stärker ausgeprägt. So ist der Wirkungsgrad bei einer Auslastung von  $\lambda_{\text{Motor}} = 0,2$  und maximaler Fahrgeschwindigkeit ca. 10 Prozentpunkte geringer als bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten. Bei hohen Auslastungen ist er hingegen jeweils auf einem ähnlichen Niveau. Gestützt wird diese Erkenntnis über die Darstellungsweise in Bild 25 (unten), bei der der Antriebsstrangwirkungsgrad, qualitativ gesprochen, für langsame, mittlere und schnelle Fahrgeschwindigkeit über der Motorauslastung aufgetragen ist. Es ergibt sich ein aus der theoretischen Überlegung heraus erwarteter und von der Literatur gestützter Verlauf [266]. Mit zunehmender Auslastung steigt der Wirkungsgrad überproportional bis zu einer Auslastung von  $\lambda_{\text{Motor}} = 0,4$  stark an, woraufhin der Anstieg deutlich abflacht und den lokalen Maximalwert des Wirkungsgrades bei  $\lambda_{\text{Motor}} = 1,0$  erreicht. Bei hoher Fahrgeschwindigkeit ist der Kurvenverlauf insgesamt auf einem geringeren Niveau, der anfängliche Anstieg nicht so stark ausgeprägt und über einen längeren Bereich gestreckt. Das Wirkungsgradkennfeld ist in Form einer *Look-Up-Table* in das Simulationsmodell eingebunden und Teil des Parametersatzes.

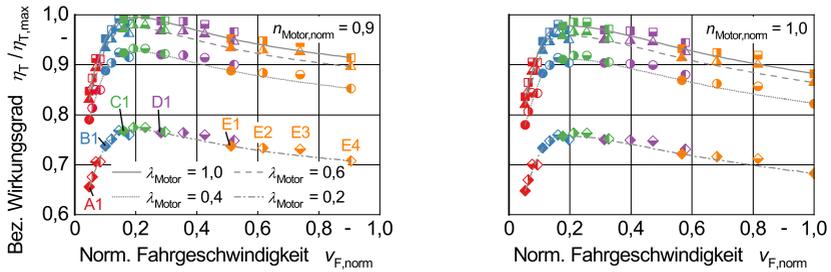
Für das Lastschaltgetriebe wird das Kennfeld in **Bild 26** entwickelt, welches als *Look-Up-Table* ins Modell eingebunden und damit Teil des Parametersatzes ist. Die Abhängigkeit von der

Motordrehzahl geht aus der Gegenüberstellung beider Diagramme hervor. Sie wird über lineare Regressionsgleichungen beschrieben und ist so in den Parametersatz aufgenommen. Auch hier sind alle Wirkungsgrade auf den Maximalwert bezogen, da die Methodik und das charakteristische Verhalten im Vordergrund stehen.



**Bild 25:** Wirkungsgradkennfeld für den Antriebsstrang eines Stufenlosgetriebes

Die vorgestellte Methodik zur Ableitung von Wirkungsgradkennfeldern aus einer Vollastkennlinie hat sich in der Anwendung im Forschungsprojekt EKoTech bewährt und als praktikabel herausgestellt. Die entstandenen Kennfelder konnten durch Expertenrunden aus dem Projektfeld plausibilisiert werden und haben sich als zielführend erwiesen.



**Bild 26:** Wirkungsgradkennfeld für den Antriebsstrang eines Lastschaltgetriebes

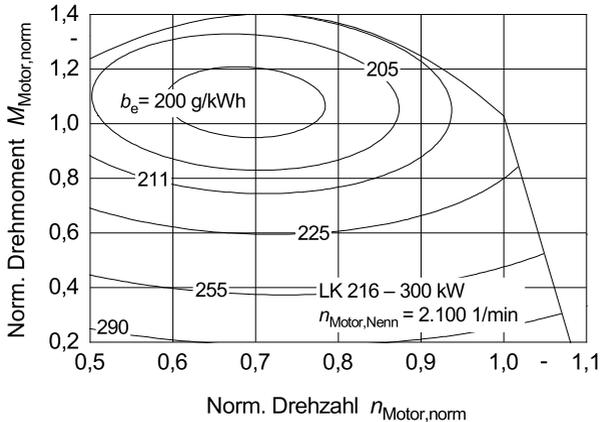
### Nebenantriebe

Maximalwerte für Druck und Volumenstrom der Arbeitshydraulik sind im Parametersatz hinterlegt, um die über eine *Look-Up-Table* in das Modell integrierten Kennfelder aus Bild 18 in die jeweilige Leistungsklasse zu transformieren. Der Wirkungsgrad des Zapfwellenantriebsstrangs wird als konstanter Einzelwert mit  $\eta_{ZW} = 0,96$  hinterlegt, ab einer Nennleistung von 157 kW aber um 2 Prozentpunkte reduziert. Wegen größerer Reifen nimmt der Höhenunterschied zwischen Antriebsstrang und Zapfwellenstummel zu und erfordert eine Zwischenwelle.

### Motor

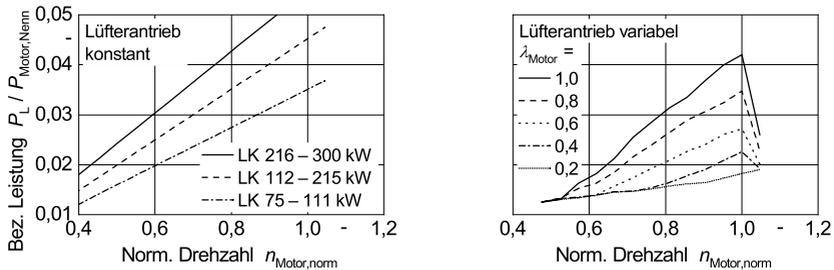
Eine umfangreiche Datengrundlage zur Parameterierung des mathematischen Modells der Motorkennfelder bietet sich mit den Prüfberichten der *DLG* an. Die begleitend zu den Messungen für den *PowerMix*-Zyklus absolvierte Zapfwellenprüfung nach dem *OECD-Code 2* liefert Messpunkte für die Vollastkennlinie mit vier Stützstellen im Teillastbereich. Gemessen werden dabei das Drehmoment, die Drehzahl und der spezifische Kraftstoffverbrauch. Vor der Parameterierung ist eine Vorbereitung der Messdaten aus der Zapfwellenprüfung notwendig, indem sie mit einem konstanten Wirkungsgrad für den Zapfwellenantriebsstrang auf die Motorseite umgerechnet werden. Die direkt vom Verbrennungsmotor angetriebenen Nebenaggregate (Kompressoren, Generator, Kühlerlüfter, Schmierölpumpe) reduzieren die an der Zapfwelle abgegebene Leistung. Sie sind im Simulationsmodell als Einzelkomponenten integriert und müssen daher im Leistungsbedarf auf Motorseite korrigiert werden. Die *DLG*-Prüfberichte von 27 Traktoren, die Abgasstufe IV entsprechen [272, 273], werden für die Kennfelder verwendet. Die Datengrundlage wird auf den Nennbetriebspunkt bezogen dargestellt. Absolute Unterschiede in Nennmoment und -drehzahl treten in den Hintergrund und der Fokus wird auf die Kennfeldcharakteristik gelegt. Für jede der drei Leistungsklassen wird über alle Messpunkte

der zugehörigen Traktoren eine Regressionsanalyse nach der Methode der kleinsten Quadrate durchgeführt. In projektbegleitenden Expertenrunden wurden die Ergebnisse beurteilt und finalisiert. Für die größte Leistungsklasse ist das Kennfeld in **Bild 27** normiert dargestellt. Die Kennfelder der beiden kleineren Leistungsklassen zeigen **Bild 82** und **Bild 83** im Anhang.



**Bild 27:** Motorkennfeld Leistungsklasse 216 – 300 kW

Die kennfeldbasierte Abbildung des Leistungsbedarfs für den Kühlerlüfter wird für beide Antriebsarten getrennt parametrisiert. Eine feste Kopplung zwischen Motor- und Lüfterdrehzahl führt zum Kennfeld in **Bild 28** (links), [268]. Die Auslegung des Kühlsystems eines Traktors auf den leistungsstärksten innerhalb einer Baureihe wird darüber angenähert, dass eine eigene Kennlinie für jede der drei Leistungsklassen abgebildet ist. Mit zunehmender Motordrehzahl steigt der Leistungsbedarf nahezu linear, genauso wie mit größerer Leistungsklasse. Aufgrund der mit größerem Kühlerlüfter zunehmenden Strömungsverluste ist der Drehzahleinfluss ausgeprägter. Eine Abhängigkeit vom tatsächlichen Kühlleistungsbedarf ist nicht darstellbar, da sich konkrete Randbedingungen des Maschineneinsatzes, wie Außentemperatur, Gegenwind oder Verschmutzung des Kühlers, in der Simulation schwer allgemein definieren lassen. Die Abwärme kann hingegen indirekt mit der Motorauslastung  $\lambda_{\text{Motor}}$  verknüpft werden. Mit ihr steigt der absolute Kraftstoffverbrauch und damit auch die vom Verbrennungsprozess als Wärme abgegebene Energie. Eine Annäherung dieses Verhaltens zeigt Bild 28 (rechts), [268]. In [68] ermittelte Werte bestätigen den Leistungsbedarf bei Nennzahl.



**Bild 28:** Antriebsleistung Kühlerlüfter, nach [268]

#### 4.4 Arbeitsgeräte

Simulationsmodelle für Arbeitsgeräte können an verschiedenen Positionen in der Maschinenkombination eingebunden und untereinander sowie mit dem Fahrzeug kombiniert werden. Mit der Modellentwicklung in diesem Abschnitt wird vor allem darauf abgezielt, einen flexiblen Rahmen zur Implementierung unterschiedlichster Modellgleichungen zu schaffen. Dieser wird in der Modelltopologie gesetzt und anschließend für jene Arbeitsgeräte an konkreten Beispielen angewendet, welche für die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Verfahrensketten relevant sind. Abschließend wird der Inhalt des Parametersatzes zusammengefasst.

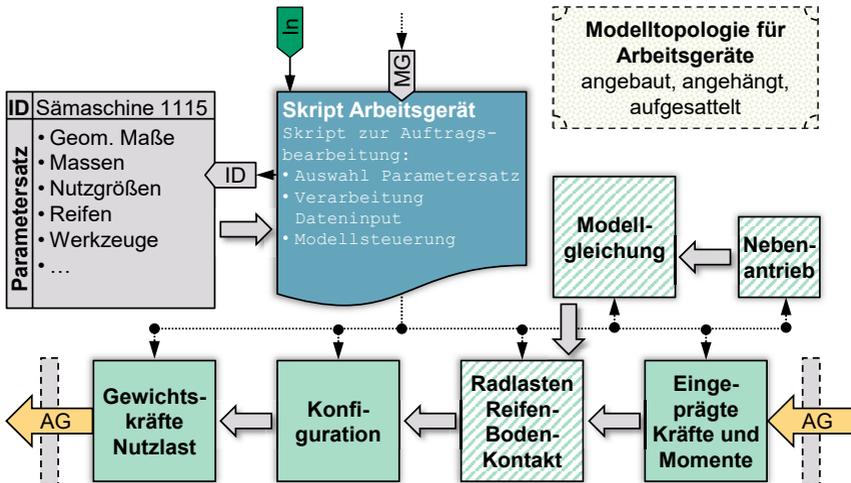
##### 4.4.1 Modelltopologie

Für einen modularen Modellansatz der Arbeitsgeräte erfolgt deren Unterteilung in drei Typen, nach der Art der Anhängung und Stützlastübertragung auf den Traktor:

- Angebaute Arbeitsgeräte werden im Dreipunkt geführt und übertragen Stützlasten.
- Aufgesattelte Arbeitsgeräte werden im Dreipunkt geführt. Über das Fahrwerk werden außerhalb der Arbeitsverrichtungszeit Gerätemasse aufgenommen und Stützlasten zugelassen.
- Angehängte Arbeitsgeräte können das Fahrwerk während der Arbeitsverrichtungszeit nicht ausheben. Es werden keine Stützlasten übertragen.

Die beiden letztgenannten unterscheiden sich damit zwar in ihrer Funktion während der Arbeitsverrichtungszeit, werden für die schematische Modelltopologie in **Bild 29** aber nicht differenziert. Gemusterte Module berücksichtigen bauartoptionale Komponenten. An der Schnittstelle zu einem nachgelagerten Arbeitsgerät werden eingeprägte Kräfte und Momente aufgenommen. Eigengewicht und potentielle Nutzlasten führen zu den Gewichtskräften. Gemeinsam mit den vom Fahrwerk aufgenommenen Lasten stehen sie im Gleichgewicht

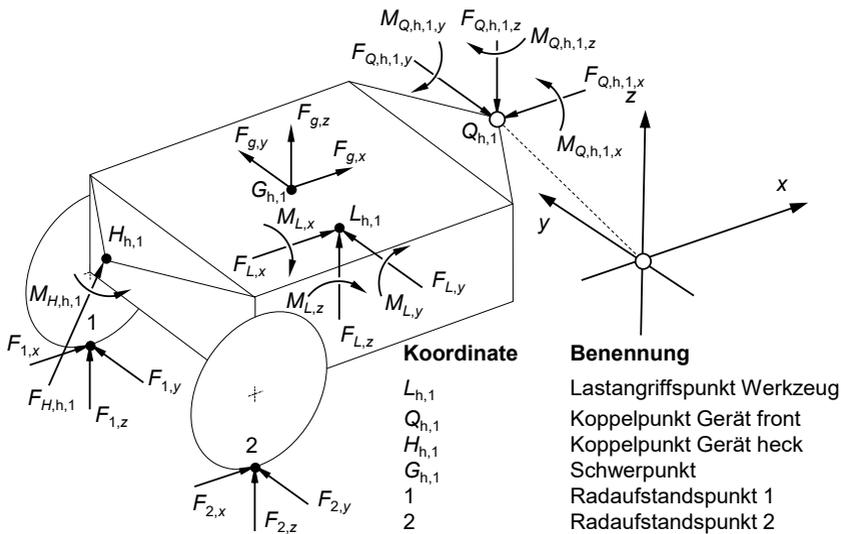
mit den Kräften in der Schnittstelle zum Fahrzeug. Die geometrischen Beziehungen der wirkenden Kräfte und Momente am Arbeitsgerät zeigt **Bild 30**. Kraftangriffspunkt und Ursprung des geräteeigenen Koordinatensystems, das äquivalent zum Fahrzeug orientiert ist, fallen in der Mitte der Unterlenkeraufnahme zusammen. Der Lastangriffspunkt  $L_1$  steht für den Werkzeugkontakt zum Boden, an dem die Zugkraft aus einer Modellgleichung ansetzt. Er wird aktuell in den Koordinatenursprung gelegt, lässt aber auch Positionen innerhalb des Geräts zu, um auf das Einzelwerkzeug bezogene Modellgleichungen einzubinden. Zur Vereinfachung werden dem Fahrwerk keine Koordinaten zugewiesen. Praktikabler ist eine prozentuale Aufteilung des Gesamtgewichts auf die einzelnen Achsen des Fahrwerks, wobei die Differenz zu 100 % als Stützlast auftritt. Eine nachträgliche Positionierung der Achsen ist möglich.



**Bild 29:** Modelltopologie für angebaute, angehängte und aufgesattelte Arbeitsgeräte

Im Konfigurationsmodul werden Statusvariablen gesetzt und bspw. in Abhängigkeit der simulierten Teilzeit über die Aufnahme von Kräften durch das Fahrwerk entschieden. Im hinterlegten Reifen-Boden-Modell, das äquivalent zum Traktor aufgebaut ist, kann in Abhängigkeit der Reifeneigenschaften und Bodenbedingungen ein Rollwiderstandsbeiwert ermittelt und die Rollwiderstandskraft der Räder berechnet werden. Multipass-Effekte bei mehreren Achsen und durch das voranfahrende Fahrzeug werden berücksichtigt. Nebenantriebe werden in einem eigenen Modul eingebunden und stellen, je nach festgelegter Antriebsart, die Leistungsanforderung in mechanischer oder hydraulischer Form an die Schnittstelle. Dies kön-

nen Hilfsantriebe für Pumpen und Gebläse mit vergleichsweise geringem Leistungsbedarf sein, aber auch Dosierwalzen und Kratzbodenantriebe für Stallungstreuer oder Häckselguttransportwagen. Im Modul Modellgleichungen findet die Berechnung von Zugkräften und Antriebsmomenten für Werkzeuge statt, die Kontakt mit Boden oder Erntegut haben. Es erfüllt eine Plattformfunktion und ermöglicht die Integration verschiedener Berechnungsansätze, die individuell für jedes Arbeitsgerät definiert werden können.



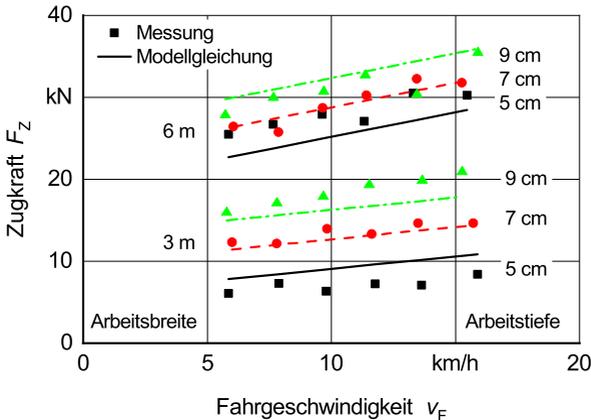
**Bild 30:** Geometrische Beziehungen am Arbeitsgerät

#### 4.4.2 Integration und Entwicklung von Modellgleichungen

Für die Berechnung von Zugkräften einzelner Arbeitsgeräte sind mehrere der in Abschnitt 2.1.2 vorgestellten Ansätze denkbar, jene auf Gesamtmachinenebene eignen sich besonders. Von Schreiber [42] und Weisbrodt [49] wird für ähnliche Aufgabenstellungen der in [26] vorgestellte ASABE-Standard angewendet. Eine geringe Komplexität bei den geforderten Eingangsgrößen, die Allgemeingültigkeit der beschriebenen Geräte und praxisnahe Berechnungsergebnisse für eine breite Vielfalt unterschiedlicher Arbeitsgeräte legen die Verwendung auch für diese Arbeit nahe. Der aufgeführte Berechnungsansatz ermöglicht es, die in Abschnitt 2.1.2 beschriebene Modellgleichung auf unterschiedliche Arbeitsgeräte zu parametrieren. Diese können auch summativ kombiniert werden und eignen sich damit hervorragend zur Integration in

die modulare Struktur des Simulationsmodells. Eine Auswahl der Parameter für die verwendeten Bodenbearbeitungsgeräte befindet sich im Anhang in Tabelle 8. Leistungsbedarfe für Nebenantriebe werden in den *Simulink*-Modellen der Arbeitsgeräte integriert.

Für den Einsatz von Kurzscheibeneggen hat die Literaturrecherche nur unzureichende Ansätze gezeigt. Es wird daher auf Messungen aus Feldversuchen zurückgegriffen [274], um daraus neue Modellgleichungen aufzustellen und zu parametrieren. Bei Vergleichsmessungen zwischen einer Kurzscheibenegge in aufgesattelter Bauweise bei 6 m Arbeitsbreite und einer angebauten Kurzscheibenegge mit 3 m Arbeitsbreite, beide mit Nachlaufwalze, wurden die in **Bild 31** aufgetragenen Zugkräfte bei der Stoppelbearbeitung aufgezeichnet.



**Bild 31:** Modellgleichung für Zugkräfte von Kurzscheibeneggen

Vergleichsmessungen aus der Literatur bestätigen diese [275]. Die Untersuchungen fanden auf einer Versuchsfläche des Versuchsbetriebs *Ihinger Hof* unter gleichbleibenden, trockenen Bodenbedingungen statt, die der Bodenklasse *schwer* zugeordnet werden. Die erstellte Modellgleichung in **Gl. (21)** greift strukturell den ASABE-Ansatz auf und beschreibt über die empirisch ermittelten Regressionskoeffizienten  $\alpha_1 - \alpha_5$  die Zusammenhänge zwischen der Zugkraft  $F_Z$  und den Einflussgrößen Fahrgeschwindigkeit  $v_F$ , Arbeitsbreite  $b_{AG}$  und Arbeitstiefe  $t_{AG}$  über lineare Abhängigkeiten. Der Faktor  $k_{Boden}$  bildet den Bearbeitungswiderstand des Bodens ab und kann in Anlehnung an Tabelle 9 im Anhang gewählt werden. Die Parametrierung der Gleichung anhand der Messdaten führt zu den Regressionskoeffizienten in **Tabelle 10** im Anhang. Die Ergebnisse der Modellgleichung sind in Bild 31 gegenübergestellt.

Schwierigkeiten bei der flachen Einstellung der 6 m-Kurzscheibenegge führen dazu, dass die Messpunkte für 5 cm und 7 cm dichter zusammenfallen, als bei der 3 m-Kurzscheibenegge. Die Modellgleichung kann den Fehler aus der Messung jedoch kompensieren, da bewusst keine Wechselwirkung der Arbeitsbreite auf die Arbeitstiefenabhängigkeit der Zugkraft eingeht.

$$F_Z = k_{\text{Boden}} \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot v_F + \alpha_3 \cdot b_{AG} + \alpha_4 \cdot t_{AG} + \alpha_5 \cdot v_F \cdot b_{AG}) \quad (21)$$

Für den virtuellen Einsatz von Kreiseleggen können ebenso keine geeigneten Modelle aus der Literatur entnommen werden. Auch hier bilden Feldversuche die Basis zur Erstellung von Modellgleichungen für das Antriebsmoment an der Zapfwelle  $M_{ZW}$  und die Zugkraft  $F_Z$  [276, 277]. Verschiedene Einstellparameter wurden auf ihren Einfluss auf den Leistungsbedarf von Kreiseleggen unterschiedlicher Bauart und -größe auf zwei unterschiedlichen Standorten der Versuchshöfe *Ihinger Hof* und *Heidfeldhof* analysiert. Es werden **Gl. (22)** und **Gl. (23)** aufgestellt. Sie beinhalten zusätzlich eine Abhängigkeit zur Zapfwellendrehzahl  $n_{ZW}$  und der Anzahl an Kreiselzinken  $N_{Zn}$  im Verhältnis zur Arbeitsbreite  $b_{AG}$ . Werte für die Regressionskoeffizienten enthält Tabelle 31 und für den Bodenfaktor Tabelle 9 im Anhang. Die vorgestellten Modellgleichungen und deren Parametrierung erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit und allgemeine Gültigkeit. Sie beinhalten jedoch alle für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wichtigen Einflussgrößen auf Zugkraft und Antriebsmoment.

$$M_{ZW} = k_{\text{Boden}} \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot v_F + \alpha_3 \cdot t_{AG} + \alpha_4 \cdot n_{ZW}) \cdot \frac{\alpha_5 \cdot b_{AG}^2}{N_{Zn}} \quad (22)$$

$$F_Z = k_{\text{Boden}} \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot v_F + \alpha_3 \cdot t_{AG} + \alpha_4 \cdot n_{ZW}) \cdot \frac{\alpha_5 \cdot b_{AG}^2}{N_{Zn}} \quad (23)$$

Zur Zusammenstellung eines Arbeitsgeräts lassen sich verschiedene Ansätze verbinden. Eine Mulchsämaschine besteht aus den Komponenten Säaggregate, Kurzscheibenegge und Gebläseantrieb. Kombinierte Geräte hingegen bilden sich durch die Verwendung mehrerer Heckerarbeitsgeräte. Eine Säkombination ergibt sich aus Kreiselegge als erstes und pneumatischer Sämaschine als zweites Arbeitsgerät.

#### 4.4.3 Parametrierung des Modells

Analog zum Traktorenmodell greifen die Parametersätze für jede Arbeitsgeräteart inhaltlich die Datenbanken des *KTBL* auf. Neben den geometrischen Abmaßen und Massen sind darin Nutzgrößen zu Behältervolumina, Arbeitsbreiten und Stützlasten für jede Leistungsklasse enthalten. Angehängten und aufgesattelten Arbeitsgeräten sind Reifengrößen jeder Achse

zugewiesen, worüber die Dokumentation für Reifenkennwerte verlinkt ist. Weiterhin ist jeder Achse eine Achslast im unbeladenen und ein Achslastanteil im beladenen Zustand bzw. bei ausgehobenem Arbeitsgerät unter Einsatz des geräteeigenen Fahrwerks zugewiesen. Für Arbeitsgeräte mit Bodenkontakt sind Felder für Anzahl und Art der Werkzeuge vorgesehen, die gerätespezifisch mit individuellem Inhalt belegt sind. Modellgleichungen einer Arbeitsgeräteart sind unabhängig von der Leistungsklasse und deshalb nicht im Parametersatz integriert, sondern direkt auf Modellebene in *MATLAB/Simulink* hinterlegt.

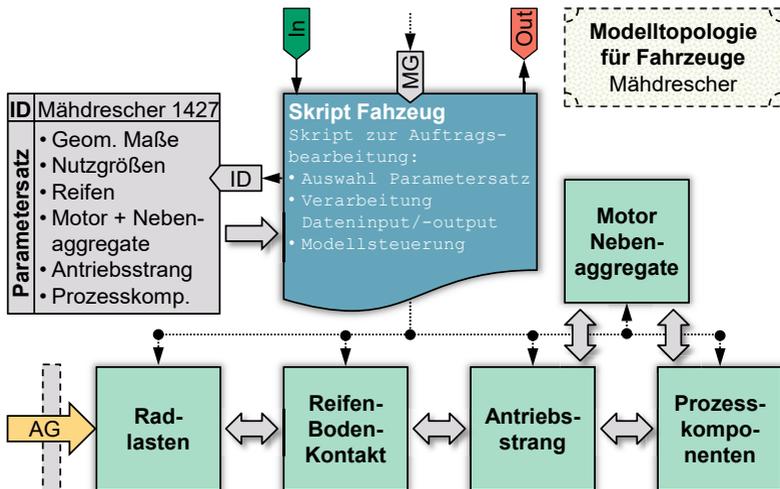
## 4.5 Mähdrescher

Auch der Mähdrescher wird an der Position eines Fahrzeugs in die Maschinenkombination eingebunden. Die Literaturrecherche hat keine geeigneten Modellierungsansätze für Kraftstoffverbrauchsmodelle selbstfahrender Erntemaschinen offenbart, weshalb in den folgenden Unterabschnitten eine Erweiterung des oben beschriebenen Traktorenmodells auf Mähdrescher als zielführende Herangehensweise ausgeführt wird. Die Modellstruktur ist dabei der Ausgangspunkt für die Festlegung erforderlicher Handlungsfelder bei der Modellentwicklung. Neben der Modellentwicklung zur Abbildung eines hydrostatischen Antriebsstrangs und der Prozesskomponenten wird der Fokus vor allem auf die Modellparametrierung gelegt. Der am Institut verfügbare Versuchsmähdrescher wird hierfür mit geeigneter Messtechnik zur Messung der Leistungsverteilung innerhalb der Maschine ausgestattet. Feldversuche in den Ernten 2016 bis 2019 liefern eine umfassende Datenbasis, aus der Parametersätze für die Beschreibung der Prozesskomponenten unter typischen Einsatzbedingungen abgeleitet werden. Das folgend beschriebene Vorgehen ist stellvertretend auf selbstfahrende Erntemaschinen anwendbar. Zur Abbildung selbstfahrender Feldhäcksler wurden im Projekt EKOtech ebenfalls passende Parametersätze abgeleitet, die jedoch nicht Thema dieser Arbeit sind.

### 4.5.1 Modelltopologie

Die Topologie des Modells aus *Simulink*-Modell, Parametersatz und Skript zur Modellsteuerung zeigt **Bild 32**. Im Gegensatz zum Traktorenmodell ergänzt ein Modul für Prozesskomponenten die ansonsten identische Modellstruktur. Eine detailliertere Darstellung des *Simulink*-Modells enthält **Bild 33** in Form eines Blockschaltbilds mit den wichtigsten Signalfüssen und dem Getreideschneidwerk als Frontarbeitsgerät. Eingangsgrößen, welche die Randbedingungen eines Simulationsdurchlaufs definieren, sind links aufgeführt. Das Modell ist aus sieben Modulen zusammengesetzt. Die vom Arbeitsgerät in der Schnittstelle übergebenen

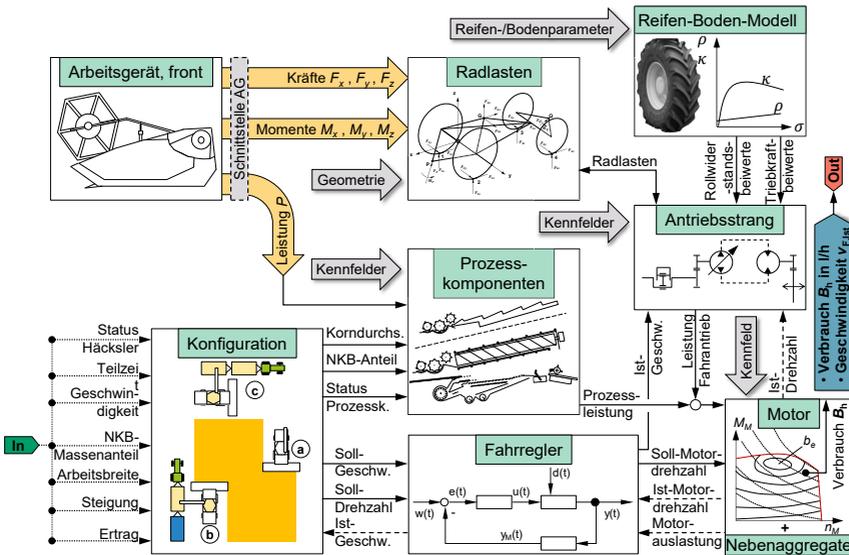
Kräfte und Momente werden im Modul Radlasten aufgegriffen. Hier erfolgt, ähnlich dem Traktorenmodell, die Berechnung der Aufstandskräfte an den Rädern unter Berücksichtigung geometrischer Beziehungen und der Schwerpunkte von Maschine und Korntank. Das Reifen-Boden-Modell ist identisch mit dem des Traktors und liefert auch hier die schlupfabhängigen Rollwiderstandsbeiwerte  $\rho$  für alle, sowie Triebkraftbeiwerte  $\kappa$  für die angetriebenen Räder. Radlasten und Beiwerte werden an den Antriebsstrang übergeben, um die zu überwindenden Fahrwiderstandskräfte im aktuellen Betriebspunkt zu ermitteln.



**Bild 32:** Modelltopologie für Mährescher

Das Antriebsstrang-Modul bildet einen hydrostatischen Fahrtrieb ab. Unter Berücksichtigung der internen Verluste wird die Fahrtriebsleistung für die Ist-Geschwindigkeit ausgegeben und dem Motor als Last aufgeprägt. Parallel dazu wird der Leistungsbedarf für den Antrieb des Schneidwerks in das Mähreschermodell eingespeist und an das Prozesskomponenten-Modul übergeben. In diesem wird der Leistungsbedarf für die je nach Bauart vorhandenen Prozesskomponenten in Abhängigkeit wichtiger Einflussgrößen berechnet. Die Prozessleistung wird zur Fahrtriebsleistung addiert und definiert das Lastniveau für das Motormodell. Dieses ist nach dem gleichen Funktionsprinzip aufgebaut wie beim Traktor. Die Antriebsleistungen der Nebenantriebe, wie Lüfter, Generator und Klimakompressor, werden addiert und aus dem Verbrauchskennfeld der dem Lastpunkt zugehörige spezifische Kraftstoffverbrauch ermittelt. Der Fahrregler überwacht die Motorauslastung und regelt darüber die Fahrgeschwindigkeit

der Maschine. Bei Überschreitung der Volllast oder Unterschreitung der Soll-Geschwindigkeit berechnet der P-Regler mit variabler Reglerkennlinie eine Geschwindigkeitsänderung, die im nächsten Iterationsschritt umgesetzt wird. Nach maximal 10 Iterationsschritten ist eine ausreichende Konvergenz für einen statischen Betriebspunkt eingestellt. Im Modul Konfiguration werden die Eingangsgrößen der Simulation aufgegriffen und Statusvariablen gesetzt, die für den Betrieb der übrigen Module erforderlich sind. Je nach Maschineneinsatz werden bspw. der Strohhäcksler ein- oder ausgeschaltet oder bei einer Straßenfahrt alle Prozesskomponenten deaktiviert. Die für eine Berechnung erforderlichen Durchsätze werden hier ebenso definiert. Ausgegeben werden der Kraftstoffverbrauch  $B_n$  und die Ist-Geschwindigkeit  $v_{F,ist}$ .

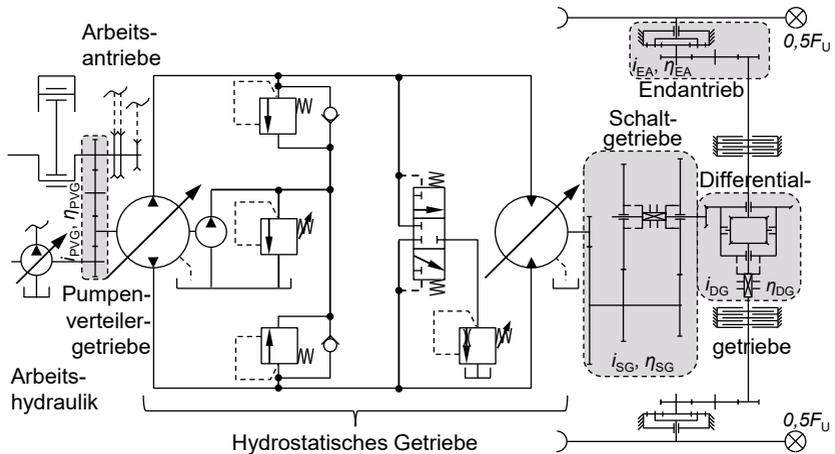


**Bild 33:** Modularer Aufbau des Simulationsmodells für Mähdrescher

### 4.5.2 Modellierung des Antriebsstrangs

Den schematischen Aufbau des im Simulationsmodell abgebildeten Fahrtriebs zeigt **Bild 34**. Die Leistung vom Verbrennungsmotor wird über das Pumpenverteilergetriebe an die Arbeitsantriebe, Hydraulikpumpen für Arbeitshydraulik und weitere hydraulisch angetriebene Prozesskomponenten sowie den Fahrtrieb verteilt. Das hydrostatische Getriebe im Fahrtrieb verfügt über Verstellpumpe und -motor. Für den Verstellmotor wird vereinfachend eine Zweipunktverstellung angesetzt, die zwei Betriebsmodi, geringes und maximales Schluckvolu-

men, abdeckt. Zusammen mit dem zweistufigen Stillstands-Schaltgetriebe ergeben sich zwei Fahrbereiche mit fester Zuordnung des Schluckvolumens am Hydromotor, innerhalb derer eine Variation der Fahrgeschwindigkeit durch Verschwenken der Hydropumpe erreicht wird. Über Differential und Endantriebe wird die Leistung zu beiden Vorderrädern geführt. Eine Lenktriebachse wird nicht abgebildet, da sie lediglich als Sonderfall auftritt.



**Bild 34:** Schematische Darstellung des hydrostatischen Fahrtriebs, nach [134]

Im Gegensatz zu den am Traktor abgebildeten Getriebebauarten lässt sich beim hydrostatischen Fahrtrieb die Auslastung des Antriebsstrangs nicht sinnvoll an das Motormoment koppeln. Die maximal übertragbare Last ist über die Druckbegrenzung im hydrostatischen Kreis limitiert. Eine Auslegung auf die Nennleistung des Verbrennungsmotors ist auch deshalb nicht sinnvoll, da neben der Fahrtriebs- auch die Prozessleistung aufgebracht werden muss. Maßgebend für die Auslegung ist die Summe der an beiden Vorderrädern aufzubringenden Radumfangskraft  $F_U$ , mit der die Fahrwiderstandskräfte gemäß **Gl. (24)** überwunden werden müssen [278]. Die Zugkraft  $F_Z$  tritt lediglich bei Transferfahrten im Anhängepunkt auf, wenn ein Schneidwerkswagen mitgeführt wird. Beschleunigungskraft  $F_B$  sowie Steigungswiderstandskraft  $F_{St}$  wirken im aktuellen Massenschwerpunkt der Maschine, wohingegen die Luftwiderstandskraft  $F_{Luft}$  im Flächenschwerpunkt der Stirnfläche angreift. Zwischen den angetriebenen und nicht angetriebenen Rädern wirken in der Kontaktfläche mit der Fahrbahn die Einzelrollwiderstandskräfte, die in der Rollwiderstandskraft  $F_R$  summiert sind.

$$F_U = F_R + F_{\text{Luft}} + F_{\text{St}} + F_B + F_Z \quad (24)$$

Bei der Berechnung statischer Betriebspunkte können beide Komponenten der Beschleunigungskraft, die translatorische und die rotatorische, vernachlässigt werden. Der Anteil der Luftwiderstandskraft an der Radumfangskraft ist selbst bei Transferfahrten, im Gegensatz zu den übrigen Fahrwiderständen, nach [134] als gering einzustufen, sodass sie im Weiteren nicht berücksichtigt wird. Die Zugkraft vom Schneidwerkswagen resultiert ebenfalls aus einem Roll- und Steigungswiderstand und wird daher vereinfachend dem Roll- und Steigungswiderstand des Mähdescher aufgeschlagen. Somit ergibt sich der Zusammenhang in **Gl. (25)**.

$$\begin{aligned} F_U &\approx F_R + F_{\text{St}} \\ &= \rho \cdot m_F \cdot g \cdot \cos(\alpha_{\text{St}}) + m_F \cdot g \cdot \sin(\alpha_{\text{St}}) \\ &= m_F \cdot g \cdot (\rho \cdot \cos(\alpha_{\text{St}}) + \sin(\alpha_{\text{St}})) \end{aligned} \quad (25)$$

Die Radumfangskraft zeigt sich nur abhängig von der Fahrzeugmasse  $m_F$ , dem Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$ , also den Eigenschaften des Reifen-Boden-Kontakts, und dem Steigungswinkel  $\alpha_{\text{St}}$ , der die topographischen Bedingungen ausdrückt. Bei Festlegung einer maximalen Umfangskraft  $F_{U,\text{max}}$  kann folglich eine Auslegungsgrenze des Antriebssystems definiert werden, die weitgehend unabhängig vom Antriebssystem selber ist. Wird darüber hinaus eine Normierung über die maximale Gewichtskraft der Maschine im Einsatz  $F_{g,E}$  vorgenommen, so kann direkt eine Skalierung auf andere Baugrößen mit der dimensionslosen, normierten Radumfangskraft  $F_{U,\text{norm}}$  erfolgen, **Gl. (26)**. Die Einsatzmasse  $m_{F,E}$  berücksichtigt einen gefüllten Korntank und ein angebautes Schneidwerk.

$$\begin{aligned} F_{U,\text{norm}} &= \frac{F_U}{F_{g,E}} = \frac{F_U}{m_{F,E} \cdot g} \\ F_{U,\text{max,norm},1} &= \frac{F_{U,\text{max},1}}{m_{F,E} \cdot g} \end{aligned} \quad (26)$$

Eine Übertragung der maximalen Umfangskraft ist jedoch nicht über den gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich möglich, da nur ein Teil der Leistung des Verbrennungsmotors vom Fahrentrieb übertragen werden kann. Ist  $P_{FA,\text{max}}$  die maximale Leistung des Fahrentriebs, so gilt der Zusammenhang für die Umfangskrafthyperbel in **Gl. (27)**.

$$F_{U,\text{max,norm},2} = \frac{P_{FA,\text{max}}}{v_F} \cdot \frac{1}{m_{F,E} \cdot g} \quad (27)$$

Beide Kurven schneiden sich in einem Punkt und grenzen damit den Bereich der möglichen Betriebszustände für den Antriebsstrang gegenüber einer unzulässigen Überlastung ab. Das

Vorgehen ist unabhängig von hydraulischen Kenngrößen und gleichzeitig skalierbar. Die Auslastung des Fahrtriebs  $\lambda_{FA}$  wird an die Radumfangskraft nach **Gl. (28)** gekoppelt.

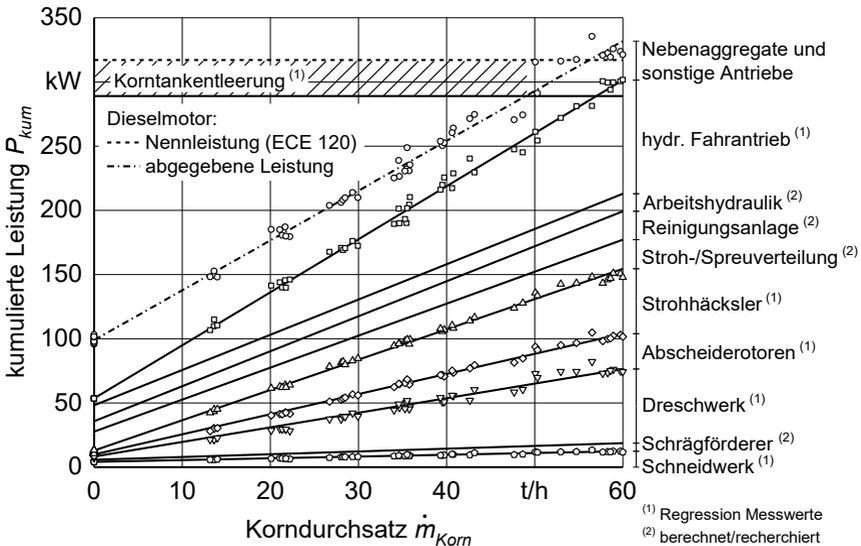
$$\lambda_{FA} = \frac{F_U}{F_{U,max,1}} \quad (28)$$

Die Leistungsübertragung im Antriebsstrang erfolgt mechanisch und hydrostatisch, weshalb eine Aufteilung in diese Komponenten auch bei der Modellierung beibehalten wird. In Endantrieben, Achse, Differential, Schaltgetriebe und dem Pumpenverteilergetriebe wird die Antriebsleistung mechanisch übertragen. Die lastabhängigen Verluste in jedem Bauteil werden über konstante Wirkungsgrade modelliert. Lastunabhängige Verluste, die überwiegend aus den Schleppverlusten in Endantrieben, Achse, Differential und Schaltgetriebe herrühren, können nicht ohne weiteres als Wirkungsgrad interpretiert werden. Sie treten auch auf, wenn die Leistungsanforderung an der Radnabe gegen null läuft. Eine Abbildung über Verlustleistungen ist hier der zielführendere Ansatz. Dieses muss für beide Fahrbereiche vorliegen, da sich durch die geänderte Übersetzung die Drehzahlverhältnisse im Schaltgetriebe ändern. Der hydrostatische Teil, zwischen der Abtriebsseite des Hydromotors und der Antriebsseite der Hydropumpe, wird über ein Wirkungsgradkennfeld modelliert. Hierfür werden die komplexen Zusammenhänge im hydrostatischen Kreis, die sich aus dem Druckverlust in der Leitung, den hydraulisch-mechanischen und volumetrischen Verlusten in den Hydrostateinheiten sowie den Spülverlusten ergeben, in eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Auslastung  $\lambda_{FA}$  und der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  transferiert. Da sich durch das Schaltgetriebe und die unterschiedlichen Schluckvolumina des Hydromotors die auftretenden Drehzahlen und Schwenkwinkel deutlich unterscheiden, ist für beide Fahrbereiche ein eigenes Kennfeld notwendig.

#### 4.5.3 Modellierung der Prozesskomponenten

Parallel zum Fahrtrieb wird dem Verbrennungsmotor der Leistungsbedarf von den Prozesskomponenten aufgeprägt. Dieser ist neben den Einsatzbedingungen abhängig von der Bauart und Baugröße des Mähdreschers, wobei sich die Bauarten maßgeblich nur in der Ausführung von Dreschwerk und Restkornabscheidung unterscheiden. Ein modularer Aufbau, bei dem jede Prozesskomponente für sich betrachtet wird, ist für die Modellierung der sinnvollste Ansatz. Einzelkomponenten können so leicht ausgetauscht und Detailuntersuchungen durchgeführt werden. Die Detaillierungstiefe in der Modellierung der Prozesskomponenten orientiert sich zum einen an der Ausprägung der Abhängigkeit des Leistungsbedarfs von einsatzrelevanten Einflussgrößen (bspw. Kornmassendurchsatz). Zum anderen erfolgt die

Priorisierung anhand des Anteils der Komponentenleistung am Gesamtleistungsbedarf. Für einen aktuellen Hybridmähdrescher zeigt Häberle [134] dies exemplarisch beim Ernteeinsatz in Winterweizen, **Bild 35**. Als relevante Komponenten, bei denen eine Einzelbetrachtung gerechtfertigt ist, werden das Dreschwerk, die Restkornabscheidung, die Reinigungsanlage inkl. Kornbergung, der Strohhäcksler, die Spreu- und Strohverteiler, die Korntankentleerung und die Arbeitshydraulik festgelegt. Das Schneidwerk, in der Simulation zwar als eigenständiges Frontarbeitsgerät abgebildet, wird im Folgenden als Teil des Mähdreschers behandelt.



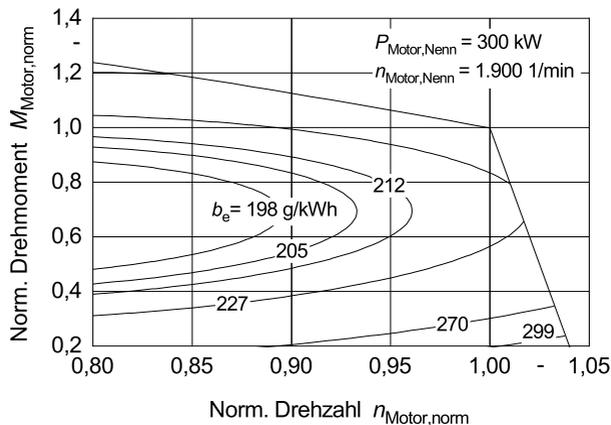
**Bild 35:** Leistungsverteilung eines aktuellen Hybridmähdreschers für die Ernte von Winterweizen [134]

Die Leistungsbedarfe werden durch entsprechende mathematische Formulierungen komponentenspezifisch in Form von konstanten Kennwerten, als Kennlinien über einem Einflussparameter oder als Kennfelder über mehreren Einflussparametern berücksichtigt. Als wichtigste Einflussgrößen werden für vollständig abgereiftes Getreide in erntetrocknem Zustand, neben der Art der geernteten Frucht selbst, der Kornmassendurchsatz und der NKB-Massenanteil  $\varepsilon$  gesehen. Der Einfluss ist jedoch nicht bei allen Komponenten gleich ausgeprägt und muss individuell bewertet werden. Weiterhin ist der Antriebsstrang zu berücksichtigen, da die Leistung nicht direkt vom Verbrennungsmotor auf die Prozesskomponenten gegeben wird. Ein komponentenspezifischer Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt Leistungsverluste. Die Einzelan-

triebe zwischen der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors und der Komponente werden hierfür verknüpft und jeweils konstante Wirkungsgrade nach [279] und [280] zugeordnet.

#### 4.5.4 Feldversuche zur Parametrierung des Modells

Die Parametrierung der oben dargestellten Komponenten des Simulationsmodells für den Mähdrescher wird am Beispiel der Leistungsklasse „300 kW Nennleistung; 9.000 l Korntankvolumen“ und der Bauart „Hybridmähdrescher“ ausgeführt. Bauart und -größe sind zum einen von hoher Marktrelevanz, zum anderen entspricht dies der Versuchsmaschine, die am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim verfügbar ist. Die Geometriekennwerte, Nutzgrößen und Kennwerte zur Bereifung können den technischen Daten entnommen und durch eigene Abschätzungen vervollständigt werden. Die Datenbank für Bereifungskennwerte wird auch in das Mähdreschermodell eingebunden. Motorkennwerte, welche die Regressionsparameter für das Verbrauchskennfeld, die Volllastkennlinie und die Abregelgerade umfassen, sind für diese Leistungsklasse im Rahmen des Forschungsprojekts entwickelt und abgestimmt [268]. Im Vergleich zu Messungen mit der Versuchsmaschine ist das Motorkennfeld, für den Hauptarbeitsbereich in **Bild 36** dargestellt, als valide einzustufen.



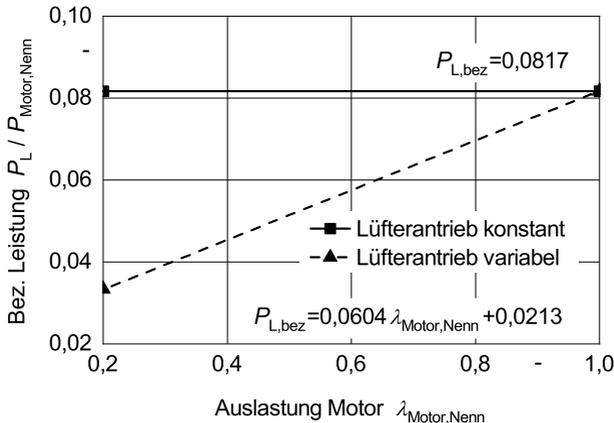
**Bild 36:** Motorkennfeld für den Mähdrescher in der Leistungsklasse 300 kW [268]

Als Nebenantriebe werden in Analogie zum Traktorenmodell der Klimakompressor und der Generator über konstante Leistungsbedarfe definiert. Die Leistungsaufnahme am Kühlerlüfter wird in Abhängigkeit der Motorauslastung  $\lambda_{\text{Motor,Nenn}}$  nach **Gl. (29)** definiert, um bedarfsgerech-

te Regelungen der Kühlanforderungen darzustellen.

$$\lambda_{\text{Motor,Nenn}} = \frac{M_{\text{Motor,akt}}}{M_{\text{Motor,Nenn}}} \quad (29)$$

**Bild 37** zeigt die im Parametersatz hinterlegten Kennlinien für die Leistungsklasse 300 kW [268]. Der Leistungsbedarf für den Antrieb des Lüfterflügels an der Nabe  $P_L$  ist durch Bezug auf die Motornennleistung normiert, um eine Skalierbarkeit auf andere Leistungsklassen zu gewährleisten. Bei maximaler Motorauslastung treffen sich die Kennlinien des bedarfsgerecht geregelten und ungeregelten Lüfterantriebs. Der ungeregelte wird mit konstanter Drehzahl betrieben und ist folglich unabhängig von der Motorauslastung. Beim drehzahlgeregelten Antrieb kann die Leistungsaufnahme bei geringer Motorauslastung um ca. 40 % reduziert werden, was sich mit der Darstellung in [218] deckt. Eine Abhängigkeit von der Motordrehzahl wird im Gegensatz zum Traktor nicht implementiert. Bei der Mehrheit des Maschineneinsatzes ist, mit Ausnahme der Straßenfahrten, die Motordrehzahl im Bereich der Nenn Drehzahl nahezu konstant und als quasistatisch anzusehen. Bei Straßenfahrten findet eine relevante Absenkung der Motordrehzahl unter den Nennbetriebspunkt nur bei Maschinen höherer Technologiestufe statt. Diese verfügen üblicherweise über einen geregelten Lüfterantrieb, wodurch der Effekt einer zusätzlichen Absenkung der Motordrehzahl minimiert wird.



**Bild 37:** Kennlinien für die Antriebsleistung an der Nabe des Lüfterflügels [268]

### Versuchsträger und Messtechnik

Zur Modellparametrierung und -validierung sind Daten aus realen Maschineneinsätzen er-

forderlich. Um dies an einem konkreten Beispiel vorzuführen, wurde die am Institut bereits von Häberle [134] im Rahmen eines Projekts zur Effizienzanalyse im Fahrtrieb eingesetzte Versuchsmaschine mit umfangreicher Messtechnik aufgerüstet. Hierbei handelt es sich um einen *Claas Lexion 750 Montana* mit 317 kW Nennleistung (ECE R 120) und 9.600 l Korntankvolumen [281]. Die hybride Bauart ist bei dieser Maschine mit einem tangentialen Dreschwerk in Kombination mit einer axialen Restkornabscheidung durch zwei Abscheiderotoren umgesetzt. Siebübergang und gehäckseltes Stroh werden über eine aktive Strohverteilung verteilt. Als Vorsatzgerät wird ein *Vario*-Schneidwerk *V750* mit 7,6 m Arbeitsbreite verwendet. Bei geringem Umbauaufwand ermöglicht es einen Einsatz sowohl im Getreide als auch im Raps, wie es das Einsatzfoto in **Bild 38** zeigt. Als Zusatzausrüstung sind eine Einrichtung zu Ertragsmessung und -kartierung sowie ein Feuchtesensor für das Erntegut verbaut. Durch hydraulisch verschwenkbar ausgeführte Endantriebe an der Vorderachse ist bei der *Montana*-Ausführung ein Ausgleich von Seitenhang bis 17 % und Längshang in Falllinie bis 6 % möglich [282].



**Bild 38:** Versuchsmähdrescher *Claas Lexion 750 Montana* im Feldeinsatz beim Rapsdrusch auf dem *Goldenen Acker* vor dem *Hohenheimer Schloss*, Ernte 2019

Der im geschlossenen Kreis ausgeführte hydrostatische Fahrtrieb mit Schrägscheiben-Verstellpumpe treibt mit dem verstellbaren Axialkolbenmotor in Schrägachsenbauart den zentralen Achsantrieb an der Vorderachse an. Dieser ist als ein zweistufiges Schaltgetriebe ausgeführt, welches nur im Stillstand zu schalten ist und zwei Fahrbereiche für Feld- und Straßenfahrt bereitstellt. Damit entspricht es dem Antriebsschema in Bild 34. Die Funktionalitäten der *Montana*-Ausführung beinhalten eine Lenktriebachse mit Radialkolbenmaschinen

als Einzelradantriebe. In den Feldversuchen findet diese jedoch keine Verwendung, da sie nicht Bestandteil des Antriebsstrangs im Simulationsmodell ist. Die technischen Daten der Versuchsmaschine fasst **Tabelle 5** zusammen.

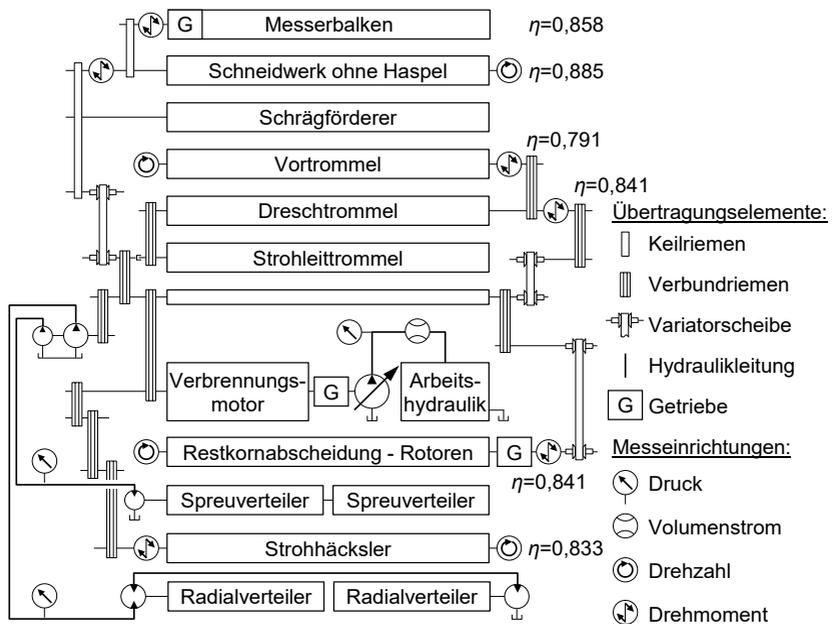
Zur Messung der Leistungsverteilung im Arbeitseinsatz der Maschine sind Messstellen an den erforderlichen Komponenten im Bereich der Prozesstechnik eingebaut. Die hydraulischen Arbeitsantriebe sind dabei ebenso im Fokus wie die als Riementriebe ausgeführten mechanischen. Einen Überblick über das Antriebsschema der Prozesskomponenten mit den eingebauten Messstellen und komponentenspezifisch festgelegten Wirkungsgraden der Leistungsübertragung nach [279, 280] gibt **Bild 39**. Der aktuelle mechanische Leistungsbedarf wird am jeweiligen Bauteil als Produkt aus Drehmoment und Drehzahl gemessen. *Dehnungsmessstreifen* (DMS) sind, temperatur- und biegespannungskompensiert in einer Vollbrücke verschaltet, je nach Bauraumverfügbarkeit auf die vorhandenen Antriebswellen oder auf neu konstruierte Messriemenscheiben appliziert. Die Bauteilbelastung wird so in eine elektrische Spannung übersetzt. Eine Kalibrierung der Messstellen im Vorfeld jedes Ernteeinsatzes stellt den mathematischen Zusammenhang zwischen Spannung und Drehmoment als lineare Regressionsgerade her. Die Drehzahlerfassung erfolgt mittels Hall-Sensoren, die in gleicher Bauform auch serienmäßig verbaut sind. Ausgelöst werden sie durch an die Messstellen montierte passive Inkrementgeber.

**Tabelle 5:** Technische Daten der Versuchsmaschine, [281–283]

<b>Fahrzeug</b>	Typ	<i>Claas Lexion 750 Montana</i>
	Motor	<i>Caterpillar C13</i> ; 12,5 l Hubraum Abgasstufe 3A
	Nennleistung (ECE R 120)	317 kW bei 1900 <sup>1</sup> / <sub>min</sub>
	Maximalleistung (ECE R 120)	343 kW
	Maximalgeschwindigkeit	1. Gang: 9,9 km/h 2. Gang: 30 km/h
	Bereifung	Vorne: 800/70 R 32 Hinten: 500/70 R 24
	Korntankvolumen	9.600 l
	Leermasse (ohne Vorsatz)	18.460 kg
<b>Arbeits- gerät</b>	Typ	<i>Claas V750 Vario</i>
	Arbeitsbreite	7,6 m
	Masse (ohne Rapsausrüstung)	2.400 kg

Die Erzeugung der Messwerte auf dem rotierenden Bauteil erfordert eine robuste Messwertübertragung auf den Stator. Im Gegenzug ist eine Versorgung der DMS-Verschaltung mit

elektrischer Energie notwendig. Berührungslose Systeme sind aufgrund der rauen Messumgebung Lösungen mit Schleifringen vorzuziehen. Verwendung finden Telemetriesysteme der Firma *Manner*, die Messsignale vom Rotor auf den Stator und umgekehrt elektrische Energie induktiv übertragen [284]. Den Aufbau der Sensortelemetrie zeigt **Bild 40**. Auf dem Rotor ist zusätzlich ein Sensorsignalverstärker platziert, der die analogen Spannungswerte der Messbrücke vor der Übergabe an die Rotorantenne in ein digitales Signal wandelt. Die Auswerteeinheit nimmt die Signale von der Statorantenne auf und wandelt sie zusammen mit dem parallel eingespeisten PWM-Drehzahlsignal in CAN-Bus Botschaften.

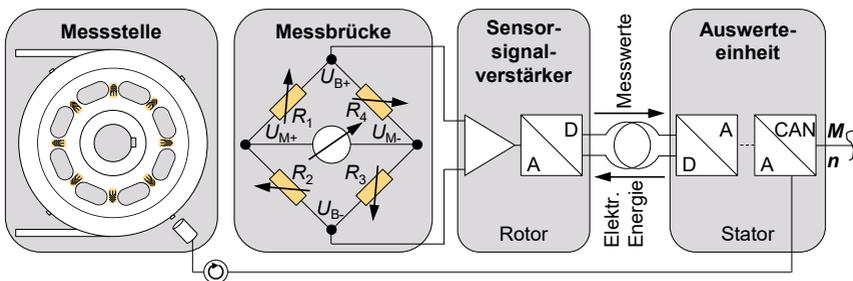


**Bild 39:** Messstellenplan und reduziertes Antriebsschema der Versuchsmaschine

Für die hydraulische Leistung, als Produkt aus Volumenstrom und Druck, wird differenziert vorgegangen. Im Bereich der untersuchten rotatorischen Antriebe sind Konstantstromanlagen eingesetzt, bei denen Verdrängungsvolumen und Antriebsdrehzahl der Konstantpumpen bekannt sind. Eine Messung des Druckniveaus wird hier als ausreichend angesehen. Die Arbeitshydraulik hingegen, für die Ansteuerung linearer Stellantriebe verwendet, ist als Konstantdruckanlage ausgeführt. Zusätzlich zum Druck fließt auch der Volumenstrom als Messgröße

mit ein. Die Messsignale der analogen Drucksensoren werden über Digital-CAN-Wandler in CAN-Botschaften umgesetzt [285]. Die Volumenstrommessturbinen liefert direkt ein CAN-Ausgangssignal. Wirkungsgrade aus der Literatur werden verwendet, um die hydraulischen Leistungen im Nachgang auf die mechanische Antriebsseite umzurechnen. Insgesamt wird der Leistungsbedarf über die Messung an folgenden Komponenten ermittelt:

- Messerbalken, inkl. Taumelgetriebe (Drehmoment und Drehzahl an Messriemenscheibe)
- Schneidwerk, ohne Haspel (Drehmoment und Drehzahl an Antriebswelle)
- Vortrommel (Drehmoment und Drehzahl an Antriebswelle)
- Dreschwerk inkl. Vortrommel und Strohleitrommel (Drehmoment an Messriemenscheibe)
- Abscheiderotoren, inkl. Winkelgetriebe (Drehmoment und Drehzahl an Antriebswelle)
- Strohhäcksler (Drehmoment und Drehzahl an Messriemenscheibe)
- Spreuverteiler (Druck und errechneter Volumenstrom)
- Radialverteiler (Druck und errechneter Volumenstrom)
- Arbeitshydraulik (Druck und Volumenstrom)



**Bild 40:** Aufbau der Telemetriesysteme zur Messung von Drehmoment und Drehzahl an mechanischen Antrieben, in Anlehnung an [134, 284, 286]

Die Zusammenführung der Signale von allen Messstellen erfolgt über den CAN-Bus. Zwei High-Speed-CAN-Bus Netzwerke (Übertragungsrate 1 Mbit/s) sind dafür an der Maschine eingerichtet. Maschineneigene Daten (Übertragungsrate 250 kbit/s) und der CAN-Bus des Dieselmotors (Übertragungsrate 250 kbit/s) werden ebenfalls mitgeloggt. Dadurch können Informationen über die Maschine (bspw. Fahrgeschwindigkeit, GPS-Position), die Prozessdaten (bspw. Korndurchsatz, -feuchte, -ertrag) oder den Verbrennungsmotor (bspw. Kraftstoffverbrauch, Drehzahl, Drehmoment) in Relation zu den gemessenen Leistungen gesetzt werden. Diese Informationen sind vor allem im Rahmen der Modellvalidierung notwendig.

Die von Häberle [134] zur Effizienzanalyse im Fahrtrieb verwendeten Sensoren sind für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit nicht verbaut. Allerdings können über den Maschinenbus die serienmäßig verbauten Sensoren im hydrostatischen Fahrtrieb aufgezeichnet werden. Dadurch sind Informationen über den Soll-Schwenkwinkel und die Drehzahl von Hydromotor und -pumpe bekannt, genauso wie Druck in der Zu- und Rücklaufleitung des geschlossenen Kreises. Durch die Erstellung von Regression unter Zuhilfenahme der Messdaten aus früheren Projekten [134] können die auf dem Maschinenbus nur als Spannungssignale vorliegenden Informationen in verwertbare Messwerte transferiert werden. Die Aufzeichnung aller auf den vier CAN-Bus Netzwerken übertragenen Botschaften erfolgt über einen zentralen Messrechner in der Fahrerkabine mit der Software *CANoe* der Firma *Vector*.

### **Messziele und Durchführung der Feldversuche**

Die Versuchsdurchführung erfolgt unter zwei Zielstellungen. Zum einen erfordert die Parametrierung der Prozesskomponenten eine breite Datenbasis der abzubildenden Früchte bei unterschiedlichen, realistischen Druschbedingungen. Zum anderen werden für die Validierung des Simulationsmodells reale Einsatzdaten benötigt. Je nach Betrachtungstiefe werden zur Validierung unterschiedliche Anforderungen an die Datenaufzeichnung gestellt. Auf Komponentenebene sind die Messstellen erforderlich, wohingegen auf Gesamtmaschinenebene die Informationen vom Maschinen- und Motor-CAN-Bus ausreichen. Beim Versuchseinsatz in den Ernten 2016 und 2017 wurde die Maschine auf der Schwäbischen Alb eingesetzt. In den Ernten 2018 und 2019 wurden die Flächen der Versuchsbetriebe *Ihinger Hof*, *Meiereihof* und *Heidfeldhof* der *Universität Hohenheim* genutzt. Da die Versuche selbst nicht der Effizienzanalyse sondern der Modellbildung dienen, kommt dem Fahrereinfluss während des Maschineneinsatzes eine untergeordnete Relevanz zu. Durch die Nutzung der verfügbaren Assistenzsysteme kann dieser weiter minimiert werden. Die Einstellung der Prozesskomponenten wird durchgehend auf eine durchsatzorientierte Fahrstrategie ausgerichtet.

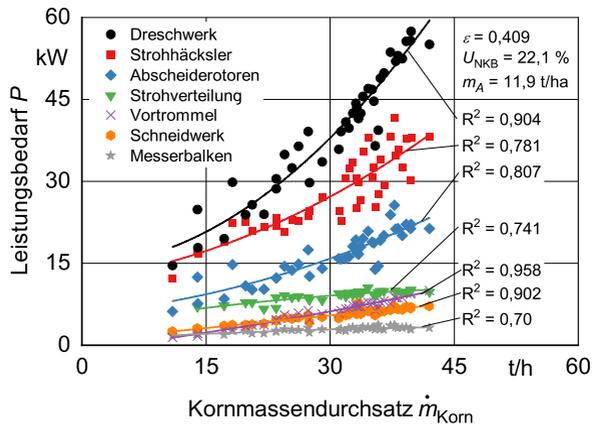
Durchsatzversuche stellen die Basis der Modellparametrierung dar. Quasistationäre Betriebszustände innerhalb der Maschine einzustellen, ist hierbei das Ziel. Die Versuchsflächen werden im regulären Einsatz gedroschen. An verschiedenen Stellen innerhalb des Feldes wird über die Tempomatfunktion eine konstante Fahrgeschwindigkeit eingestellt. Diese wird zufällig gewählt und so lange beibehalten, dass der Korndurchsatz für eine Messdauer von mindestens  $t_{\text{Mess}} = 20$  s quasistationär ist. Der relevante Messbereich wird in den Messdaten

über eine eigene CAN-Bus Botschaft markiert, die aus der Fahrerkabine ausgelöst werden kann und lässt sich so in der für ein Feld durchgehenden Messung nachträglich eindeutig identifizieren. Über das Feld verteilt kann so der gesamte Durchsatzbereich unter den innerhalb des Feldes streuenden Druschbedingungen aufgelöst werden. Einflüsse des Korntankfüllstands und der Feldsteigung auf die Fahrleistungsleistung können nicht kompensiert werden. Allerdings werden die Messungen bei unterschiedlichen Füllständen und sowohl in Steigungs- als auch in Falllinie durchgeführt. Für die Modellparametrierung ist beides von untergeordneter Bedeutung, da kein Einfluss auf den Leistungsbedarf der Prozesskomponenten resultiert. Um eine eventuelle Drift der Messstellen kompensieren zu können, werden bei stehender Maschine regelmäßig Leerlastmessungen durchgeführt. Die Prozesskomponenten sind hierfür eingeschaltet und der Verbrennungsmotor läuft bei oberer Leerlastdrehzahl. Auch dieser Messbereich wird digital markiert. Da die Leerlastleistungen der einzelnen Komponenten aus Vorversuchen bekannt sind, kann ein nachträglicher Abgleich in der Versuchsauswertung erfolgen.

Versuchsguteigenschaften wirken sich auf den Leistungsbedarf der Prozesskomponenten aus und müssen im Rahmen derartiger Messungen eingeordnet werden. Zu jeder Versuchsfläche werden daher relevante Eigenschaften an mindestens vier über der Fläche verteilten Positionen ermittelt. Je nach Frucht werden der Kornfeuchtegehalt  $U_{\text{Korn}}$ , der NKB-Feuchtegehalt  $U_{\text{NKB}}$  und der NKB-Massenanteil  $\varepsilon$  aus Trockenschrankproben bestimmt. Zusätzlich wird die topografische Situation in Hauptarbeitsrichtung für jede Versuchsfläche ermittelt.

Das Ergebnis einer Messung für Winterweizen auf einem Versuchsfeld mit 3,8 ha Fläche zeigt **Bild 41**. Dargestellt ist hier der Leistungsbedarf an der jeweiligen Komponente über dem Korndurchsatz  $\dot{m}_{\text{Korn}}$ . Jeder Datenpunkt entspricht dem arithmetischen Mittelwert über dem Messbereich im quasistationären Betriebspunkt. Es ist ein Durchsatzbereich von  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 10 - 42 \frac{t}{h}$  abgedeckt. Den höchsten Leistungsbedarf bei ausgeprägter Durchsatzabhängigkeit weist das Dreschwerk mit  $P_{\text{DW}} = 15 - 62 \text{ kW}$  auf. Der Häcksler hat einen Leistungsbedarf von ca.  $P_{\text{HÄ}} = 12 - 42 \text{ kW}$  und die Abscheiderotoren von  $P_{\text{RO}} = 8 - 25 \text{ kW}$ . Bei den Komponenten Strohverteilung, Schneidwerk und Messerbalken ist der Einfluss des Durchsatzes deutlich geringer und der Leistungsbedarf insgesamt auf einem niedrigeren Niveau zwischen  $2 - 10 \text{ kW}$ . Die Vortrommel ist in der Leistungsmessung am Dreschwerk bereits enthalten, wird in den folgenden Darstellungen zur Einordnung aber zusätzlich mit aufgeführt. Für den Antrieb sind

maximal 10 kW erforderlich. Ebenso ist der Messerbalken dargestellt, dessen Antriebsleistung von der Messstelle am Schneidwerk auch mit erfasst wird.



**Bild 41:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von: Winterweizen, Ernte 2019, Versuchsfläche *Stockacker vorne*, Sorte *Patras*

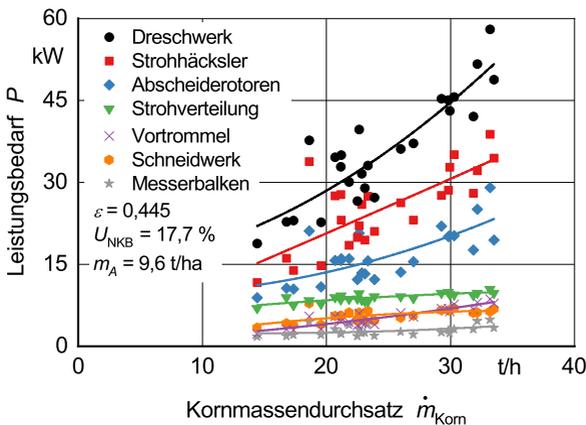
Über die Datenpunkte sind Ausgleichskurven mit linearem bzw. quadratischem Regressionsansatz gelegt. Die resultierenden Werte der Bestimmtheitsmaße unterstreichen die Qualität der durchgeführten Messung. Die größte Streuung der Messwerte tritt hier am Häcksler auf und beträgt für einen Durchsatzpunkt bis zu 9 kW. Der Korndurchsatz, über dem der Leistungsbedarf aufgetragen ist, übt bei den Abscheiderrotoren und der Dreschtrommel neben dem NKB-Durchsatz auch einen direkten, beim Häcksler über den NKB-Massenanteil aber lediglich einen indirekten Einfluss aus. Leichte Schwankungen in der Bestandsdichte und lokale Unterschiede in den Versuchsguteigenschaften, in Bezug auf die NKB, wirken sich am Häcksler deutlich stärker aus als an den übrigen Komponenten. Weiterhin erfährt der Gutstrom in der Übergabe von den Abscheiderrotoren auf den Häcksler eine Auflockerung und wird nicht aktiv auf der gesamten Kanalbreite hineingefördert, so wie es bei den übrigen Komponenten der Fall ist. Der in Schneidwerk und Einzugskanal homogenisierte Gutstrom wird so im Häcksler unter Umständen ungleichmäßiger aufgenommen.

Zur weiteren Analyse wird der Variationskoeffizient  $V_k$  zur Beurteilung der einzelnen Datenpunkte eingeführt, der sich nach **Gl. (30)** aus dem Verhältnis der empirischen Standardabweichung zum arithmetischen Mittelwert bildet. Dieser nimmt für den Häcksler die höchsten Werte

an und liegt über alle Datenpunkte im Mittel bei  $V_K = 0,14$ . Komponenten mit geringer Durchsatzabhängigkeit, Messerbalken und Strohverteilung, weisen den geringsten Koeffizienten von  $V_K = 0,04$  auf. Die übrigen Komponenten liegen zwischen diesen Werten.

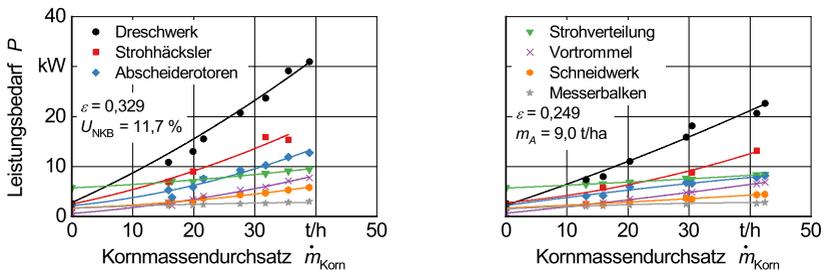
$$V_K = \frac{S_{\text{Mess}}}{\bar{X}_{\text{Mess}}} = \frac{1}{\bar{X}_{\text{Mess}}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (X_{\text{Mess},i} - \bar{X}_{\text{Mess}})^2} \quad (30)$$

Verschiebt sich das Verhältnis von Korn zu NKB, so verändern sich Leistungsbedarf und -verteilung beim Mähdrusch. Das Ergebnis auf einer 7,5 ha großen Versuchsfläche zeigt **Bild 42**. Die Durchsatzabhängigkeiten sind ähnlich ausgeprägt, allerdings ist der Leistungsbedarf an allen Komponenten insgesamt höher, da bei gleichem Korndurchsatz eine 3,4 Prozentpunkte höhere Masse an NKB durchgesetzt wird. Bei  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 30 \text{ t/h}$  (Bezugsdurchsatz für Vergleiche) ist ein deutlicher Anstieg am Dreschwerk um ca. 8 kW, am Häcksler um 4 kW und an den Abscheiderotoren um 5 kW zu erkennen. Für die Strohverteilung ist ca. 1 kW und das Schneidwerk 2 kW mehr Leistung erforderlich. Am Messerbalken ist der Effekt nicht ausgeprägt. Ändert sich das Verhältnis von Korn zu NKB der Weizenhalme, so hat das keinen Einfluss auf die benötigte Leistung zum Schneiden der Halme. Geringfügig geschmälert wird der Einfluss des erhöhten NKB-Massenanteils hier jedoch durch den leicht geringeren NKB-Feuchtegehalt. Qualitativ kann das Versuchsgut auf beiden Flächen aber als trocken bezeichnet werden. Der Kornfeuchtegehalt unterscheidet sich ebenfalls nur geringfügig.



**Bild 42:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von: Winterweizen, Ernte 2019, Versuchsfläche *Breitlaub*, Sorte *Apostel*

Sind bei gleichem Korndurchsatz weniger NKB vorhanden, sinkt der Leistungsbedarf deutlich. In **Bild 43** (links) ist dies beispielhaft für  $\varepsilon = 0,329$  auf einer 8,5 ha großen Versuchsfläche untersucht. Jeder Datenpunkt repräsentiert hier das arithmetische Mittel aus mindestens drei Einzelmessungen. Die Leerlastleistung jeder Einzelkomponenten ist in beiden Diagrammen identisch. Für das Dreschwerk ist, im Vergleich zu den Versuchen mit  $\varepsilon = 0,409$ , eine Absenkung des Leistungsniveaus um ungefähr 15 kW (40 %) bei  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 30 \text{ t/h}$  zu bemerken. Am Strohhäcksler werden 13 kW (48 %) und an der Restkornabscheidung 5 kW (32 %) weniger Leistung benötigt. Auf den Leistungsbedarf für die Verteilung der gehäckselten NKB und des Siebübergangs aus der Reinigungsanlage kann der am Strohhäcksler ausgeprägte NKB-Einfluss nicht bestätigt werden. Die Leerlastleistung nimmt hier einen höheren Anteil ein, wodurch sich die Reduktion des NKB-Durchsatzes zwar zeigt, aber geringer auswirkt. Aus diesem Grund übersteigt bei kleinen Durchsätzen ( $\dot{m}_{\text{Korn}} < 12 \text{ t/h}$ ) der Leistungsbedarf für die Strohverteilung sogar den für das Häckseln und die Restkornabscheidung. Für den Antrieb des Schneidwerks ist ca. 10 % weniger Leistung erforderlich, am Messerbalken ist folgerichtig kein Effekt zu erkennen. Der Einfluss des NKB-Massenanteils konzentriert sich auf die Antriebsleistung der Einzugschnecke.



**Bild 43:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von Winterweizen: Normalschnitt (links), Hochschnitt (rechts), Ernte 2018, Versuchsfläche *Inneres Täle*, Sorte *Apostel*

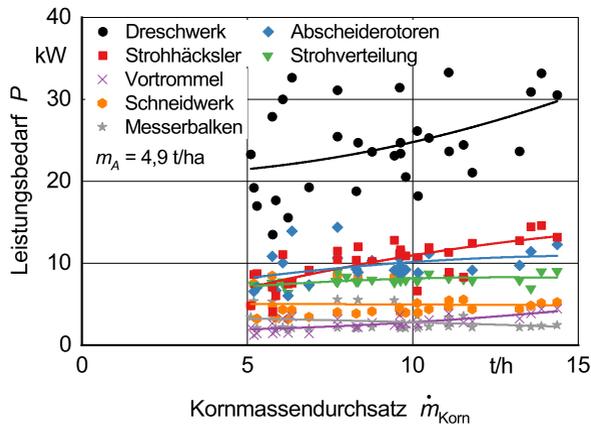
Um Extremwerte des NKB-Massenanteils zu provozieren, wurden auf dieser Fläche ebenfalls Druschversuche im Hochschnitt durchgeführt. Wird das Schneidwerk im Normalschnitt auf ca. 15 cm Höhe über dem Boden geführt, so werden die Halme in den Hochschnittversuchen ungefähr 20 cm höher und damit knapp unterhalb der Ähren geschnitten. Der NKB-Massenanteil lässt sich dadurch auf  $\varepsilon = 0,249$  senken, Bild 43 (rechts), wodurch er verglichen mit dem Normalschnitt auf dieser Fläche um 32,7 % reduziert werden kann. Zur Vergleichsmessung in

Bild 41 ist er nun 52,1 % geringer. Die Auswirkung auf den Leistungsbedarf liegen bei 57,3 % Reduktion für das Dreschwerk, 62,9 % für den Häcksler und 61,3 % bei den Abscheiderotoren. Auf geringem Niveau sinken auch die Antriebsleistungen der Strohverteilung, der Vortrommel und des Schneidwerks.

Zusammenfassend und unter Berücksichtigung von Messergebnissen weiterer Versuchsflächen ist neben dem Korndurchsatz ein signifikanter Einfluss des NKB-Massenanteils auf den Leistungsbedarf der Prozesskomponenten bei der Ernte von Winterweizen zu erkennen. Der Einfluss des NKB-Massenanteils dominiert, innerhalb praxisnaher Druschbedingungen von vollständig abgereiftem Getreide, den des NKB-Feuchtegehalts.

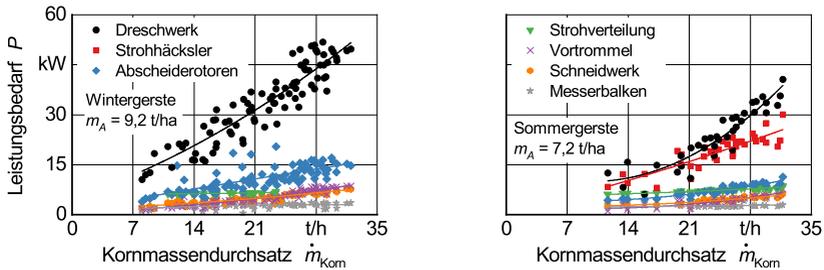
Kornerträge von Raps liegen unter denen von Weizen, weswegen die beim Rapsdrusch auftretenden Kornmassendurchsätze geringer ausfallen. Eine exemplarische Leistungsverteilung, die auf einer 1,8 ha großen Versuchsfläche gemessen wurde, ist in **Bild 44** aufgetragen. Der Leistungsbedarf steigt prinzipiell für alle Komponenten an, wobei sich die Verteilung aber verschiebt. Der höchste Anteil wird weiterhin für den Ausdrusch benötigt und ist bei gleichem Korndurchsatz ( $\dot{m}_{\text{Korn}} = 15 \text{ t/h}$ ) fast 50 % höher als beim Weizen. An der Vortrommel ist der Einfluss ähnlich sichtbar. Dies ist nicht prozessbedingt, sondern wird mit der großen Menge an sperrigem Pflanzenmaterial begründet, welches den Spalt zwischen Dreschtrommel und Dreschkorb passiert. Der Häckselvorgang hingegen ist aus ackerbaulichen Gründen nicht so intensiv wie bei der Ernte von Weizen. Die Gegenschneiden der Häckselmesser sind hierbei vollständig ausgeschwenkt und nicht im Eingriff, wodurch die Häcksellänge maximal wird. Der Häckselprozess benötigt so weniger Leistung als bei der Weizenernte. Der Unterschied zwischen Abscheiderotoren und Häcksler ist im Raps nicht so ausgeprägt, wenngleich für die Restkornabscheidung weniger Leistung benötigt wird, aber insgesamt mehr als im Weizen. Das Schneidwerk erfordert eine höhere Leistung, da zum einen mehr Pflanzenmaterial zusammengeführt werden muss. Andererseits werden die im Raps notwendigen hydraulisch angetriebenen Seitentrennmesser von einer am Antriebsriemen des Schneidwerks angeordneten Ölpumpe mit hydraulischer Leistung versorgt. Die Streuung der Messpunkte ist vor allem am Dreschwerk auffällig hoch. Quasistationäre Betriebszustände lassen sich bei der Ernte von Raps nur bedingt einhalten. Die zum Verhaken neigenden Pflanzen stauen sich teilweise vor der Einzugsschnecke auf dem Schneidwerkstisch auf und werden schubweise vom Schrägförderer ins Dreschwerk gefördert. Verstärkt wurde dieser Effekt in der Ernte 2019

durch die frühzeitige Abreife der Schoten, wobei die Stängel noch Restfeuchte besaßen. Ähnliche Streuungen sind beim Schneidwerk und dem Messerbalken deutlich. Das Dreschwerk homogenisiert den Gutstrom und die Streuung des Leistungsbedarfs an den nachfolgenden Prozesskomponenten fällt geringer aus.



**Bild 44:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von: Raps, Ernte 2019, Versuchsfläche *Härdtle*, Sorte *Smaragd*

Für die Ernte von Wintergerste werden Entgrannerbleche eingeschwenkt, die den Vorkorb verschließen und so eine frühzeitige Abscheidung von Körnern in diesem Bereich verhindern. Eine intensivere Gutbehandlung in der Vortrommel ist die angestrebte Folge, was sich auch an einem leicht erhöhten Leistungsbedarf im Vergleich zum Weizen zeigt, siehe **Bild 45** (links). Die Messdaten von 14,1 ha Versuchsfläche verdeutlichen den insgesamt sehr leistungsintensiven Druschprozess für Wintergerste aufgrund der höheren Dreschtrommeldrehzahl bei gleichzeitig engerem Spalt zwischen Dreschkorb und Dreschtrömmel. Es wird mehr Leistung benötigt als bei Weizen. Die übrigen Komponenten hingegen zeigen vergleichbares Verhalten. Da auf beiden Flächen das Stroh im Schwad abgelegt wurde, ist keine Leistung für den Häckselprozess erforderlich. Ein veränderter Korndurchsatz hat auf den Leistungsbedarf der Strohverteilung in diesem Fall keinen Einfluss mehr, da lediglich die leichten Bestandteile aus dem Siebübergang aufgenommen und auf Schneidwerksbreite verteilt werden. Insgesamt ist der Leistungsbedarf dadurch geringer.

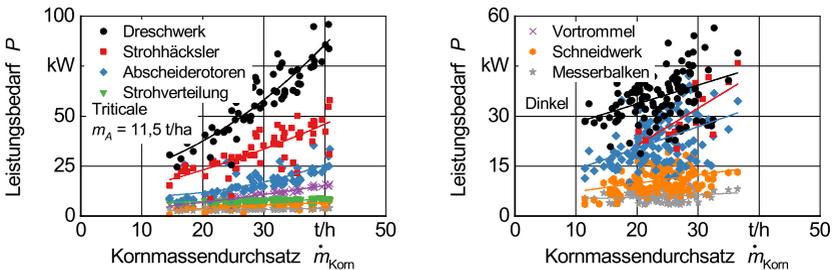


**Bild 45:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von: Wintergerste (links), Ernte 2019, Versuchsflächen *Mohren* und *Äußeres Täle*, Sorte *California*; Sommergerste (rechts), Ernte 2018, Versuchsflächen *Kirrlay 2* und *Hoher Markstein*, Sorte *RGT Planet*

Die auf zwei Versuchsflächen mit insgesamt 10,8 ha unter vergleichbaren Bedingungen geerntete Sommergerste lässt sich hingegen deutlich leichter ausdreschen, Bild 45 (rechts). Für den Häckselprozess wird bis zu einem Durchsatz von  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 20 \text{ t/h}$  genauso viel Leistung aufgewendet wie für den Drusch. Für den Antrieb der Restkornabscheidung ist ebenfalls eine vergleichsweise geringe Leistung notwendig. Die im Gegensatz zur Wintergerste sichtlich abweichende Leistungsverteilung in der Sommergerste wird mit dem, qualitativ beschrieben, spröderen Material und der aufgrund des trockenen Frühjahrs 2018 geringeren Wuchshöhe begründet.

Besonders hohe Antriebsleistungen treten bei der Ernte von Triticale auf, Bild 46 (links). Die für einen sauberen Ausdrusch erforderliche aggressive Einstellung des Dreschwerks ( $n_{\text{DW}} = 1050 \text{ 1/min}$ ;  $s_{\text{DS}} = 7 \text{ mm}$ ) führt dazu, dass der Leistungsbedarf beim Bezugsdurchsatz auf ca. 58 kW ansteigt. Aufgrund der ausgeprägten Durchsatzabhängigkeit werden im betrachteten Bereich Maximalwerte von ca. 95 kW bei einem Durchsatz von  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 40 \text{ t/h}$  gemessen. Das entspricht mit ansteigendem Durchsatz einem zusätzlichen Leistungsbedarf von 52 – 60 % im Vergleich zum Weizen. Bei geringen Durchsätzen wird für das Häckseln der Triticale-NKB eine ähnliche, mit zunehmendem Durchsatz aber bis zu 22 % mehr Leistung benötigt. In den Abscheiderotoren zeigt sich der Unterschied aufgrund der vergleichbaren Komponenteneinstellung nicht so extrem und wirkt sich erst bei höheren Durchsätzen mit bis zu 14 % Mehrleistung aus. Die festen Übersetzungsverhältnisse innerhalb des Dreschwerks führen auch bei der Vortrommel zu höheren Drehzahlen und einer damit einhergehenden intensiveren Gutbehandlung. Der Leistungsbedarf beträgt bis zu 15 kW bei maximalem Durch-

satz im Versuch. Damit sind auch hier, identisch zum Dreschwerk, 60% zusätzliche Leistung notwendig. Die relative Erhöhung des Leistungsbedarfs beim Häckselvorgang lässt sich auch für den Schnittvorgang am Messerbalken bestätigen und beträgt bei  $\dot{m}_{\text{Korn}} = 40 \text{ t/h}$  ca. 15%. Aufgrund der Streuung der Messwerte am Schneidwerk kann der Einfluss hier nicht aufgelöst werden. Der Leistungsbedarf fällt ähnlich aus wie im Weizen.



**Bild 46:** Gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von: Triticale (links), Ernte 2019, Versuchsfeldfläche Kirrlay 2, Sorte Cedrico; Dinkel (rechts), Ernte 2017

Die auf 16 unterschiedlichen Versuchsfeldflächen in der Ernte 2017 gemessene Leistungsverteilung bei der Ernte von Dinkel zeigt Bild 46 (rechts). Inhomogene Versuchsguteigenschaften sorgen für eine relativ deutliche Streuung der Messwerte, wobei generelle Tendenzen qualitativer Natur dennoch ablesbar sind. Im Gegensatz zu den übrigen Früchten ist die Dinkelernte durch eine geringere Durchsatzabhängigkeit im Dreschwerk und der Restkornabscheidung geprägt. Im Vergleich zum Weizen war der Dreschkorb tendenziell weiter geöffnet und die Drehzahl geringer, wodurch der Leistungsbedarf kleiner ausfällt. Die Gutbehandlung im Rotor wird intensiviert, folglich erhöht sich hier die Antriebsleistung. Der Leistungsbedarf am Messerbalken und dem Schneidwerk ist insgesamt höher.

Die Einflussgrößen auf den Leistungsbedarf eines Mähdreschers im Ernteeinsatz und die Leistungsverteilung unter den Prozesskomponenten innerhalb der Maschine sind vielfältig. Sie resultieren aus dem Bestand (bspw. Frucht, Sorte, Strohfeuchte, Abreifung, NKB-Massenanteil ...) und dem Maschineneinsatz (Maschinentyp und -eigenschaften, Fahrerverhalten, Einstellung und Konfiguration der Prozesskomponenten, NKB-Massenanteil, ...). Einige relevante Größen konnten im Rahmen der durchgeführten Versuche analysiert werden, wobei sich aus den erhobenen Messdaten, kritisch betrachtet, nur eine Momentaufnahme ableiten lässt und auch als solche zu verstehen ist. Andere Einflussgrößen hingegen müssen zur Kom-

plexitätsreduktion vernachlässigt werden. Innerhalb realistischer Grenzen soll dies als zulässig gelten, da praxisnahe und durchschnittliche Bedingungen des Ernteeinsatzes abgebildet sind. Insgesamt konnten Untersuchungen dieser Art in den Erntejahren 2017, 2018 und 2019 auf 165 ha Gesamtfläche in den unterschiedlichen Früchten durchgeführt werden. Sie bilden eine breit gefächerte Datengrundlage für die Parametrierung des Simulationsmodells.

#### 4.5.5 Parametrierung des Modells

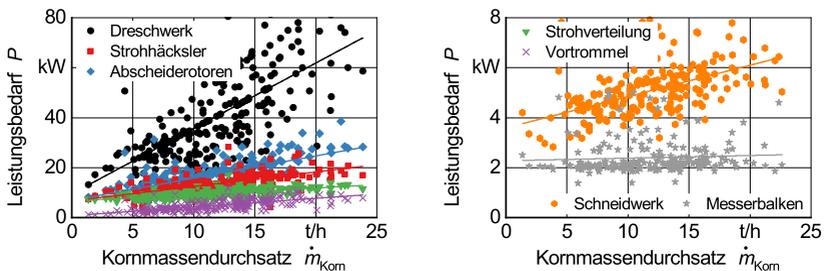
Der Parametersatz für die Prozesskomponenten umfasst die mathematische Beschreibung des Leistungsbedarfs in Abhängigkeit wichtiger Einflussgrößen über Regressionsansätze. Dabei wird fruchtspezifisch vorgegangen. Die Einflüsse von Einstellungen der Prozesskomponenten, wie bspw. Dreschtrommel- oder Gebläsedrehzahl, werden nicht gesondert berücksichtigt, sondern als zwangsläufig notwendige Anpassung dem Einfluss der jeweiligen Frucht zugeschrieben, für die diese Einstellung erforderlich ist. Auswirkungen auf den Leistungsbedarf aufgrund der innerhalb einer Frucht notwendigen Variation der Einstellungen, zur Adaption an bspw. tageszeitabhängige Druschbedingungen, können basierend auf der aktuellen Datengrundlage nicht losgelöst abgebildet werden. Da die auftretende Varianz in den Messdaten aufgrund der realen Ernteeinsätzen aber generell enthalten ist, wird sie vom Parametersatz grundsätzlich mit abgedeckt. Neben der Frucht ist der Massendurchsatz die entscheidende Einflussgröße, wofür weiterhin der Korndurchsatz, korrigiert auf Lagerungsfeuchte von  $U_{\text{Korn}} = 14\%$ , als Indikatorgröße verwendet wird. Für den Weizen kann, wie oben gezeigt, zusätzlich ein Einfluss des NKB-Massenanteils abgeleitet werden. Weitere Zusammenhänge zu Versuchsguteigenschaften, z. B. der NKB-Feuchte, können aus der verfügbaren Datenbasis nicht hinreichend abgesichert werden. Allerdings repräsentieren die Messdaten praxisnahe Bedingungen. Die Abbildung extremer Bedingungen ist mit dem Simulationsmodell nicht vorgesehen und muss daher seitens des Parametersatzes nicht gewährleistet werden. Eine Anwendbarkeit darüber hinaus ist im individuellen Fall zu prüfen. Die Ergänzung um weitere Einflussgrößen ist auch nachträglich möglich.

Die Messdaten einer Frucht von allen Versuchsflächen werden zusammengefasst und bilden die Datengrundlage zur Erstellung der Regressionsanalysen nach der Methode der kleinsten Quadrate. Das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  ordnet die Güte des jeweiligen Ergebnisses ein. Der Ansatz einer multiplen linearen Regression nach **Gl. (31)** mit den Regressionskoeffizienten  $p_{00}$  bis  $p_{11}$  und  $p_{20}$  wird verwendet und damit ein strukturell einheitlicher Aufbau für alle

Prozesskomponenten und Früchte erreicht. Dies dient der praktikableren Handhabung in der Simulationsumgebung. Für jede Komponente und Frucht wird individuell der Grad des beschreibenden Polynoms unter dem Kriterium festgelegt, die Komplexität gering zu halten. Am Beispiel von Raps ist das Vorgehen in **Bild 47** gezeigt. Für alle Komponenten wird ein Polynom ersten Grades in Abhängigkeit des Korndurchsatzes gewählt. Die oben beschriebenen Messbedingungen äußern sich auch in der Qualität der Regressionsanalyse. Das Bestimmtheitsmaß nimmt Werte zwischen  $R^2 = 0,48$  für das Schneidwerk und  $R^2 = 0,73$  für den Häcksler an. Am Beispiel von Dreschwerk, Vortrommel, Häcksler und Abscheiderrotoren zeigt **Bild 48** den Einfluss des NKB-Massenanteils für alle Versuchsflächen.

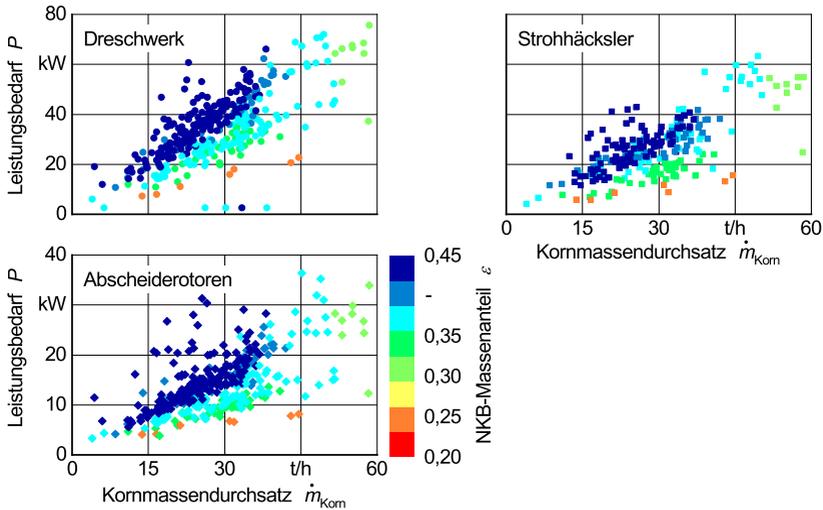
$$P = p_{00} + p_{10} \cdot \dot{m}_{\text{Korn}} + p_{01} \cdot \varepsilon + p_{20} \cdot \dot{m}_{\text{Korn}}^2 + p_{11} \cdot \dot{m}_{\text{Korn}} \cdot \varepsilon \quad (31)$$

Die Regressionsanalyse umfasst jetzt beide unabhängigen Variablen und bildet ein Polynom zweiten Grades für den Korndurchsatz an der Vortrommel, dem Dreschwerk, dem Rotor und dem Häcksler. Die Bestimmtheitsmaße liegen bei  $R^2 = 0,78$  bis  $R^2 = 0,84$  und weichen nur für den Messerbalken und die Strohverteilung mit  $R^2 \approx 0,5$  ab. Polynome höheren Grades führen nicht zu einer gesteigerten Güte der Regression, weshalb auf eine quadratische Abhängigkeit vom NKB-Massenanteil verzichtet wird.



**Bild 47:** Ableitung des Parametersatzes am Beispiel Raps, Ernte 2019

Zusammen mit den Ergebnissen für die übrigen Früchte stellen **Tabelle 11 – Tabelle 15** den Parametersatz für die Prozesskomponenten für die Leistungsklasse 300 kW zusammen. Zur Abbildung weiterer Leistungsklassen sind aus dem Forschungsprojekt heraus zusätzliche Parametersätze vorhanden, mit denen auch Schüttlermähdrescher ausgewählter Leistungsklassen abgebildet werden können. Als Parametrierungsgrundlage dienen Literaturwerte, Angaben von Projektpartnern und Kalkulationen auf Basis der oben dargestellten Messergebnisse.

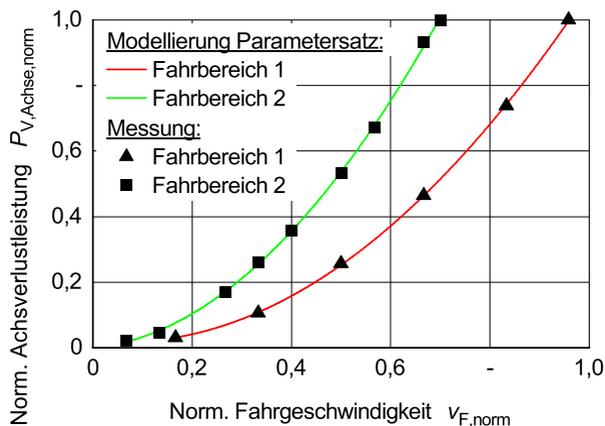


**Bild 48:** Ableitung des Parametersatzes unter Einfluss des NKB-Massenanteils am Beispiel Weizen; Ernten 2017 – 2019

Zur Parametrierung des Fahrtriebs erfolgt im mechanischen Teil des Antriebsstrangs die Aufteilung der Verlustmodellierung in lastabhängige und lastunabhängige Verluste. Dabei werden für die Endantriebe, das Differential, das Schaltgetriebe und das Pumpenverteilergetriebe konstante Wirkungsgrade ausgewählt. Die lastunabhängigen Verluste in der Achse werden nach Messungen von Häberle [134] modelliert und parametrieren. Er hat bei aufgebockter Vorderachse der Versuchsmaschine ( $F_U = 0 \text{ Nm}$ ) in beiden Fahrbereichen verschiedene Geschwindigkeiten angefahren. Der Leistungsbedarf wurde indirekt anhand der im Hydromotor umgesetzten hydraulischen Leistung gemessen und dann über Wirkungsgradkennfelder auf die Abtriebsseite umgerechnet. Nach Normierung der Fahrgeschwindigkeit ergibt sich das Diagramm in **Bild 49**. Die Koeffizienten der quadratischen Regressionsgleichungen parametrieren das Leistungsverhalten der Achse für die Leistungsklasse 300 kW.

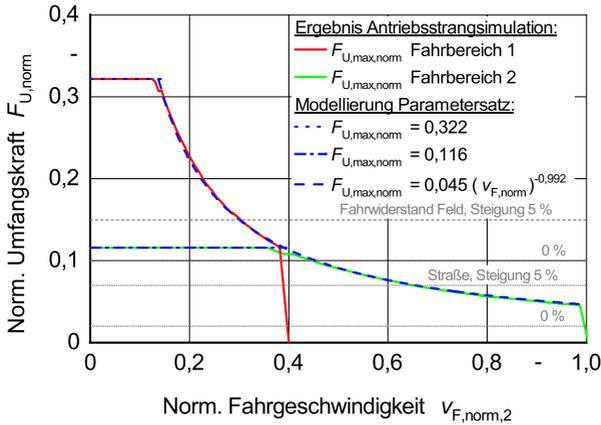
Der hydrostatische Teil des Fahrtriebs wird über ein Umfangkraftdiagramm und vereinfachte Wirkungsgradkennfelder für jeden Fahrbereich abgebildet. Für die einmalige Erstellung dieser Zusammenhänge wurde eine Antriebsstrangsimulation in *MATLAB/Simulink* aufgebaut. Der hydrostatische Antriebsstrang wird mittels Kennfelder für volumetrische und hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade von Hydromotor und Hydropumpe angenähert [172, 287, 288].

Für die Erstellung des Umfangskraftdiagramms wird, in Anlehnung an die Annahmen von [134], festgelegt, dass vom Verbrennungsmotor konstant eine Leistung von  $P_{FA,max} = 150 \text{ kW}$  auf den Fahrtrieb abgegeben wird und der Druck auf 450 bar begrenzt ist. Es entsteht die in **Bild 50** gezeigte Umfangskraft/Geschwindigkeitskurve für beide Fahrbereiche. Die Zweipunktverstellung des Hydromotors ist in beiden Fahrbereichen berücksichtigt. Bei geringeren Fahrgeschwindigkeiten wird das Schluckvolumen erhöht, wodurch höhere Umfangskräfte übertragbar sind. Die Verläufe decken sich mit den Ergebnissen von Häberle [134] für den identischen Fahrtrieb. Die Normierung der Umfangskraft erfolgt auf ein Einsatzgewicht von  $m_{F,E} = 30.100 \text{ kg}$  bei angebautem Schneidwerk und gefülltem Korntank ( $\rho_{\text{Schütt,Korn}} = 800 \text{ kg/m}^3$ ). Die Kurvenverläufe werden über drei Regressionsgleichungen mit linearem bzw. exponentiellem Ansatz mathematisch beschrieben und über die Regressionskoeffizienten in Bild 50 in den Parametersatz übernommen.



**Bild 49:** Lastunabhängige Verluste in der Achse der Versuchsmaschine, nach [134]

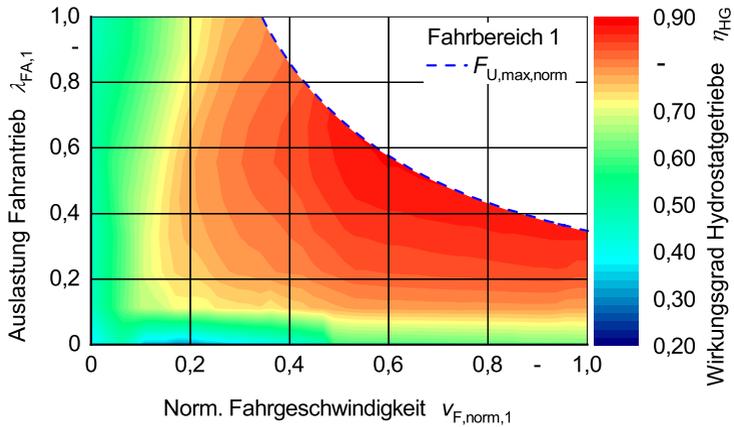
Zur Entwicklung von Kennfeldern für den Wirkungsgrad des Hydrostatgetriebes im Fahrtrieb  $\eta_{HG}$  werden in der Antriebsstrangsimulation unterschiedliche Lastniveaus am Rad aufgeprägt und der relevante Geschwindigkeitsbereich durchfahren. Es ergibt sich die auslastungsabhängige Darstellung des Wirkungsgrads für den ersten Fahrbereich in **Bild 51**. Dieser beinhaltet den Gesamtwirkungsgrad für das hydrostatische Getriebe im Fahrtrieb. Für den zweiten Fahrbereich ist das Vorgehen äquivalent, allerdings wird das Schluckvolumen des Hydromotors reduziert, um eine höhere Endgeschwindigkeit zu erreichen, **Bild 52**.



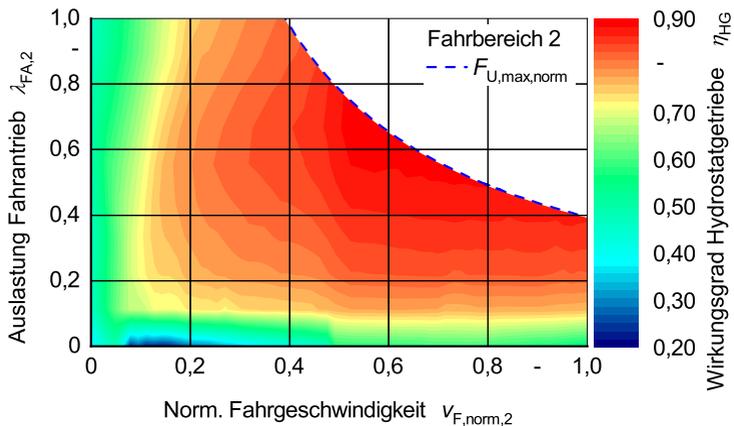
**Bild 50:** Simuliertes Umfangkraftdiagramm der Versuchsmaschine

Aufgrund der normierten Darstellung erscheinen die Kennfelder in beiden Fahrbereichen sehr ähnlich. Das geringere Schluckvolumen des Hydromotors sorgt für höhere Drehzahlen, weshalb die hydraulisch-mechanischen Verluste stärker ausgeprägt sind. Der Wirkungsgradverlauf ist im zweiten Fahrbereich bei gleicher Auslastung insgesamt etwas niedriger. Für den Verbrennungsmotor wird in beiden Fällen vom Nennbetriebspunkt ausgegangen. Der leichte Wirkungsgradanstieg bei  $v_{F, norm} \approx 0,5$  ist auf die Wirkungsgradkennfelder an der Hydropumpe zurückzuführen, da hier zwischen minimaler, halber und maximaler Verschwenkung linear interpoliert wird. Eine eventuelle Absenkung der Verbrennungsmotordrehzahl bei Maximalgeschwindigkeit, wie es die Versuchsmaschine ermöglicht, und einer damit einhergehenden leichten Betriebspunktverschiebung der Hydrostateinheiten bei gleicher Fahrgeschwindigkeit wird vernachlässigt. Dieser Einfluss kann durch ein weiteres Kennfeld jedoch nachträglich integriert werden. Beide Wirkungsgradkennfelder werden im Parametersatz hinterlegt.

Bei der Berechnung der Leistungsübertragung von Seiten der Radnabe her werden die Radumfangskraft und die lastunabhängigen Verluste zur Gesamtlast addiert und definieren die Auslastung des Fahrtriebs. Anhand des Umfangkraftdiagramms wird überprüft, ob dieser Betriebspunkt realisierbar ist. Liegt er oberhalb der Kurve, so wird im Fahrregler die Geschwindigkeit reduziert, bis ein zulässiger Betriebspunkt erreicht werden kann. Der zugehörige Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes wird dem Kennfeld entnommen.



**Bild 51:** Wirkungsgradkennfeld des hydrostatischen Antriebsstrangs, Fahrbereich 1



**Bild 52:** Wirkungsgradkennfeld des hydrostatischen Antriebsstrangs, Fahrbereich 2

Durch die abstrahierte Abbildung des Fahrtriebs im Mährescher kann vollständig auf Betriebspunkte der hydrostatischen und mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs verzichtet werden. Als einzige Eingangsgrößen sind die Umfangskraft am Rad, die Fahrgeschwindigkeit und der gewählte Fahrbereich relevant. Der Modellierungsansatz aus dem Traktorenmodell wird so konsequent beibehalten. Die beim hydrostatischen Antriebsstrang auslegungsbedingte Begrenzung der übertragbaren Last bezüglich maximalem Druck und maximaler Leistung wird über das Umfangskraft/Fahrgeschwindigkeitsdiagramm auf die Ein-

gangsgrößen des Modells umgerechnet. Wird vorausgesetzt, dass die beispielhafte Parametrierung anhand der Leistungsklasse 300 kW charakteristisches Verhalten beschreibt, so ist der Aufbau der Kennlinien prinzipiell unabhängig von einer absoluten Maximalgeschwindigkeit und absoluten Last. Bei der Übertragung auf andere Leistungsklassen und Endgeschwindigkeiten kann so das charakteristische Systemverhalten des hydrostatischen Fahrentriebs als Basis skaliert werden. Je nach Untersuchungsziel und angestrebter Detaillierungstiefe ist eine individuelle Überprüfung allerdings ratsam. Kennfelder aus anderen Quellen, wie Messungen oder Simulationen, können ersatzweise implementiert werden.

#### 4.6 Verfahrenskette

Die teilzeitspezifische Simulation des Kraftstoffverbrauchs einer Maschinenkombination wird über die Wahl der Eingangsgrößen und das Setzen von Statusvariablen auf Modellebene gesteuert. Über die Bündelung des zeitbezogenen Kraftstoffverbrauchs der relevanten Teilzeiten im Auftrag ist die Bewirtschaftung eines Feldes mit einer Maschinenkombination abgebildet. Der Auftrag stellt die Eingangsgrößen des Simulationsmodells bereit, wodurch ein zentrales und standardisiertes Schnittstellenformat existiert. Die feldindividuelle Berechnung anhand des bekannten Zeitgliederungsschemas ermöglicht einerseits eine Berücksichtigung wechselnder Randbedingungen zwischen den Feldern, lässt andererseits aber auch keine kleinräumigere Betrachtung heterogener Zustände zu, bspw. die Boden- oder Pflanzeigenschaften betreffend. Um das gewählte Austauschformat auch für Straßenfahrten standardisiert handhaben zu können, werden Berechnungsmatrizen aufgespannt. Diese definieren sich aus diskreten Niveaus für Geschwindigkeit und positiver bzw. negativer Steigung. Über konstante Betriebspunkte für die beladene und die unbeladene Maschinenkombination sind alle potentiellen Fahrzustände bei Last- und Leerfahrt auf der Straße abgebildet.

Durch eine Addition der zeitbezogenen Verbräuche des Maschinenmodells mit den Zeitanteilen, zu denen sich die Maschinenkombination in der jeweiligen Teilzeit befindet, entsteht der absolute Kraftstoffverbrauch  $B_{\text{abs}}$  einer Verfahrenskette in Liter auf Auftragsebene. Das Zusammenführen zeitbezogener Kraftstoffverbräuche und Zeitanteile im gewählten Auftragsformat gewährleistet prinzipielle Unabhängigkeit von den verwendeten Datenquellen in beide Richtungen. Messungen, Kalkulationstools oder umfangreichere Simulationsmodelle bieten sich an. Die Kraftstoffverbräuche der bewirtschafteten Felder können summativ entlang der Verfahrenskette analysiert und zum Gesamtverbrauch einer Maschine, eines Verfahrensschritts, der

einzelnen Verfahrenskette oder des gesamten Betriebs verrechnet werden, vgl. Bild 5.

Zwar liegt der Fokus dieser Arbeit auf der Abbildung maschinenbezogener Technologien, führen diese jedoch zu einer gesteigerten Maschinenauslastung, zeigen sich die positiven Effekte allerdings nicht im zeitbezogenen Verbrauch. Eine Effizienzbewertung wird erst anhand flächenbezogener oder absoluter Verbräuche möglich. Daher wird in dieser Arbeit ein vereinfachtes Verfahrensmodell erstellt, das als Resultat einfacher geometrischer Betrachtungen und physikalischer Zusammenhänge die erforderliche Kalkulationsgrundlage für die Analysen in Kapitel 5 liefert. Die auftragsspezifische Simulation nutzt als Eingangsgrößen Informationen nach **Tabelle 6** und bedient mit den Ausgangsgrößen die Schnittstelle zum Maschinenmodell. Vereinfachend werden vier charakteristische Verfahrensabläufe unterschieden, die zur Abbildung minderkomplexer Verfahrensketten ohne Interaktion von Maschinenkombinationen ausreichen:

- Feldbearbeitung mit einer Maschinenkombination
- Feldbearbeitung mit einer Maschinenkombination zur Ausbringung von Stoffen
- Feldbearbeitung mit einer Maschinenkombination zur Sammlung von Erntegut
- Transportaufgaben mit einer Maschinenkombination zwischen Hof und Feld

**Tabelle 6:** Eingangsgrößen des Verfahrensmodells

<b>Betriebsbezogene Parameter</b>	<b>Auftragsbezogene Parameter</b>
Gesamtfläche Verfahrenskette in ha	IDs der Maschinenkombination
Durchschnittliche Feldgröße in ha	Sollgeschwindigkeiten in $\text{km/h}$
Durchschnittliche Entfernung Hof – Feld in km	Ausbringungsmenge in $\text{kg/ha}$
Durchschnittliche Entfernung Straße – Feld in km	Effektive Arbeitsbreite in m
Vorgewendebreite in m	Überladeleistung in $1/\text{s}$
Ertrag Verfahrenskette in $\text{t/ha}$	

Für oben aufgeführten Eingangsgrößen wird die Berechnung der folgenden wesentlichen Teilzeiten in der Hauptzeit nach dem *KTBL*-Zeitgliederungsschema [144] durchgeführt:

- Arbeitsverrichtung im engeren Sinne
- Last- und Leerfahrt am Arbeitsort
- Last- und Leerfahrt Straße und Feldweg
- Wenden für Spurfolge „Spur an Spur“
- Beladen und Entladen

Hinzu kommen Nebenzeiten, die, maschinenspezifisch definiert, als Absolutwert einer Datenbank des *KTBL* entnommen werden. Berücksichtigt sind dabei Rüst- und Versorgungszeiten am Ausgangs- sowie Arbeitsort.

#### 4.7 Modellvalidierung

Mit dem Simulationsmodell ist ein abstrahiertes und idealisiertes Abbild der Realität geschaffen. Als Teil des Modellbildungsprozesses muss dessen Gültigkeit überprüft werden, indem ein Abgleich zwischen Modellverhalten und Systemverhalten durchgeführt wird. Dieser als Validierung bezeichnete Vorgang hat nach VDI-Richtlinie 3633 [289] zum Ziel, eine hinreichende Übereinstimmung von Modell und Original zu beweisen. Der im Validierungsprozess dargestellte Gültigkeitsbereich beschreibt nach Krausz [290] auch die Grenzen einer validen Modellanwendung, den Applikationsraum, über den hinaus nur bedingt valide Simulationsergebnisse erwartbar sind.

Für ein methodisches Vorgehen werden verschiedene Validierungstechniken in der Literatur empfohlen. Durch grafische Gegenüberstellung von Messungen des realen Systems und Simulationsergebnissen kann übersichtlich eine qualitative Beurteilung erfolgen, die sich jedoch allein auf subjektive Eindrücke stützt [291]. In Ergänzung dazu, oder auch losgelöst, kann durch Vergleich wichtiger Merkmale, wie Maximal- oder Minimalwerte von Simulations- und Messdaten zu markanten Ereignissen, eine Validierung erfolgen [291].

Einen wertvollen Informationsgehalt bietet die quantifizierte Bewertung durch die Berechnung mittlerer Fehlermaße, mit denen ein vollständiger Datensatz über einen Einzelwert beschrieben werden kann [290]. Häufige Verwendung finden die relative mittlere Abweichung  $\bar{\epsilon}$  nach **Gl. (32)**, um das arithmetische Mittel der Abweichung zwischen Mess- und Simulationswert, bezogen auf den Messwert, anzugeben, und die relative mittlere quadratische Abweichung  $\bar{\epsilon}_{\text{QMW}}$  (**Gl. (33)**) [134, 290]. Letztere lässt Ausreißern eine höhere Bedeutung zukommen. Nachteilig ist beiden Fehlermaßen zuzuschreiben, dass Abweichungen bei kleinen Messwerten eine stärkere Gewichtung erhalten [290].

Als Validierungsstrategie werden im Folgenden die grafische und die auf Fehlermaßen basierende Methode kombiniert. Neben der quantifizierten Bewertung ist so auch eine subjektive Einschätzung möglich. Daneben wird in der grafischen Methode als Vorteil gesehen, dass der vollständige Validierungsraum in Grafiken aufgespannt wird und für den Leser die Grenzen

des Applikationsraums ersichtlich sind.

$$\bar{\epsilon}(X) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left| \frac{X_{\text{Mess},i} - X_{\text{Sim},i}}{X_{\text{Mess},i}} \right| \quad (32)$$

$$\bar{\epsilon}_{\text{QMW}}(X) = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left[ \frac{X_{\text{Mess},i} - X_{\text{Sim},i}}{X_{\text{Mess},i}} \right]^2} \quad (33)$$

Die fahrzeugbezogene Validierung erfolgt für den Traktor im singulären Einsatz, in Kombination mit verschiedenen Arbeitsgeräten, die typische Lastfälle darstellen, sowie für den Mährescher. Da das Maschinenmodell für statische Betriebspunkte aufgebaut ist, muss sich auch die Validierungsstrategie an diesen Bedingungen orientieren. Der Validierungsraum wird durch die in den jeweiligen Abschnitten dargestellten Versuche aufgespannt. Der Fokus wird auf eine Validierung der Teilzeiten Arbeitsfahrt und Straßenfahrt gelegt, da sie den größten Anteil am Kraftstoffverbrauch des Maschineneinsatzes haben.

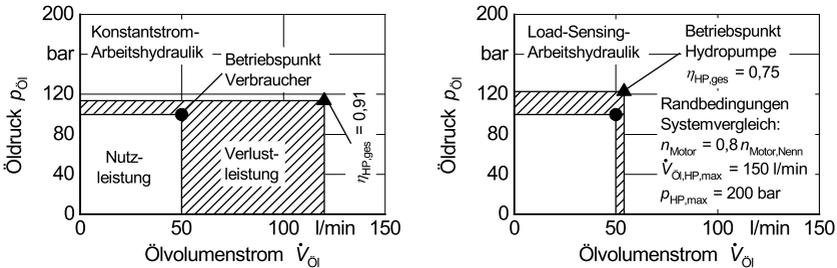
#### 4.7.1 Traktor mit Arbeitsgerät

Ein breit aufgezogener Validierungsraum sichert die Modellanwendung für eine hohe Zahl an Einsatzzwecken ab. Dies betrifft zum einen die Berücksichtigung der unterschiedlichen Leistungspfade, die seitens des Arbeitsgeräts belastet werden können, aber auch die Vielfalt an Leistungsklassen, welche mit den Parametersätzen abgedeckt sind. Dem Rechnung tragend, werden Stellvertreter der Leistungsklassen klein, mittel und groß berücksichtigt, da sich zwischen diesen die Parametersätze aufgrund des Motorkennfelds maßgeblich unterscheiden. Zunächst werden die Einzelkomponenten Antriebsstrang und Arbeitshydraulik gesondert verifiziert, um die Vorgehensweise bei deren Modellierung zu bestätigen. Anschließend werden sie, im Gesamtsystem Traktor eingebettet, Teil des Validierungsprozesses. Dafür wird der *DLG-PowerMix* als virtueller Test etabliert und damit gleichzeitig eine standardisierte Testprozedur für das Simulationsmodell geschaffen. Ein Abgleich mit Prüfergebnissen realer Traktoren lässt eine Validierung der drei Leistungsklassen zu. Es schließen sich Vergleiche zu Messdaten aus Feldversuchen an, die den Einsatz beim Straßentransport, bei der Zugarbeit und der Zapfwellenarbeit auf nachgiebigem Boden im Feldeinsatz validieren.

#### Verifizierung von Einzelkomponenten

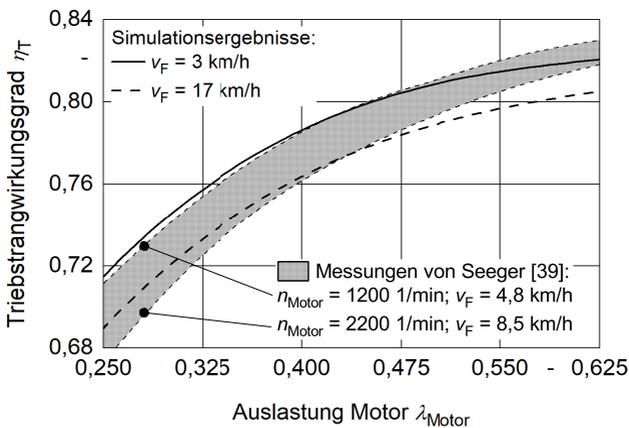
Den aus Simulationen aufgestellten Systemvergleich zwischen Konstantstrom- und LS-System für die Arbeitshydraulik des Traktors zeigt **Bild 53**. Eine Leistungsanforderung seitens des Arbeitsgeräts mit 100 bar und 50<sup>1</sup>/<sub>min</sub> ergibt einen Teillastbetrieb, wodurch sich der System-

vorteil des LS besonders charakteristisch ausprägt. Die Verlustleistung fällt aufgrund der lastabhängigen Einstellung von Druck und Volumenstrom, trotz etwas höherer Druckverluste, ca. 80 % geringer aus. Das Systemverhalten kann auch im Vergleich zur Literatur [172] (Bild 2) als durchweg plausibel und damit verifiziert eingestuft werden.



**Bild 53:** Simulationsergebnisse zum energetischen Systemvergleich zwischen Konstantstrom und Load-Sensing bei Teillastbetrieb

Relevant bei der Verifizierung des Wirkungsgradkennfelds für den Antriebsstrang des Stufenlosgetriebes ist der Teillastbetrieb, da die Vollastkennlinie als Modellierungsgrundlage aus Messungen hervorgeht. Den Einfluss einer sinkenden Auslastung auf den Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten zeigt **Bild 54**. Es ist ein Geschwindigkeitsbereich gewählt, unter dem typische Feldarbeiten stattfinden.



**Bild 54:** Verifizierung des Getriebekennfelds mit Messdaten von Seeger [39]

Messungen eines hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigten Getriebes von Seeger [39] sind dem gegenüber gestellt, wobei sich die Geschwindigkeitsbereiche überlappen. Das in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit aufgespannte Band für den Antriebsstrangwirkungsgrad zeigt über einen weiten Auslastungsbereich eine hohe Übereinstimmung mit der Messung. Der charakteristische Einfluss der Last wird über die gewählte Methode also prinzipiell richtig abgebildet. Lediglich bei geringer Auslastung wird der Wirkungsgrad der Messung geringfügig über- und bei hoher Auslastung unterschätzt. Aufgrund der geringen Abweichungen in den Absolutwerten wird die Modellparametrierung als verifiziert eingestuft.

### **Validierung mit standardisierten Prüfzyklen**

Für die unabhängige Prüfung von Traktoren findet der *DLG-PowerMix* vielfach Anwendung und hat zur Veröffentlichung zahlreicher Prüfberichte von Traktoren unterschiedlicher Leistungsklassen in den vergangenen Jahren geführt. Eine Übertragung der Prüfmethodik in die virtuelle Umgebung ist ein naheliegender Schritt und bringt einige Vorteile mit sich [247]. Der Belastungszyklus ist standardisiert und lehnt sich an reale Feldeinsätze an. Er ist in der Art zusammengesetzt, dass sämtliche im Modell vorhandenen Schnittstellen zur Leistungsübertragung, Zuggleistung, mechanische Antriebsleistung und hydraulische Leistung, beansprucht werden. Diese Beanspruchung findet sowohl einzeln, als auch kombiniert statt, woraus wertvolle Rückschlüsse auf die einzelnen Zweige der Leistungsübertragung gezogen werden können. Auch die Unterteilung in Voll- und Teillastzyklen hilft die Wirkweise des Modells zu analysieren. Vergleichende Untersuchungen zwischen verschiedenen Leistungsklassen werden durch die Skalierbarkeit der Zyklen, nach einer standardisierten Vorschrift, unterstützt. Die Übertragung in die virtuelle Umgebung lässt es darüber hinaus zu, eine den realen Zyklus in seiner praktischen Relevanz bisher einschränkende Vereinfachung zu kompensieren. Aus Gründen der Reproduzierbarkeit wird dieser auf festem Untergrund durchgeführt. Der Reifen-Boden-Kontakt in den eigentlich für Feldarbeit vorgesehenen Zyklen wird nicht realitätsnah abgebildet und diese in hohem Maße effizienzbeeinflussende Schnittstelle stark vereinfacht. In der Simulation hingegen lassen sich auch die Eigenschaften nachgiebigen Untergrunds reproduzierbar einstellen. Für die Validierung des Simulationsmodells bietet sich der *DLG-PowerMix* aufgrund der publizierten Datenbasis besonders an. Die folgenden Modellparameter können hierbei einer Validierung unterzogen werden:

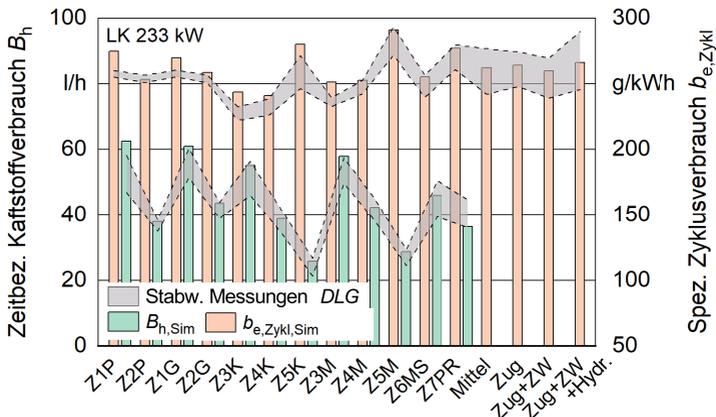
- Reifen-Boden-Kontakt auf festem Untergrund

- Fahrregler
- Wirkungsgradkennfelder Getriebe
- Modellierung der Nebenantriebe Zapfwelle und Hydraulik
- Motorkennfeld
- Leistungsbedarf Nebenaggregate

In der Testvorbereitung erfolgt eine virtuelle Zapfwellenprüfung, aus der die maximale Zapfwellenleistung  $P_{ZW,max}$  hervorgeht. Die Skalierung der einzelnen Belastungszyklen orientiert sich an diesem Ergebnis. Für einen Traktor der Leistungsklasse LK 233 kW mit einer Nennleistung von  $P_{Motor,Nenn} = 233$  kW ergeben sich  $P_{ZW,max} = 227$  kW für den simulierten Prüfschlepper mit Stufenlosgetriebe, womit die Zyklusskalierung erfolgt. Die Lastzyklen bestehen bei Vorgabe einer Soll-Fahrgeschwindigkeit im Kern aus einzelnen Lastpunkten für Zugkraft  $F_Z$ , Drehmoment an der Zapfwelle  $M_{ZW}$  und hydraulische Leistung  $P_{hydr}$ . Sie werden im realen Test sequenziell mit einer Abtastfrequenz von  $f = 1$  Hz dynamisch durchfahren. Im virtuellen Test kann jeder Lastpunkt einzeln und direkt aufgeprägt werden. Für die hydraulische Leistung wird angenommen, dass bei einem konstanten Volumenstrom von  $0,6 \cdot \dot{V}_{0l,HP,max}$  der Druck als veränderliche Lastgröße auftritt. Zur Einstellung der Achslastverteilung zwischen hinten und vorne von  $60/40$  wird ein passendes Frontgewicht gewählt und gleichzeitig zur Berücksichtigung des *Power-Mix*-Belastungsmoduls aus dem realen Prüfzyklus eine Heckballastierung vorgenommen. Ebenso erfolgt in Anlehnung an die Realität die Wahl des Eco-Modus in den Teillastzyklen der Zapfwellenarbeit. Je nach Zyklus resultieren 250 bzw. 500 Simulationsdurchläufe.

Die Simulationsergebnisse der zwölf Feldarbeitszyklen in einzelner sowie in beanspruchungsbezogen gemittelter Darstellung zeigt **Bild 55**. Zu beachten ist, dass hier nicht der spez. Kraftstoffverbrauch des Motors aufgetragen wird, sondern der absolute Verbrauch auf die im Zyklus umgesetzte Leistung bezogen ist. Daraus resultiert ein abstraktes Maß für den Wirkungsgrad der gesamten Maschine, der als spez. Zyklusverbrauch  $b_{e,Zykl}$  benannt wird. Der Simulation gegenübergestellt ist die Bandbreite der Testergebnisse realer Prüftraktoren. Detailliert aufgeschlüsselt nach den einzelnen Beanspruchungsgruppen sind sie der in dieser Leistungsklasse begrenzten Anzahl an verfügbaren *DLG*-Prüfberichten zu entnehmen [231, 292–296]. Um die Datengrundlage breiter aufzustellen, wird zum einen nicht zwischen Stufenlos- und Lastschaltgetrieben unterschieden. Außerdem können für die zusammengefassten Beanspruchungsgruppen weitere Prüfberichte eingebunden werden [232, 284, 297,

298], weshalb sich in der Darstellung die Bandbreite auffächert. Zur weiteren Einordnung ist der zeitbezogene Verbrauch  $B_h$  den Messwerten gegenübergestellt.



**Bild 55:** Validierung des Traktorenmodells anhand von Prüfzyklen des *DLG-PowerMix* für die Leistungsklasse 233 kW [231, 232, 284, 292–298]

Größere Abweichungen beim spez. Verbrauch in Einzelzyklen stellen sich ein, wenn bei maximaler Belastung eine starke Drückung in der Fahrgeschwindigkeit erfolgt (Z1P und Z1G). Der absolute Verbrauch liegt zwar nur geringfügig oberhalb der Standardabweichung der Messung, allerdings bleibt die vom simulierten Traktor aufgebrachte Zugleistung hinter der aus dem realen Zyklus zurück. Der spez. Verbrauch ist in der Folge bis zu 10 % höher. Im Teillastzyklus wird mit verbrauchsorientierter Fahrstrategie gefahren, wodurch der spez. Verbrauch, trotz der geringeren Auslastung, besser ausfällt (Z2P und Z2G). Neben der Zug- (Z1P – Z2G) führt die zusätzliche Übertragung von Zapfwellenleistung (Z3K – Z5M) und hydraulischer Leistung (Z6MS und Z7PR) ebenfalls zu validen Simulationsergebnissen, die maximal 10 % von den Verbräuchen der gemessenen Prüftraktoren abweichen. Die charakteristischen Unterschiede zwischen den einzelnen Lastniveaus und Belastungsgruppen treten in der Simulation deutlich hervor. Beim Einsatz mit der Kreiselegge wird ein großer Leistungsanteil über die Zapfwelle übertragen, was im Vergleich zur Zugleistung bei höheren Wirkungsgraden erfolgt. Der spez. Verbrauch fällt bei vergleichbarem absoluten Verbrauch geringer aus (Z1P zu Z3K). Mit sinkendem Lastniveau wird absolut weniger verbraucht, was sich mit den Messungen deckt. Bei geringster Belastung im Zyklus Z5K kann der Fahrregler wegen der eingeschalteten Zapfwelle die Motordrehzahl nicht absenken und trotz aktivierter Eco-Zapfwelle fällt der spez. Verbrauch,

aufgrund des ungünstigen Betriebspunkts im Motorkennfeld, hoch aus. Der Effekt tritt auch in der Messung auf, wenngleich nicht so ausgeprägt. Die bei höherer Fahrgeschwindigkeit durchgeführten Mäh-Zyklen (Z3M – Z5M) bilden den Einfluss des Lastniveaus äquivalent ab. Wie auch in der Messung zu sehen, haben die Verluste durch die hohe Fahrgeschwindigkeit einen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des virtuellen Traktors und damit den spez. Verbrauch. Er ist insgesamt auf einem höheren Niveau als beim Einsatz mit Kreiselegge. Wird das arithmetische Mittel über die spez. Verbräuche der einzelnen Zyklen gebildet, zeigt sich die gute Übereinstimmung für alle Belastungsgruppen zwischen Messung und Simulation und damit die Validität der verschiedenen Leistungszeige im Modell.

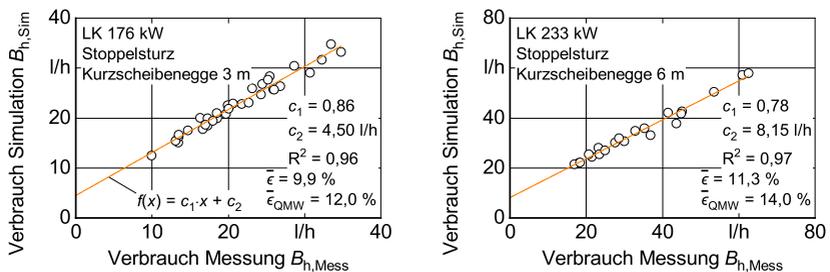
Identische Simulationen und Vergleiche zu Prüfberichten mit Traktoren der kleinen (75 – 111 kW) und mittleren Leistungsklasse (112 – 215 kW) führen zu vergleichbaren Resultaten, vgl. **Bild 84** und **Bild 85** im Anhang. Damit kann zum einen gezeigt werden, dass sich die Belastungszyklen des *DLG-PowerMix* auch als Prüfraumen für die virtuelle Umgebung eignen. Das Simulationsmodell des Traktors ist zum anderen in der Lage, den in der Realität dynamisch durchfahrenen Test über quasistationäre Betriebspunkte anzunähern. Der Vergleich zu Messergebnissen aus Prüfberichten belegt weiterhin das valide Verhalten der Simulation.

### **Validierung mit Messdaten aus realen Einsätzen**

Der Vergleich zu Messdaten aus realen Feldeinsätzen eröffnet bei passender Versuchsdurchführung die Möglichkeit, quasistatische Messpunkte bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen zu prüfen. Es können Grenzen abgesteckt werden, inwiefern sich das Modell zur Abbildung realer Traktoren in einer Leistungsklasse eignet. Im Feld findet der Reifen-Boden-Kontakt auf nachgiebigem Boden statt, womit der Validierungsprozess ergänzend zu den oben ausgeführten Untersuchungen auf das Triebkraftverhalten ausgeweitet wird. Die Weiterführung auf Transportaufgaben lässt eine Einordnung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zu.

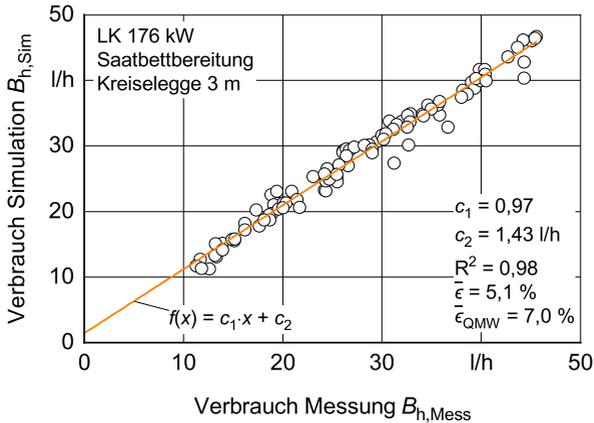
Versuche zur Stoppelbearbeitung wurden mit zwei unterschiedlichen Kurzscheibeneggen bei 3 m und 6 m Arbeitsbreite auf einer Versuchsfläche durchgeführt [274]. Die hierbei verwendeten Traktoren können den Leistungsklassen LK 176 kW und LK 233 kW mit Stufenlosgetrieben zugeordnet werden. Die Geräteaufnahme über einen Kraftmessrahmen im Dreipunkt ermöglicht die Auflösung der vom Arbeitsgerät auf den Traktor übertragenen Kräfte. Mit über die Messdauer konstanten Fahrgeschwindigkeiten von 6 – 16 km/h sind verschiedene Arbeitstiefen der Geräte (5 cm, 7 cm und 9 cm) gewählt, um den Einfluss beider Größen auf den Zugkraftbe-

darf zu ermitteln. Vom CAN-Bus der eingesetzten Traktoren ist der aktuelle Kraftstoffverbrauch  $B_h$  aufgezeichnet, der nach Messungen in [299] bei einer Abweichung kleiner 3% einem gravimetrisch gemessenen Verbrauch entspricht. Für die Nachbildung des Versuchs in der Simulation wird der virtuelle Traktor direkt mit den gemessenen Lasten bei der im Versuch erreichten Fahrgeschwindigkeit beaufschlagt. Die Bodenbedingungen, die Ballastierung und die Reifeninnendrücke sind versuchskonform eingestellt. Werden gemessener und simulierter Kraftstoffverbrauch gegeneinander aufgetragen, ergeben sich die Einzelwerte in **Bild 56** für alle Versuchsconfigurationen in beiden Leistungsklassen. Eine Ausgleichsgerade  $f(x) = c_1 \cdot x + c_2$ , deren Koeffizienten und Bestimmtheitsmaß im jeweiligen Diagramm aufgeführt sind, ist durch die Punkte gelegt. Geringe Lasten werden im Modell mit einem leicht überhöhten Kraftstoffverbrauch abgebildet. Mit zunehmenden Zugkräften reduziert sich diese Abweichung und führt in LK 233 kW dazu, dass die Simulation den Verbrauch geringfügig unterschätzt. Auch auf nachgiebigem Untergrund kann eine hinreichende Annäherung an die Messwerte bestätigt werden, was eine positive Bewertung des Triebkraftverhaltens zulässt.



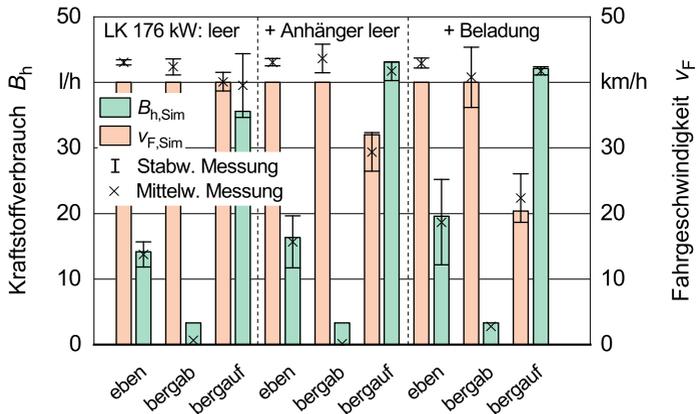
**Bild 56:** Validierung des Traktorenmodells bei der Feldarbeit mit Kurzscheibenegge

Mit ähnlicher Intention sind Versuche beim Einsatz einer Kreiselegge (Arbeitsbreite 3 m) auf Versuchsflächen erfolgt [276, 277]. Es wurde derselbe Versuchstraktor verwendet, wie mit der 3 m breiten Kurzscheibenegge. Ergänzend zu den Kräften werden die Drehmomente an der Zapfwelle über einen Drehmomentsensor aufgezeichnet. Die Versuchsdurchführung sieht bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Arbeitstiefen der Kreiselegge auch eine Variation der Zapfwelldrehzahl zwischen  $n_{ZW} = 540 \text{ 1/min}$  und  $n_{ZW} = 1.000 \text{ 1/min}$  vor. Die Randbedingungen aller Versuchsconfigurationen werden in die Simulationsumgebung übertragen und führen zu den Ergebnissen in **Bild 57**. Für alle Configurationen innerhalb des breiten Lastspektrums kann ein valides Modellverhalten beobachtet werden.



**Bild 57:** Validierung des Traktorenmodells bei der Feldarbeit mit Kreiselegge

Versuche zu Transportaufgaben haben zum Ziel, bei Maximalgeschwindigkeit geringe, mittlere und hohe Auslastungen des Traktors der LK 176 kW zu realisieren. Es werden Fahrten mit leerem Fahrzeug, einem angehängten unbeladenen Anhänger ( $m = 5.050 \text{ kg}$ ) und Fahrten mit beladenem Anhänger ( $m = 13.520 \text{ kg}$ ) in der Ebene, bergauf und bergab durchgeführt, wobei die Streckenführung bei den unterschiedlichen Beladungen identisch ist [300]. Besonders im Fokus steht bei dieser Betrachtung neben den Wirkungsgraden des Antriebsstrangs bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und dem Motorkennfeld in den zugehörigen Betriebspunkten das Verhalten des Fahrreglers für die Fahrstrategie Höchstgeschwindigkeitsbetrieb. In Übereinstimmung mit dem Versuchstraktor wird eine Absenkung der Motordrehzahl auf  $n_{Motor, v_{F,max}} = 1.600 \text{ 1/min}$  durch den im Parametersatz hinterlegten Wert zugelassen. In **Bild 58** sind die resultierenden Kraftstoffverbräuche und die erreichten Fahrgeschwindigkeiten von Simulation und Messung gegenübergestellt. Bei Bergabfahrt stößt das Modell an Abbildungsgrenzen für den Schubbetrieb und kann die Reduktion des Verbrauchs nicht in dem Maße abbilden, wie es in der Messung auftritt. Der Einfluss von Beladung und Steigung wird hingegen sehr gut wiedergegeben. Die Fahrgeschwindigkeit ist im Modell zur Wahrung der legislativen Beschränkung auf  $v_{F,max} = 40 \text{ km/h}$  limitiert, wohingegen der Versuchstraktor knapp darüber liegt. Der lastbedingte Rückgang der Fahrgeschwindigkeit kann sowohl mit leerem Fahrzeug, als auch dem unbeladenen und beladenen Anhänger treffend dargestellt werden. Der Fahrregler erfüllt seine Funktion in vollem Umfang.



**Bild 58:** Validierung des Traktorenmodells bei Transportaufgaben

Als abschließende Gesamtbewertung kann das valide Verhalten des Traktorenmodells für die drei exemplarischen Leistungsklassen bestätigt werden. Hervorzuheben ist, dass die Intention des Modells nicht die Abbildung eines einzelnen Traktors, sondern des typischen Verhaltens einer Leistungsklasse ist, welches dem eines Einzelnen nahekommen soll. Diese Anforderung kann für die untersuchten Einsatzfälle erfüllt werden. Die Eignung des Simulationsmodells für die Erstellung relativer Vergleiche effizienzsteigernder Maßnahmen ist damit gegeben.

#### 4.7.2 Mähdrescher

Die Validierung des Simulationsmodells für den Mähdrescher erfolgt für die beiden den Kraftstoffverbrauch dominierenden Anwendungen: Transferfahrt auf der Straße und Arbeitsfahrt auf dem Feld. Eine separate Validierung des Fahrtriebs bei Fahrt auf nachgiebigem Untergrund wird nicht durchgeführt, da sich reproduzierbare Bedingungen zur Versuchsdurchführung im Gegensatz zum festen Untergrund nur schwer einstellen lassen. Auf eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse aus der Validierung von der festen Fahrbahn auf den nachgiebigen Untergrund wird vertraut.

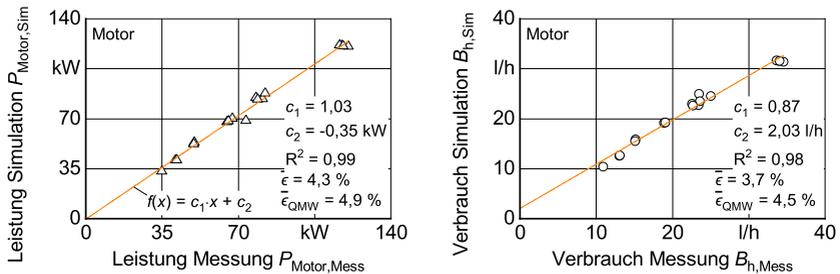
#### Konstante Straßenfahrt in der Ebene

Zur Erreichung quasistationärer Betriebspunkte werden Messungen bei Straßenfahrt in der Ebene mit konstanter Fahrgeschwindigkeit bei unbeladener Maschine durchgeführt. Der Fahrbereich ist zwischen  $v_{F,max} = 5 - 33 \text{ km/h}$  über sieben Betriebspunkte aufgelöst. Die Reifeninnendrucke sind entsprechend den Herstellerangaben gewählt. Durch die Konstantfahrt

auf fester und ebener Fahrbahn können die folgenden Modellparameter hinsichtlich ihrer Wechselwirkung validiert werden:

- Rollwiderstandsbeiwerte auf fester Fahrbahn
- Verlustverhalten der mechanischen Komponenten im Antriebsstrang
- Verlustverhalten des hydrostatischen Antriebsstrangs
- Verhalten des Fahrreglers
- Leistungsbedarfe von Nebenaggregaten und Hilfsantrieben
- Verbrauchskennfeld im Teillastbereich und bei reduzierter Motordrehzahl

Als Validierungsgröße wird, neben dem zeitbezogenen Kraftstoffverbrauch  $B_n$ , die vom Verbrennungsmotor aufzubringende Leistung  $P_{\text{Motor}}$  verwendet. **Bild 59** zeigt den Vergleich des über dem quasistationären Messbereich gebildeten arithmetischen Mittels mit dem Ergebnis der Simulation. Die Ausgleichsgerade beschreibt die Tendenz, mit der Messung und Simulation übereinstimmen. Beide Streuungsmaße sind im Diagramm angegeben. Zusätzlich zu den im zweiten Fahrbereich absolvierten Messungen ist für zwei Geschwindigkeitspunkte ( $v_{F,\text{max}} = 5 \text{ km/h}$ ,  $v_{F,\text{max}} = 7 \text{ km/h}$ ) der erste Fahrbereich dargestellt. Die simulierten Kraftstoffverbräuche liegen für den kompletten Fahrbereich dicht an den gemessenen Werten, was das Bestimmtheitsmaß weiter unterstreicht. Im Vergleich zur Ursprungsgeraden wird die Motorleistung in der Simulation um  $0,35 \text{ kW}$  unterschätzt. Da die Geradensteigung geringfügig größer als 1 ist, zeigt sich bei hoher Fahrgeschwindigkeit bzw. höherer Motorleistung eine im Vergleich zur Messung überschätzte Leistung in der Simulation. Aufgrund der geringen Größenordnung wird beides als vernachlässigbar eingestuft. Der Kraftstoffverbrauch wird bei geringer Fahrgeschwindigkeit in der Simulation über- und bei hoher Fahrgeschwindigkeit unterschätzt. Die Steigung der Ausgleichsgeraden weicht etwas mehr von der Ursprungsgeraden ab als bei der Motorleistung, wobei die mittlere absolute Abweichung ähnlich ausfällt. Ursächlich hierfür wird das Polynom zur Modellierung des Verbrauchskennfelds gesehen. Im Transportmodus senkt die Versuchsmaschine die Motordrehzahl deutlich ab und die auftretenden Lasten sind, zumindest in der Ebene, gering. Es resultieren über das Motorkennfeld verteilte Betriebspunkte, die sich eher in den Randbereichen befinden. Unter der mit dem Polynom verfügbaren Flexibilität muss ein Kompromiss eingegangen werden, zwischen guter Annäherung des Hauptarbeitsbereichs bei Nenndrehzahl mit hohen absoluten Verbräuchen und hinreichender Abbildung der vergleichsweise geringen Verbräuche bei Transferfahrten.



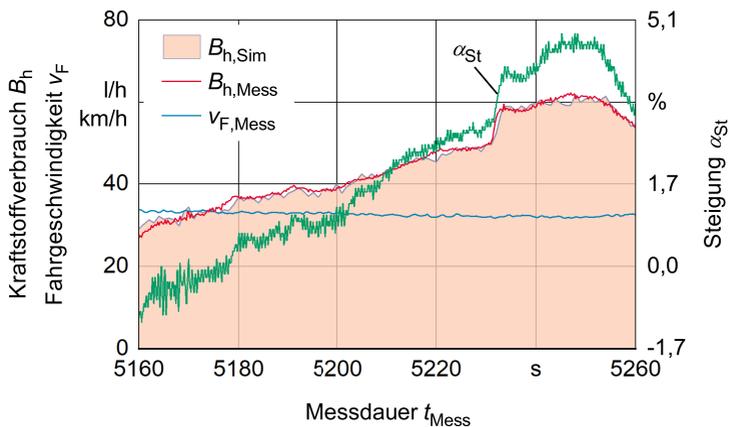
**Bild 59:** Validierung des Mähdreschermodells für konstante Straßenfahrt

Die Simulationsergebnisse stimmen insgesamt sehr gut mit den gemessenen Werten überein. Das Simulationsmodell kann daher für den erforderlichen Einsatzzweck als hinreichend genau und für die konstante Straßenfahrt im Teillastbetrieb als valide angesehen werden.

### Transiente Straßenfahrt

Transferfahrten führen im üblichen Arbeitseinsatz oftmals zu höheren Lasten im Fahrtrieb und damit auch zu höheren Motorleistungen und Kraftstoffverbräuchen, wenn zusätzlich das Schneidwerk mitgeführt wird oder Steigungen zu absolvieren sind. Während des Ernteeinsatzes ist beim Umsetzen der Versuchsmaschine zwischen den Versuchshöfen der *Universität Hohenheim* eine ca. 35 km lange Strecke auf der Straße zurückzulegen. Der Transfer wird mit angehängtem Schneidwerkswagen in 100 min Messdauer (Abtastfrequenz  $f_{\text{Mess}} = 100 \text{ Hz}$ ) durchgeführt und bildet einen dynamischen Einsatz, inklusive relevanter Steigungsanteile sowie Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen, ab. Weite Teile der Strecke, mit Ausnahme der Ortsdurchfahrten, zeichnen sich dadurch aus, dass sie mit Maximalgeschwindigkeit gefahren werden und Laständerungen und -wechsel durch veränderte Steigungsbedingungen auftreten. Da das Simulationsmodell generell für quasistationäre Applikationen ausgelegt ist, wird auch bewusst darauf verzichtet, transientes Verhalten nachzubilden. Massenträgheiten finden in der Simulationsumgebung keine Berücksichtigung. Die Betriebspunkte der realen Maschine werden daher quasistatisch angenähert. Als Eingangsgrößen wird der Simulation, neben der Fahrgeschwindigkeit und der Motordrehzahl, der entsprechende Steigungswinkel aus den Messdaten (Abtastfrequenz  $f_{\text{Sim}} = 50 \text{ Hz}$ ) aufgeprägt und der Schneidwerkswagen als Heckarbeitsgerät zugewiesen. Der für **Bild 60** herausgegriffene Abschnitt zeigt über das dargestellte Streckenprofil den bei Maximalgeschwindigkeit durchlaufenen Übergang einer leichten Bergabfahrt in eine ausgeprägte Steigung. Dem Kraftstoffverbrauch aus der Messung

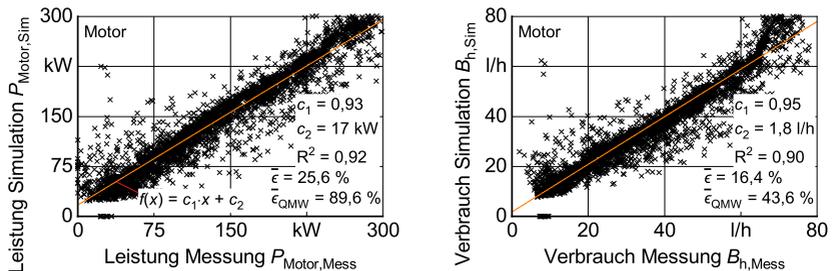
ist das Ergebnis der Simulation gegenübergestellt. Zu sehen ist, dass beide Kurvenverläufe nahezu kongruent mit zunehmender Steigung einen höheren Kraftstoffverbrauch beschreiben, während die Fahrgeschwindigkeit langsam zurückgeht. Bei abrupten Steigungsänderungen hingegen kommt es systembedingt zu Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Die reale Maschine kann Energie aus Massenträgheiten abbauen bzw. muss diese aufbringen, was virtuell nicht berücksichtigt ist. Der Verbrauch, und damit die im Fahrantrieb auftretende Last, steigt deutlich über den in der Konstantfahrt untersuchten Bereich und bestätigt das valide Verhalten auch darüber hinaus.



**Bild 60:** Validierung des Mähreschermodells für transiente Straßenfahrt an Steigungsprofil

Einen Vergleich zwischen Simulation und Messung über die vollständige Messfahrt zeigt **Bild 61**. Insgesamt fällt die Motorleistung in der Simulation bei geringer Auslastung zu hoch aus. Ein Bereich, der Geschwindigkeiten unterhalb  $v_F = 20 \text{ km/h}$  zugeordnet werden kann, in dem transientes Verhalten durch das vorsichtige Anfahren von Kreuzungen und Kurven besonders ausgeprägt und die Aussagekraft des Vergleichs eingeschränkt ist. Außerhalb dessen ist die Übereinstimmung bis ca. 250 kW als gut einzustufen. Höhere Lasten kommen zum einen bei kurzzeitig auftretenden Beschleunigungsvorgängen auf Maximalgeschwindigkeit zu Stande. Zum anderen treten sie bei Konstantfahrt mit Maximalgeschwindigkeit und Steigungen von über 6 % auf. Die Applikationsgrenzen des Simulationsmodells sind hierbei erreicht. Die starke Streuung um die Trendlinie und die hohen Werte der Streuungsmaße sind aufgrund der vernachlässigten Systemdynamik plausibel und liefern kaum Mehrwert zur Bewertung.

Beim Kraftstoffverbrauch kann die bei geringer Auslastung auftretende Überschätzung der Messwerte gemindert werden. Die generellen Tendenzen gelten hier aber äquivalent. Auch wenn die Anwendung des Modells für transientes Verhalten nicht vorgesehen ist, liefert die Betrachtung wertvolle Erkenntnisse. Bei Fokussierung auf das durchschnittliche Verhalten der Simulation für eine hohe Anzahl an Zuständen kann belegt werden, dass es hinreichend genau und valide für einen ausgedehnten Applikationsraum reagiert.



**Bild 61:** Validierung des Mähreschermodells für transiente Straßenfahrt

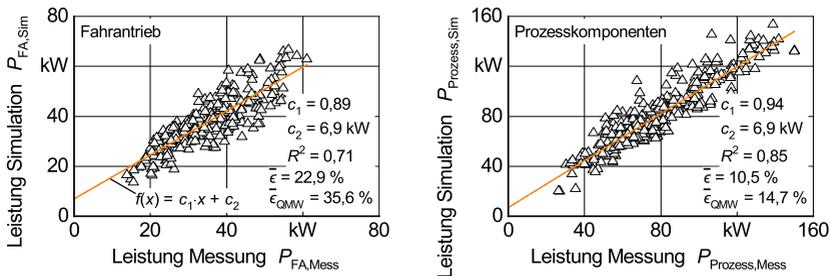
### Konstante Arbeitsfahrt

Nach positiver Validierung des Funktionsumfangs bei Straßenfahrten schließt sich folgerichtig die Überprüfung des parallel zur Fahrtriebsleistung dem Motor als Last aufgeprägten Prozessleistung an. Eine Bewertung erfolgt auch hier über die beiden Validierungsgrößen Motorleistung und Kraftstoffverbrauch als Vergleich zwischen Messung und Simulation. Der Validierungsraum wird über die oben beschriebenen Feldversuche aufgespannt, aus denen die Parametersätze für die Prozesskomponenten abgeleitet sind. Da für die Modellvalidierung anhand von Motorleistung und Verbrauch eine zur Parametrierung ungenutzte Informationsebene einfließt, wird die Verwendung dieser Datensätze als zulässig angesehen. Sie erfüllen darüberhinaus die Anforderung nach quasistationären Betriebspunkten und decken eine große Vielfalt an Einsatzbedingungen ab. Die Validierung folgender Modellparameter und Wechselwirkungen ist Ziel der Untersuchung:

- Rollwiderstandsbeiwerte auf nachgiebigem Untergrund
- Verlustverhalten der mechanischen Komponenten im Antriebsstrang
- Verlustverhalten des hydrostatischen Antriebsstrangs
- Leistungsbedarfe von Nebenaggregaten und Hilfsantrieben
- Verbrauchskennfeld im oberen Lastbereich und im Nennarbeitspunkt

- Parametersätze der Prozesskomponenten für unterschiedliche Einsatzbedingungen

Eine fruchtspezifische Betrachtung ist an dieser Stelle sinnvoll, um Einflüsse der Prozesskomponenten herauszulösen. Am Beispiel der Arbeitsfahrt im Weizen führt **Bild 62** zusätzlich die Fahrtriebsleistung und Prozessleistung auf. Letztere umfasst mit dem Schneidwerk, dem Dreschwerk, den Abscheiderotoren, dem Häcksler, der Strohverteilung und der Arbeitshydraulik kumuliert jene Komponenten, die auch an der Versuchsmaschine gemessen werden. Die Feldsteigungen aus den Versuchen werden in der Simulation berücksichtigt. Beim Korntank wird von halbem Füllungsgrad ausgegangen. Der Zustand in der Messung ist zum einen nicht bekannt und ändert sich über der Messdauer. Unter der Voraussetzung, dass bei hoher Anzahl durchgeführter Messungen sowohl solche mit höherem, als auch mit geringerem Füllungsgrad vorhanden sind, erscheint eine mittlere Füllung als realistische Annahme.

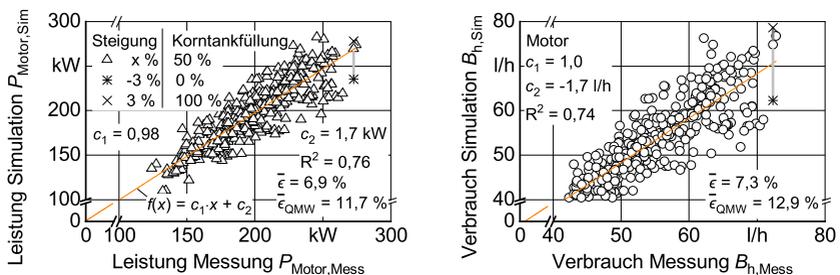


**Bild 62:** Validierung des Mähdreschermodells für Arbeitsfahrt in Weizen

Die Trendlinien in beiden Diagrammen beschreiben ähnliche Tendenzen. Bei geringer Last (niedrige Fahrgeschwindigkeit; Fahrt bergab bzw. in der Ebene; geringer NKB-Massenanteil) ist die simulierte Leistung etwas höher als in der Messung. Bezogen auf die gemessene Prozessleistung ist die relative Abweichung bei bspw. 40 kW mit ca. 10 % jedoch vertretbar. Im Vergleich zur umgesetzten Motorleistung verliert sie weiter an Bedeutung, was genauso auch für den Fahrtrieb gilt. Hier wird die Ursache generell in einer ungünstigen Betriebspunkthäufung bei  $P_{FA,Sim} = 30 \text{ kW}$  gefunden. Bei Fahrt in Falllinie mit üblichen Arbeitsgeschwindigkeiten bewegt sich die Betriebspunktbestimmung im Wirkungsgradkennfeld des Hydrostaten im Grenzbereich mit sehr geringer Auslastung und schlechten Wirkungsgraden. Laständerungen führen zu einer sprunghaften Beeinflussung des Wirkungsgrades, was im Modell über lineare Interpolationen zwischen den Wirkungsgradkurven abgebildet ist. Das Verhalten der realen Maschine wird hier nur suboptimal angenähert. Obwohl Schubfahrten eine Grenzanwendung

des Modells darstellen, kann der Fahrregler diese Betriebspunkte sicher einregeln. Mit steigender Auslastung nähern sich gemessener und simulierter Wert im Mittel sehr gut an, unterliegen aber weiterhin einer relativ hohen Streuung aufgrund lokal abweichender Annahmen für die Randbedingungen der Simulation.

Die zugehörige Motorleistung und der daraus folgende Kraftstoffverbrauch sind in den beiden Diagrammen in **Bild 63** aufgetragen. Wie oben beschrieben, wirken sich die Effekte auf die simulierte Motorleistung nur geringfügig aus. Die Simulation kann über einen weiten Leistungsbereich die Werte aus der Messung annähern. Neben den oben analysierten zeigen demnach auch die übrigen Prozesskomponenten, sowie die Nebenaggregate und Hilfsantriebe ein valides Verhalten. Beim Kraftstoffverbrauch liegt die Trendlinie ebenfalls nahe dem Optimum. Das Motorkennfeld zeigt im Bereich des Nennarbeitspunkts und bei hoher Auslastung ein optimaleres Verhalten, als es in der Konstantfahrt auf fester Fahrbahn beobachtet werden kann. Die geringen Streuungsmaße stützen die Einschätzungen.

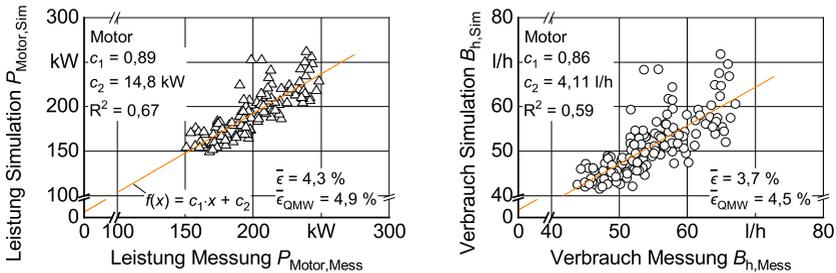


**Bild 63:** Validierung des Mähreschermodells für Arbeitsfahrt in Weizen

Um eine Relation für den Einfluss von Steigung und Korntankfüllung zu geben, ist dem zweithöchsten Lastpunkt eine Parametervariation überlagert. Für die in der Messfahrt vorliegende Arbeitsfahrt in Steiglinie (ca. 3%) trifft die Simulation mit halber Korntankfüllung das Messergebnis sehr gut. Bei vollem Korntank ergibt sich eine leichte Abweichung, die umso größer ausfällt, wenn stattdessen eine Bergabfahrt angenommen wird.

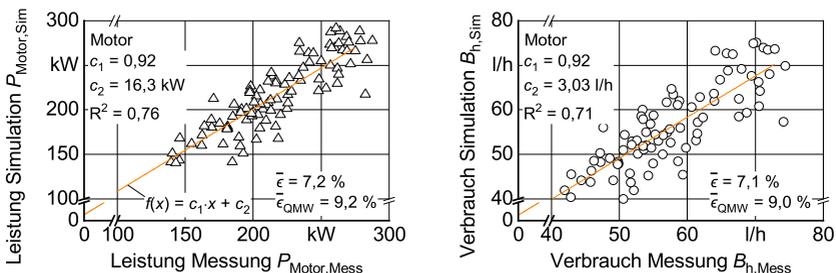
Bei der Arbeitsfahrt im Raps können gerade bei hohen Durchsätzen die für den Weizen getroffenen Einschätzungen nicht in vollem Umfang bestätigt werden, **Bild 64**. Die Motorleistung bleibt in der Simulation tendenziell hinter den gemessenen Werten zurück, was sich so auch auf den Kraftstoffverbrauch durchschlägt. Maximal kommt es der Trendlinie folgend zu einer rel. Leistungsabweichung von 4,8%. Zurückgeführt wird diese Entwicklung auf den

Parametersatz der Prozesskomponenten, welcher unter den in Abschnitt 4.5.4 beschriebenen schwierigen Erntebedingungen entstanden ist.



**Bild 64:** Validierung des Mähdreschermodells für Arbeitsfahrt in Raps

Zur Überprüfung des Modellverhaltens bei der Ernte von Gerste und Triticale sind die Validierungsgrößen in **Bild 65** aufgetragen. Bei der Triticale werden die virtuelle und reale Maschine bis an die Leistungsgrenze belastet. Auch hier zeigt sich ein sehr gutes Verhalten der Simulation für die in der Messung abgedeckten Randbedingungen. Insgesamt kann mit dem Validierungsprozess eine hinreichende Genauigkeit bei der Modellapplikation für die quasistatische Berechnung von Kraftstoffverbräuchen im Ernteprozess bewiesen werden.

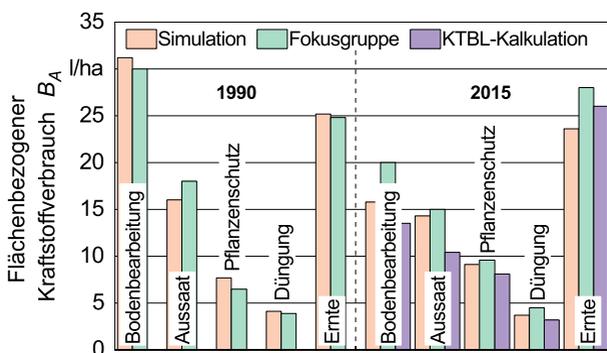


**Bild 65:** Validierung des Mähdreschermodells für Arbeitsfahrt in Gerste und Triticale

### 4.7.3 Verfahrenskette

Die Verwendung des Maschinenmodells im Forschungsprojekt EKOtech erfolgte in Kombination mit dem Verfahrensmodell von Tröskén et al. [145]. Die Simulationsergebnisse der Kraftstoffverbräuche von insgesamt elf Modellbetrieben wurden im Rahmen des Projekts einer Plausibilitätsprüfung unterzogen und mit Daten realer Betriebe, erhoben in Fokusgruppen-

diskussionen im Projektumfeld, sowie mit Kalkulationen des *KTBL* verglichen [252]. **Bild 66** fasst Ergebnisse stellvertretend für einen Modellbetrieb, hier Süd-Hannover, zusammen und zeigt Szenarien für die beiden Berechnungszeitpunkte 1990 und 2015. Bei einer maximalen Abweichung von 20 % werden die Simulationsergebnisse, die Ernte in 2015 ausgenommen, durchweg bestätigt. Hier musste in der Simulation eine abweichende Bauart und Leistungs-kategorie des Mähdreschers angesetzt werden. Für die übrigen Modellbetriebe fällt der Vergleich ähnlich aus und konnte in projektinternen Expertenrunden und im Abgleich zur Literatur umfanglich plausibilisiert werden. [252]



**Bild 66:** Plausibilisierung von Simulationsergebnissen am Beispiel des Modellbetriebs Süd-Hannover[252]

Die erfolgreiche Simulation der elf Modellbetriebe im Projekt EKoTech mit unterschiedlich ausgeprägten Verfahrensketten in verschiedenen Früchten (Weizen, Grünland, Futtermais) unterstreicht die breite Anwendbarkeit des Maschinenmodells und zeigt, dass valide Ergebnisse zur Berechnung von Kraftstoffverbräuchen landwirtschaftlicher Verfahrensketten geliefert werden. Ein Überblick zu den Simulationsergebnissen wird in [252] gegeben.

## 5 TECHNOLOGIEBEWERTUNG UND OPTIMIERUNG VON VERFAHRENSKETTEN

Das Hohenheimer Maschinenmodell wird in diesem Kapitel, zusammen mit dem vereinfachten Verfahrensmodell, zur Technologiebewertung und Optimierung von Verfahrensketten angewendet. Dafür wird zu Beginn der methodische Rahmen der Bewertung aufgespannt. Exemplarisch für Verfahrensketten mit Körnerfruchternte werden über einen Modellbetrieb aus der Region Süd-Hannover, als virtuelles Abbild typischer realer Betriebe, die Randbedingungen gesetzt. Ebenfalls zur Modellanwendung gezählt, werden anschließend Möglichkeiten zur Implementierung effizienzsteigernder Technologien und Maßnahmen innerhalb der Simulationsumgebung an konkreten Beispielen gezeigt. Deren Potentialbewertung wird entlang der Verfahrensketten, nach den einzelnen Verfahrensschritten aufgeschlüsselt, geführt und in der abschließenden Ergebnisdiskussion einer Gesamtbewertung unterzogen.

### 5.1 Konkretisierung der Methode zur Technologiebewertung

Eine geeignete Umgebung für die Technologiebewertung kann über den im Rahmen des Forschungsprojekts EKoTech entwickelten virtuellen Modellbetrieb aus der Region Süd-Hannover gebildet werden [251]. Auf dem auf Ackerbau in konventioneller Bewirtschaftung fokussierten Betrieb ist regional eine *dreigliedrige Fruchtfolge* (FF3) etabliert, die sich aus drei Verfahrensketten zusammensetzt. Die Bindung von Direktzahlungen an die Einhaltung der Cross-Compliance-Bestimmungen [301] erfordert allerdings den Anbau einer vierten Frucht auf einem Teil der Gesamtfläche. Wintergerste steht daher als Nebenfrucht ergänzend zur Hauptfrucht Winterweizen. Bei der Entscheidung für einen reduzierten Herbizideinsatz im Pflanzenschutz bzw. den Verzicht auf Totalherbizide werden alternative Bewirtschaftungskonzepte notwendig. In einem Alternativszenario wird die Fruchtfolge durch die Integration von Zwischenfrucht und Sommerung auf fünf Hauptfrüchte erweitert. Intensivere Bodenbearbeitung wird erforderlich und verlagert die Handlungsfelder für Technologien zur Verbrauchsreduktion. Einen Überblick zu den betriebsbezogenen Parametern gibt **Tabelle 7**. Eine Darstellung der einzelnen Verfahrensschritte in den jeweiligen Verfahrensketten beinhalten **Tabelle 16** für die dreigliedrige und **Tabelle 17** für die *fünfgliedrige Fruchtfolge* (FF5) im Anhang. In beiden Szenarien erfolgt die wendende Grundbodenbearbeitung jeder Einzelfläche lediglich ein Mal im gesamten Zyklus der Fruchtfolge. Die identische Maschinenausstattung des Betriebs für beide Fruchtfolgen steigert die Vergleichbarkeit von Ergebnissen untereinander. **Tabelle 18** im Anhang führt den Maschinentyp der eingesetzten Traktoren, Erntemaschinen und Ar-

beitsgeräte auf. Die Angabe des Verfahrensschritts ermöglicht eine Zusammenstellung zu Maschinenkombinationen und Zuordnung zu den Verfahrensketten in den Fruchtfolgen.

**Tabelle 7:** Betriebsbezogene Parameter des Modellbetriebs Süd-Hannover, nach [251]

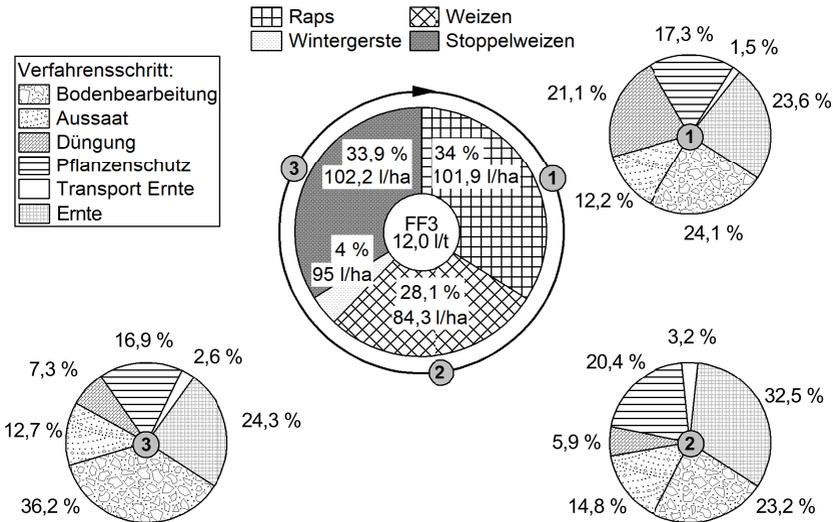
Parameter	Einheit	Dreigliedrige Fruchtfolge FF3	Fünfgliedrige Fruchtfolge FF5
Ackerfläche	ha	170	170
Mittlere Feldgröße	ha	6,8	6,8
Mittlere Hof – Feld-Entfernung	km	3,2	3,2
Bodenklasse	-	mittel – schwer	mittel – schwer
Fruchtfolge	-	Raps – Winterweizen – Winterweizen (Stoppelweizen) / Wintergerste	Raps – Winterweizen – Zwischenfrucht + Sommergerste – Winterweizen (Stoppelweizen) – Wintergerste
Überladepunkt Dünger, Pflanzenschutz, Saatgut	-	Hof	Hof
Überlademanöver Mähdrusch	-	im Stand	im Stand
Ertragserwartung	t/ha	4,3 – 8,95 – 8,6/9,5	4,5 – 8,95 – 7,5 – 9,0 9,5
Lenksystem	-	RTK	RTK

Zur Analyse des Effekts von Technologien werden Ausstattungsoptionen von Maschinenkombinationen innerhalb der Verfahrensketten definiert. Ausgehend von einer Basisvariante werden in Szenarien Technologien dazu gewählt und führen zu einer Veränderung des Kraftstoffverbrauchs im jeweiligen Verfahrensschritt. Änderungen am Verfahrensschritt oder der Verfahrenskette erfolgen unter Verwendung der Basisausstattung. Als Effizienzmaß wird der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch  $B_A$  in t/ha verwendet. Dieser kann je nach Betrachtungsebene für eine Teilzeit (bspw. Arbeitsverrichtung), einen Verfahrensschritt (bspw. erste Gabe Mineraldünger), eine Gruppe an Verfahrensschritten (Pflegemaßnahmen), eine Verfahrenskette (Raps nach Winterweizen) oder eine Fruchtfolge und damit den gesamten Modellbetrieb gebildet werden. In Bezug auf das Effizienzmaß der Basisausstattung  $B_{A,Basis}$  lässt sich nach Gl. (3) auf jeder Betrachtungsebene  $\Omega$  die Effizienzsteigerung  $\Psi_\Omega$  für die unterschiedlichen Technologien oder Szenarien quantifizieren. Konkretisiert ergibt sich die Berechnung in **Gl. (34)**. Erntemengen werden nicht in die Bewertung einbezogen, da sich die Technologieauswahl auch an der Wahrung des Ertragsniveaus orientiert. Die Angabe unter den betriebsbezogenen Parametern hilft aber zur Einordnung der Verfahrensketten im Vergleich

zu realen Betrieben.

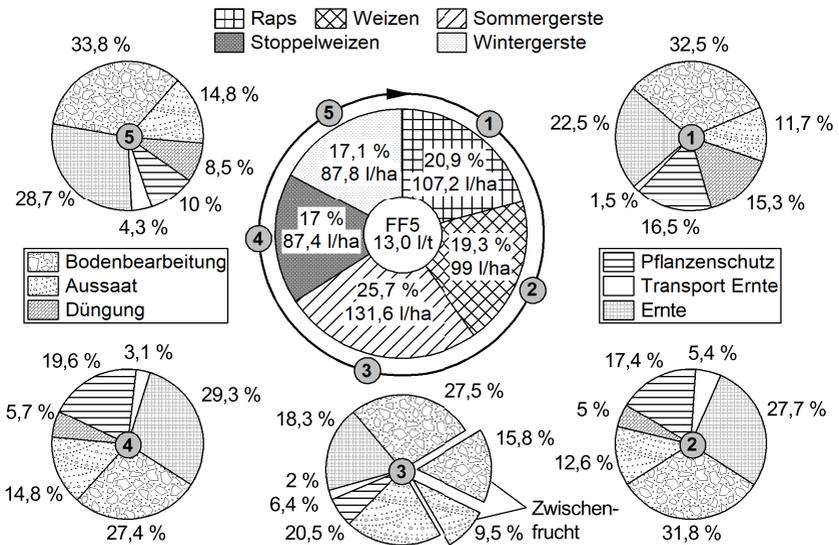
$$\psi_{\Omega} = \frac{B_{A,Basis} - B_{A,Szenario\ x}}{B_{A,Basis}} \tag{34}$$

Bei gleichverteilter Flächennutzung zwischen den Hauptfrüchten der FF3 ergibt sich im Drei-Jahres-Mittel eine relative Verteilung der Kraftstoffverbräuche wie in **Bild 67** gezeigt. Aufgrund der aufwändigeren Verfahrenskette entsteht im Rapsanbau der höchste flächenbezogene Verbrauch. Beim darauffolgenden Winterweizen ist er am geringsten und erfordert nur 28% des gesamtbetrieblichen Kraftstoffverbrauchs. Stoppelweizen und Wintergerste haben wegen der wendenden Bodenbearbeitung und zusätzlicher Mineraldüngung einen höheren Kraftstoffeinsatz. Aufgeschlüsselt für die Hauptfrüchte sind die Verbräuche der einzelnen Verfahrensschritte gruppiert ebenfalls in Bild 67 aufgeführt. In Relation zur Verfahrenskette des vergleichbaren Stoppelweizens ist der Kraftstoffbedarf für Pflanzenschutz in der Wintergerste ungefähr halbiert. Generell sind die Verfahrensschritte in Bodenbearbeitung und Ernte für über die Hälfte des Gesamtverbrauchs verantwortlich. Im Raps nehmen mit ca. 45% die Pflegemaßnahmen eine relevante Bedeutung für den Verbrauch ein. Insgesamt sind  $B_{m,GE} = 12,0 \text{ l/t}$  in der FF3 aufzuwenden.



**Bild 67:** Flächenbezogene Verbräuche und Verteilung des absoluten Kraftstoffverbrauchs in der dreigliedrigen Fruchtfolge auf dem Modellbetrieb Süd-Hannover

Die flächenbezogenen Verbräuche in der Aussaat sind aufgrund der in allen Verfahrensketten identischen Maschinenkombination, welche außerdem unter vergleichbaren Bedingungen eingesetzt wird, sehr ähnlich. In der fünfgliedrigen Fruchtfolge verschiebt sich die Verteilung des Verbrauchs zwischen den Verfahrensketten, **Bild 68**.



**Bild 68:** Flächenbezogene Verbräuche und Verteilung des absoluten Kraftstoffverbrauchs in der fünfgliedrigen Fruchtfolge auf dem Modellbetrieb Süd-Hannover

Eine gestreckte Fruchtfolge, die Integration einer Sommerung mit vorhergehendem Zwischenfruchtanbau und eine intensivere Bodenbearbeitung als präventive Maßnahmen zur Vermeidung eines Totalherbizideinsatzes charakterisieren den Aufbau maßgeblich. Am Beispiel der FF5 werden keine Einzeltechnologien untersucht, sondern die in FF3 definierten optimalen Technologiekombinationen angewendet und daraus das maximale Einsparpotential ermittelt. Mit  $B_{m,GE} = 13,0 \text{ l/t}$  ist hier 8,3% mehr Kraftstoff aufzuwenden als in der FF3.

## 5.2 Implementierung von Technologien im Simulationsmodell

Die Abbildung von Technologien und Maßnahmen kann über die Einflussnahme innerhalb der Simulationsumgebung auf den unterschiedlichen Betrachtungsebenen ablaufen. Der modulare Modellaufbau eröffnet vielfältige Anknüpfungspunkte und lässt Änderungen an

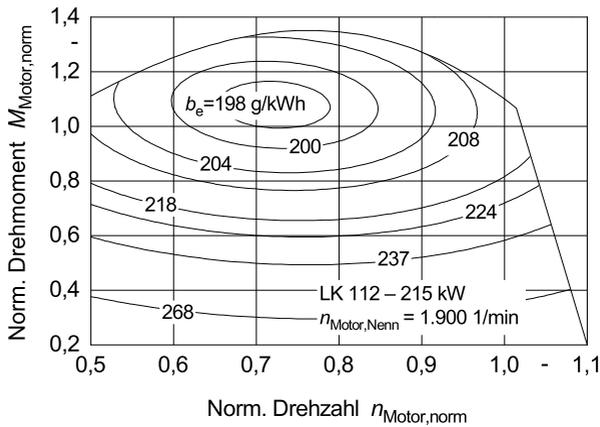
- der Fruchtfolge,
- den Verfahrensketten innerhalb einer Fruchtfolge,
- einem Verfahrensschritt,
- der in einem Verfahrensschritt verwendeten Maschinenkombination,
- den Einstellungen dieser Maschinenkombination und
- den Eigenschaften innerhalb der Einzelmaschinen

zu, um eine Umsetzung im Modell zu erreichen. Kombinierte Änderungen auf unterschiedlichen Ebenen können ebenso erforderlich werden, damit bestimmte Aspekte korrekt abgebildet sind. Der Abbildungsaufwand nimmt dabei prinzipiell von oben nach unten zu, wobei gleichzeitig auch die Flexibilität in der Umsetzung ansteigt. Mit dem letzten Aufzählungspunkt wird die detaillierteste Ebene eröffnet, welche entweder über Veränderungen im Parametersatz oder über Eingriffe in das Maschinenmodell der jeweiligen Einzelmaschine erschlossen werden kann und somit über die Modellierung in *Matlab/Simulink* abläuft. Folgend werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Beispiele für Traktor und Mährescher vorgestellt, die gleichzeitig einen Eindruck von den generellen Möglichkeiten vermitteln.

### 5.2.1 Traktor mit Arbeitsgerät

Eine Reduktion der Motordrehzahl bei maximaler Fahrgeschwindigkeit verspricht Potentiale bei Straßenfahrten. Die Gestaltung des Fahrreglers erlaubt es, über den implementierten Modus für Höchstgeschwindigkeitsbetrieb den im Parametersatz hinterlegten Wert  $n_{\text{Motor}, v_{\text{Max}}}$  direkt zu beeinflussen. Eine Absenkung der Motordrehzahl um  $n_{\text{Motor}} = 300 \text{ 1/min}$  wird in allen Leistungsklassen umgesetzt. Einflüsse der Fahrstrategie zwischen leistungs- und verbrauchsorientiert können untersucht werden, da diese gezielt im Fahrregler auswählbar sind. Eine veränderte Motorcharakteristik soll die Effekte unterschiedlicher Aspekte vereinigen. Das aus Bild 83 abgeleitete Motorkennfeld in **Bild 69** berücksichtigt neben einer reduzierten Nenndrehzahl einen um  $b_e = 6 \text{ g/kWh}$  nur geringfügig verbesserten spezifischen Verbrauch im Bestpunkt. Entscheidender ist hier die weitreichende Ausdehnung des Bereichs mit dem bisherigen Bestpunkt in dieser Leistungsklasse von  $b_e = 204 \text{ g/kWh}$ . Er kann nun in einem breiteren Drehzahlband bedient werden. Das gewählte Ausmaß der dargestellten Effekte ist qualitativ zu sehen und soll lediglich den Einfluss genereller Trends quantifizieren. Die Berücksichtigung im Modell erfolgt über die bereits vorgestellte Beschreibung des Motorkennfelds mittels Regressionskoeffizienten im Parametersatz der entsprechenden Leistungsklassen.

Welche Verbrauchsvorteile Optimierungen am Antriebsstrang zuzuordnen sind, kann über die Einflussnahme auf das Antriebstrangmodell des Traktors analysiert werden. Neben der gezielten Beeinflussung bestimmter Betriebsbereiche ist ein Austausch der Volllastkennlinien und eine Veränderung der Modellierung für den Teillastbereich umsetzbar. Dem Ziel der Darstellung genereller Trends folgend wird hier eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads für den Antriebsstrang in zwei Stufen um fünf und um zehn Prozent untersucht.



**Bild 69:** Veränderte Motorcharakteristik in der Leistungsklasse 112 – 215 kW

Mit dem Eco-Modus des Zapfwellenantriebs existiert eine bekannte Technologie, um durch geänderte Übersetzungen im Antriebsstrang des Zapfwellengetriebes die geforderten Antriebsdrehzahlen von  $n_{ZW} = 540 \text{ 1/min}$  und  $n_{ZW} = 1.000 \text{ 1/min}$  bei reduzierter Motordrehzahl zu erreichen. Mit der Wahl der Übersetzungen im Modell wird die Eco-Zapfwelle auf einen Arbeitspunkt von  $n_{Motor} = 0,7 \cdot n_{Motor,Nenn}$  ausgelegt. Ergänzend zur Normalzapfwelle kann damit eine Referenz gelegt werden, die eine Einordnung des Effekts stufenlos verstellbarer Übersetzungen des Zapfwellengetriebes erleichtert. Um hier allgemeine Aussagen zur Technologie treffen zu können, wird bewusst kein real existierendes System modelliert. Stattdessen werden zwei Varianten mit unterschiedlichem Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ZW} = 0,8$  und  $\eta_{ZW} = 0,9$  abgebildet, um den insgesamt verfügbaren Handlungsspielraum aufzuspinnen. Mit dem oberen gewählten Wert wird gleichzeitig dem minimalen gemessenen Wirkungsgrad für das in [173] vorgestellte reale System entsprochen. Eine Veränderung der Fahrstrategie wird

erforderlich und im Fahrregler vom Zapfwellenbetrieb auf verbrauchsorientierte Fahrtstrategie umgestellt. Zur Bereitstellung hydraulischer Antriebsleistungen sind im Traktorenmodell zwei Hydrauliksysteme umgesetzt, zwischen denen wahlweise umgeschaltet werden kann. Damit wird der Effekt eines LS-Systems im Vergleich zum Konstantstrom-System darstellbar, auch wenn im untersuchten Verfahrensschritt kein Bedarf an Hydraulikleistung seitens des Arbeitsgeräts besteht.

Welchen Einfluss es hat, Leistungsbedarfe von Nebenaggregaten generell zu reduzieren und bedarfsgerecht anzufordern, wird am Beispiel des Antriebs des Kühlerlüfters gezeigt. Im Modell kann zwischen zwei Systemen unterschieden werden. Ausgehend vom konstanten Lüfterantrieb, dessen Leistungsbedarf durch eine lineare Abhängigkeit von der Motordrehzahl gekennzeichnet ist, lässt sich die Kühlleistungsanforderung an die Motorauslastung koppeln, womit ein variabler Lüfterantrieb angenähert ist.

Im Kontakt zwischen Reifen und Boden werden zwei Handlungsfelder für Effizienzsteigerungen adressiert. Eine Reduktion des Rollwiderstandsbeiwerts in zwei Stufen, um fünf und um zehn Prozentpunkte ausgehend von dem im Reifen-Boden-Modell ermittelten Wert, zeigt den isolierten Einfluss des Rollwiderstands auf den Kraftstoffverbrauch. Wird in einem alternativen Szenario die Fahrzeugmasse um zehn und zwanzig Prozentpunkte herabgesetzt, so wirkt sich dies sowohl auf den Rollwiderstand als auch auf die sich einstellenden Schlupfzustände und die dadurch aufzuwendende Schlupfverlustleistung aus. Um Einflüsse auf das Traktionsverhalten als allgemeingültige Effekte darzustellen, werden eigenständige Szenarien für die Verfahrensschritte aufgestellt, in denen hohe Zugkräfte aufgebracht werden müssen. Sie folgen dem Ziel, die beiden aktiv beeinflussbaren Faktoren Ballastierung und Bereifung für eine optimale Traktion so weit in Einklang zu bringen, dass der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch des Verfahrensschritts minimal wird. Dabei wird von zwei unterschiedlichen Fahrzeugmassen ausgegangen, um die maximalen Effekte der Traktion für einen leichten und einen schweren Traktor einer Leistungsklasse aufzuspannen. Die Ballastierung erfolgt sowohl mit Front- als auch mit Radgewichten in den Hinterrädern. Einflüsse auf die Bereifung betreffen die Wahl der Reifeninnendrucke auf dem Feld und der Straße sowie die Art der Bereifung. Der im Reifen-Boden-Modell abgebildete Standardradialreifen wird im ersten Schritt gegen einen Niederdruckreifen ausgetauscht. Als vorteilhafter Effekt wird dabei angenommen, dass die Transferfahrt zum Feld trotz angebauten Arbeitsgeräts und hoher

Radlast mit reduziertem Reifeninnendruck von 0,8 bar erfolgen kann und dieser folglich bei der Arbeitsverrichtung angesetzt werden kann. Die aus den Radlasttabellen des Standardradialreifen resultierenden Restriktionen werden somit aufgehoben. Alternativ ermöglicht es der Einsatz einer Reifendruckregelanlage, den Reifeninnendruck auf dem Feld auf den identischen Wert abzusenken. Im zweiten Schritt erfolgt der Wechsel zum *Flex-Reifen*. In Kombination mit einer Reifendruckregelanlage eingesetzt, wird dessen Effekt ausgehend vom Standardradialreifen über eine Beeinflussung der Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinie im Feld und des Rollwiderstandsbeiwerts auf der Straße, in Anlehnung an [158], modelliert.

Zur Optimierung der Traktionsbedingungen am Traktor können Traktionsverstärker eingesetzt werden. Die Wirkweise wird angelehnt an die Messungen in [201] und [202] modelliert. Seitens des Arbeitsgeräts werden ein zusätzliches Moment und eine Stützlast aufgeprägt, womit eine Lastverlagerung vom Arbeitsgerät und der Vorderachse auf die Hinterachse des Traktors erreicht wird.

### 5.2.2 Mähdrescher

Das Abtanken des geernteten Getreides am Vorgewende führt im Stand zu Motorbetriebspunkten in der unteren Teillast. Mit größeren geförderten Volumenströmen steigt zwar der Leistungsbedarf im Antrieb der Korntankentleerung an, verschiebt aber gleichzeitig den Arbeitspunkt im Motorkennfeld in Richtung geringerer spez. Kraftstoffverbräuche. Ausgehend von  $90 \frac{1}{s}$  wird der Effekt bei einer Erhöhung auf  $120 \frac{1}{s}$  und  $150 \frac{1}{s}$  untersucht. Dabei wird näherungsweise von einer proportionalen Zunahme des Antriebsleistungsbedarfs ausgegangen. Äquivalent zum Traktor wird auch beim Mähdrescher eine Absenkung der Motordrehzahl bei Transferfahrten umgesetzt. Mit  $n = 550 \frac{1}{min}$  kann die Drehzahl senkung umfassender erfolgen. Eine Stützstelle bei halber Reduzierung gibt weiteren Aufschluss über die Systemreaktion. Weiterhin wird der Einfluss eines bedarfsgerecht geregelten Kühlerantriebs abgebildet.

Ein alternatives Antriebskonzept für den Fahrtrieb zu integrieren kann bspw. durch den Austausch der Wirkungsgradkennfelder im Parametersatz erfolgen. Bei der Abbildung des von Häberle [134] vorgestellten Summierungsantriebs steht im Fokus, den im Vergleich zum Referenzantrieb herausgearbeiteten Effizienzvorteil im Triebstrangwirkungsgrad auf die Ebene des Kraftstoffverbrauchs zu übertragen. Da der Referenzantrieb mit dem in dieser Arbeit verwendeten Antriebskonzept übereinstimmt, wird das Ergebnis des Systemvergleichs direkt

übernommen. Eine Effizienzsteigerung von 4,6 Prozentpunkten für den Summierungsantrieb mit reiner Folgeverstellung und 6,55 Prozentpunkten für den Summierungsantrieb mit wirkungsgradoptimaler Verstellung sind für die in [134] untersuchten umfangreichen Einsatzszenarien realistisch und werden auch für den Einsatz auf dem Modellbetrieb Süd-Hannover angesetzt.

Dem Häckseln und Verteilen von Erntegut kommt nach dem Dreschwerk der höchste Leistungsbedarf zu. Gleichzeitig ist dieser Prozessschritt für die Ernte selbst nicht erforderlich, sondern reduziert den Aufwand nachgelagerter Verfahrensschritte. Um aufzuzeigen, welche Handlungsspielräume durch Optimierungen an diesen Prozesskomponenten oder geänderten Verfahrensabläufen bezüglich des Kraftstoffverbrauchs erschlossen werden können, wird der Leistungsbedarf an beiden Komponenten unabhängig voneinander in zwei Stufen um 25 % bzw. 50 % verringert. Eine reduzierte Häckselintensität und Strohverteilung können dadurch angenähert und einem an anderen Stellen in der Verfahrenskette eventuell steigenden Aufwand gegenübergestellt werden, ohne Einflüsse auf die Arbeitsqualität zu berücksichtigen.

Zur Abbildung der Technologie Hochschnitt kann über den NKB-Massenanteil  $\varepsilon$  direkt Einfluss auf die Berechnung des Leistungsbedarfs an den Prozesskomponenten ausgeübt werden. Zwischen der minimalen Schnitthöhe von 12 cm ( $\varepsilon = 0,409$ ) als Basis und der maximalen bei 40 cm ( $\varepsilon = 0,305$ ) werden 18 cm und 29 cm als äquidistante Zwischenpositionen gesetzt. Der Einfluss eines zusätzlichen Messerbalkens wird im Hinblick auf die gemessenen Leistungswerte am Schneidwerk des Versuchsmähdreschers als vergleichsweise gering eingestuft und nicht weiter berücksichtigt. Auch können durch diesen nur unter bestimmten Voraussetzungen die zusätzlich notwendigen nachgelagerten Arbeitsschritte ersetzt werden.

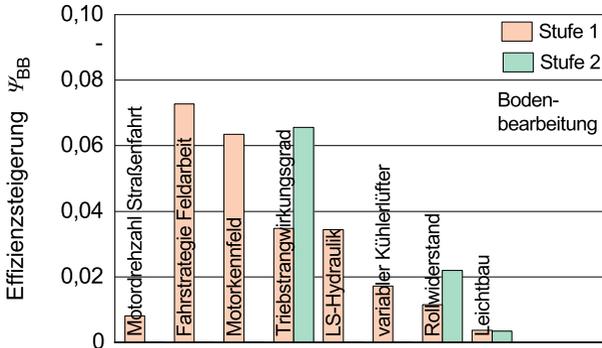
### 5.3 Potentialbewertung der effizienzsteigernden Technologien

Als Bezugsebene wird im jeweiligen Verfahrensschritt der Gesamtverbrauch bei Verwendung des Traktors in der Basisausstattung bzw. ohne die jeweilige Technologie gesetzt. Die Effizienzsteigerung  $\Psi_{\Omega}$  nach Gl. (34) beschreibt die Verbrauchsreduktion. Abweichendes Vorgehen wird ausgewiesen.

#### 5.3.1 Verfahrensschritte der Bodenbearbeitung

Mit einem Anteil von 28,6 % am Gesamtkraftstoffverbrauch nimmt die Bodenbearbeitung einen wesentlichen Stellenwert in der dreigliedrigen Fruchtfolge ein. Sie unterteilt sich in allen

Verfahrensketten in eine flache Stoppelbearbeitung unter Verwendung einer Kurzscheibenegge und eine anschließende, tiefere Grundbodenbearbeitung mit Grubber oder Pflug, auf die zwischen 65 % und 80 % des Verbrauchs entfällt. Die relativen Potentiale der untersuchten Technologien stellt das Diagramm in **Bild 70** zusammen.



**Bild 70:** Effizienzsteigerung in der Bodenbearbeitung in der dreigliedrigen Fruchtfolge

Da die Arbeitsverrichtungszeit den größten Zeitanteil mit aufgrund der hohen Zugkräfte ebenfalls hohen zeitbezogenen Kraftstoffverbräuchen bedient, zeigt die nur bei Straßenfahrt wirksame Drehzahlreduktion geringe Effekte von 0,8 % Effizienzsteigerung. Aufgrund der reinen Zugbeanspruchung kann die verbrauchsorientierte Fahrstrategie in der Bodenbearbeitung umfangreich wirken und reduziert den Verbrauch um 7,3 %. Je geringer die Motorauslastung ist, desto weiter senkt der Fahrregler die Motordrehzahl ab und der Effekt wird deutlicher. So beträgt er bei der Stoppelbearbeitung im Weizen bis zu 10,8 %, beim Pflügen zur Gerste jedoch nur 5,2 % und bei der intensiven Grundbodenbearbeitung vor dem Rapsanbau nur 3,5 %. Eine Veränderung der Motorcharakteristik reagiert hingegen weniger auslastungsabhängig. Wengleich der spez. Verbrauch des Motorkennfelds im Bestpunkt nur ca. 2,0 % verbessert ist, sorgen die Absenkung der Nenndrehzahl und die damit einhergehende Ausweitung des Bereichs mit geringem spez. Verbrauch für eine relative Einsparung von 6,3 %. Hierbei zeigt sich die nicht lineare Änderung der Kennfeldcharakteristik, da die Einsparung aufgrund der unterschiedlichen Lastzustände und daraus resultierenden Betriebspunkte für Motordrehzahl und Drehmoment bei der Stoppelbearbeitung etwas höher ausfällt als bei der Grundbodenbearbeitung. Optimierungen im Bereich des Antriebsstrangs lassen sich nur bedingt linear auf

den Verbrauch übertragen. Werden die Verluste um 5 % reduziert, können 3,5 % Kraftstoff eingespart werden. Bei einer Reduktion um 10 % ist es hingegen weniger als das 1,9-fache. Ein degressives Verhalten erscheint plausibel, da der auf den Antrieb der Nebenaggregate und Nebenantriebe zurückzuführende Verbrauch konstant bleibt. Dennoch sind die Auswirkungen in der Bodenbearbeitung deutlich zu bemerken. Durch die höhere Auslastung des Antriebsstrangs bei der Grundbodenbearbeitung fällt die relative Wirkungsgradverbesserung in absoluten Werten höher aus und intensiviert den Effekt im Vergleich zur Stoppelbearbeitung um ein bis zwei Prozentpunkte.

Durch Vermeidung von Verlustleistung in der Arbeitshydraulik kann der Verbrauch in der Bodenbearbeitung um durchschnittlich 3,4 % gesenkt werden. Da seitens der Arbeitsgeräte in diesen Verfahrensschritten zu keiner Zeit eine hydraulische Antriebsleistung gefordert ist, reduziert die in der bedarfsgerechten Regelung des LS-Systems installierte Verstellpumpe den geförderten Volumenstrom und kompensiert lediglich geringe Leckölströme bei einem niedrigen Druckniveau. Das System zeigt die erwartete Reaktion für den Leerlastfall. Da der Motor in der leistungsorientierten Fahrstrategie nahe der Nenndrehzahl betrieben wird, ist der vom Konstantstromsystem geförderte Volumenstrom hoch und erfordert trotz des niedrigen Druckniveaus eine relevante Antriebsleistung der Konstantpumpe. In der Arbeitsverrichtungszeit der Grundbodenbearbeitung bspw. kann der mechanische Leistungsbedarf an der Pumpe um ca. 70 % gesenkt werden. Erfolgt der Antrieb des Kühlerlüfters ebenfalls bedarfsgerecht, können im Durchschnitt 1,7 % Kraftstoff eingespart werden. Aufgrund des hohen Lastniveaus ist auch der Kühlleistungsbedarf während der Arbeitsverrichtungszeit hoch, die Potentiale fallen insgesamt entsprechend gering aus. Sie resultieren überwiegend aus den Transferfahrten. In der Stoppelbearbeitung ist die Motorauslastung geringer, weshalb hier bis zu 2,5 % Verbrauchssenkung möglich sind.

Die unterschiedlichen Wirkmechanismen, die eine Reduktion des Rollwiderstandsbeiwerts und des Fahrzeuggewichts ausüben, werden an den berechneten Potentialen sichtbar. Ein um 5 % geringerer Rollwiderstand kann den Verbrauch um 1,2 % senken und bei 10 % Reduktion um bis zu 2,2 %. Wird die Bodenbearbeitung hingegen mit einem um 10 % leichteren Traktor durchgeführt, so äußert sich dies in der Grundbodenbearbeitung mit einer Zunahme des Kraftstoffverbrauchs um bis zu 0,8 % wegen eines um 1,8 Prozentpunkte erhöhten Schlupfes. Bei der Stoppelbearbeitung zeigt ein leichterer Traktor hingegen Vorteile, der Effekt sinkender

Rollwiderstandsleistung überwiegt hier den Einfluss steigender Schlupfverlustleistung, weshalb insgesamt in der Bodenbearbeitung ein positiver Effekt von 0,4 % bestehen bleibt. Ein 20 % leichter Traktor vergrößert die gegenläufigen Effekte beider Verfahrensschritte und reduziert das Gesamtergebnis auf 0,35 %. Der Schlupf nimmt in der Grundbodenbearbeitung jetzt um ungefähr 3,8 Prozentpunkte zu.

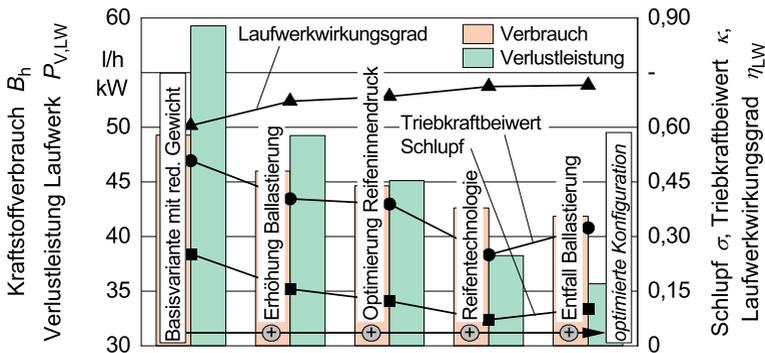
Vor allem in der Grundbodenbearbeitung treten wesentliche Verluste bei der Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden auf. Dieses unter Traktion zusammenfassende Handlungsfeld lässt sich bei gegebenen äußeren Rahmenbedingungen von Seiten des Traktors über die drei Komponenten

- Ballastierung
- Reifennendruck und
- Reifentechnologie

sowohl positiv als auch negativ beeinflussen. Die intensive Grundbodenbearbeitung zum Stoppelweizen erfordert hohe Zugkräfte und eignet sich für eine generelle Sensitivitätsanalyse der Einflussparameter. Zur Effektmaximierung wird das Gewicht der Basisvariante des Traktors um 15 % reduziert angenommen, womit er der unteren Grenze im Markt verfügbarer Traktoren entspricht. Dieses Szenario wird als neue Bezugsebene gesetzt. **Bild 71** zeigt am Beispiel der Hinterräder, wie sich Schlupf  $\sigma$ , Triebkraftbeiwert  $\kappa$  und der Laufwerkwirkungsgrad  $\eta_{\text{LW}}$  für die von links nach rechts im Diagramm in fünf konkreten Szenarien optimierte Traktion verhalten. Dem gegenübergestellt sind die summierte Verlustleistung aller vier Räder  $P_{\text{V,LW}}$  und der zeitbezogene Kraftstoffverbrauch  $B_{\text{h}}$ . Da bis zu 93 % des Kraftstoffverbrauchs in der Grundbodenbearbeitung auf die Arbeitsverrichtungszeit entfallen, fokussiert sich die Betrachtung auf diesen Ausschnitt. Die Vorgehensweise erfolgt additiv, indem die Szenarien, im Diagramm von links nach rechts, aufeinander aufbauen.

Wegen des geringen Fahrzeuggewichts in der modifizierten Basisvariante fällt der Triebkraftbeiwert mit  $\kappa = 0,508$  für schwere Zugarbeit vergleichsweise hoch aus. Der dafür notwendige Schlupf von  $\sigma = 0,252$  führt zu einem schlechten Laufwerkwirkungsgrad von  $\eta_{\text{LW}} = 0,605$ . Aufgrund der festen Voreilung ist der Schlupf an den Vorderrädern ca. 2,5 Prozentpunkte größer, der Triebkraftbeiwert und entsprechend auch der Laufwerkwirkungsgrad fallen etwas geringer aus. Die Verlustleistung zwischen Reifen und Boden beträgt insgesamt  $P_{\text{V,LW}} = 59,27$  kW bei

einem Verbrauch von  $B_h = 49,29 \text{ l/h}$ . Zur optimalen Ballastierung werden Front- und Radgewichte eingesetzt, bis keine weitere Verbrauchsreduktion möglich ist. Das Gesamtgewicht ist 30 % erhöht und die Achslastverteilung zeigt, wie erwartet, ein optimales Verhältnis bei  $35/65$  (Vorderachse/Hinterachse). Die Verlustleistung kann um 14,0 % und der Verbrauch um 6,67 % gesenkt werden. Durch Absenkung des Reifeninnendruck, der minimal zulässige Wert beträgt hier  $p_i = 1,1 \text{ bar}$ , kann der Schlupf auf  $\sigma = 0,122$  gesenkt werden. Bei  $\kappa = 0,39$  wird ein günstiger Arbeitspunkt mit hohem Laufwerkwirkungsgrad erreicht. Beide Einflussgrößen ergänzen sich und entfalten erst im Zusammenspiel das Gesamtpotential von 9,43 % Verbrauchsreduktion. Eine isolierte Effektanalyse verleitet zu falschen Schlussfolgerungen.

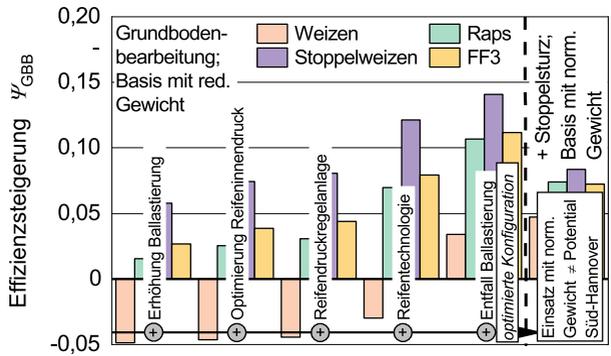


**Bild 71:** Optimierung der Traktion in der Grundbodenbearbeitung in der Verfahrenskette Stoppelweizen während der Teilzeit Arbeitsverrichtung

Mit dem Einsatz einer neuen Reifentechnologie, hier am Beispiel *Flex-Reifen*, verändert sich die Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinie. Gleichzeitig wird die Absenkung des Reifeninnendruckes auf  $p_i = 0,8 \text{ bar}$  möglich. Verlustleistung und Verbrauch können deutlich gesenkt werden. Der resultierende Arbeitspunkt am Reifen offenbart aufgrund des geringen Schlupfes ungenutztes Potential. Der Rollwiderstand dominiert die auftretende Verlustleistung negativ. Werden Front- und Radgewichte vollständig entfernt, ist eine weitere Reduktion des Verbrauchs auf  $B_h = 41,88 \text{ l/h}$  möglich. Wegen der veränderten Triebkraftcharakteristik des *Flex-Reifen* kann generell ein höherer Laufwerkwirkungsgrad erreicht werden ( $\eta_{LW} = 0,716$ ), der auch prinzipiell bei höheren Triebkraftbeiwerten ( $\kappa = 0,475$ ) auftritt. Die vom gezogenen Arbeitsgerät definierte Triebkraft kann folglich bei geringerer Radlast als mit dem Radialreifen übertragen werden. Der Effekt fällt hier so stark aus, dass die Zusatzballastierung entfallen

kann. Positive ackerbauliche Effekte durch geringeren Bodendruck kommen hinzu. Insgesamt ist im gezeigten Anwendungsfall während der Arbeitsverrichtung ein Einsparpotential von 15,03 % durch optimierte Traktionsbedingungen zu erschließen.

Der Kraftstoffverbrauch wird auch in den übrigen Teilzeiten durch die obigen Szenarien beeinflusst. Gerade im letzten Szenario wirkt sich das geringere Gewicht bei Straßenfahrt positiv aus. Wird die Analyse auf die gesamte Fruchtfolge ausgeweitet, können die Einsparpotentiale der einzelnen Szenarien in der Grundbodenbearbeitung durch die Gesamtbetrachtung in **Bild 72** relativierter eingeordnet werden. Jede Verfahrenskette ist als Einzelwert dargestellt und im Gesamtergebnis der Fruchtfolge (FF3) berücksichtigt. Als weiteres Szenario erfolgt der Einsatz einer Reifendruckregelanlage, welche den Wechsel des Reifeninnendruck zwischen Straße und Feld ermöglicht. Da sich der *Flex-Reifen* ohne weitere Ballastierung des Traktors als verbrauchsgünstigste Variante bewiesen hat, wird der Traktor in dieser Konfiguration auch für die Stoppelbearbeitung eingesetzt. Zur finalen Bewertung des in Süd-Hannover durch optimierte Traktion in der gesamten Bodenbearbeitung umsetzbaren Potentials wird jetzt das normale, um 15 % höhere Fahrzeuggewicht angesetzt und auch in der Basisvariante als Bezugsebene gewählt. Es resultiert die Darstellung im rechten Teil des Diagramms.



**Bild 72:** Effizienzsteigerung in der Bodenbearbeitung durch optimierte Traktion

Geringe Zugkräfte bei der flachen Grundbodenbearbeitung nach der Rapsernte führen zu ausgeprägt negativen Effekten beim Einsatz von Front- und Radgewichten, die durch einen abgesenkten Reifeninnendruck nur unwesentlich korrigiert werden können. Dies bestätigt die experimentell ermittelten Erkenntnisse in [152]. Andersherum betrachtet kann durch

ein angepasstes Fahrzeuggewicht bei weniger intensiver Grundbodenbearbeitung bis zu 4,86 % des Kraftstoffs eingespart werden. Erst mit veränderter Reifentechnologie und ohne Zusatzballastierung ist eine Reduktion um 3,39 % möglich. Für den Stoppelweizen bestätigen sich die aus der Arbeitsverrichtung oben abgeleiteten Aussagen. Allerdings wirken sich zusätzliche Ballastierungen sowie die Absenkung des Reifeninnendrucks negativ auf den Rollwiderstand und damit den Verbrauch bei Straßenfahrt aus. Das Potential fällt mit 7,42 % entsprechend kleiner aus. Die Reifendruckregelanlage kann einen positiven Ausgleich um ca. 0,65 Prozentpunkte schaffen, da der Reifeninnendruck für den Transfer zum Feld erhöht wird. Maximal lässt sich der Verbrauch in der Grundbodenbearbeitung um 14,07 % senken. Die Sensitivitätsanalyse in der Verfahrenskette Raps fällt äquivalent aus, wenngleich die geringere Bearbeitungsintensität insgesamt auch nur kleinere Potentiale zulässt. Wird vom höheren Fahrzeuggewicht ausgegangen, so fällt das für die gesamte Bodenbearbeitung in der Verfahrenskette Winterweizen in Süd-Hannover resultierende Einsparpotential mit 4,72 % etwas größer aus. Ursächlich hierfür ist die veränderte Bezugsebene. Da jetzt auf die Basisvariante mit dem ursprünglichen höheren Gewicht referenziert wird, prägt sich der Effekt fehlender Ballastierung durch den Einsatz des *Flex-Reifen* stärker aus. In den Verfahrensketten mit intensiver Grundbodenbearbeitung führt dies hingegen zu einer Effektminimierung. Aufgrund der hohen Zugkräfte hat der in Süd-Hannover vorhandene schwerere Traktor bereits in der Basisvariante geringere Verbräuche. Für die Verfahrenskette Stoppelweizen auf dem Betrieb Süd-Hannover können in der Bodenbearbeitung daher nur 8,35 % Kraftstoff eingespart werden. Zusätzliche Potentiale aus der Stoppelbearbeitung beeinflussen die Gesamtbetrachtung ebenfalls. Für die komplette Fruchtfolge (FF3) in Süd-Hannover kann eine Einsparung von 7,25 % im Bereich Bodenbearbeitung ausgewiesen werden, die durch eine optimierte Traktion umsetzbar ist.

Mit dem Einsatz eines Traktionsverstärkers am Anbaupflug können die in Messungen in [201] und [202] ermittelten Radlastverlagerung am Traktor korrekt abgebildet werden. Die daraus folgende Schlupfreduktion in der Arbeitsverrichtungszeit fällt mit 1,9 Prozentpunkten allerdings geringer aus, als der aus den nur teilweise bekannten Einsatzbedingungen in den Messungen resultierende Effekt. Die Verbrauchsreduktion von 0,85 % in der Grundbodenbearbeitung mit Pflugeinsatz fügt sich von der Größenordnung in die oben dargestellten Effekte zum Einfluss von Zusatzballastierung.

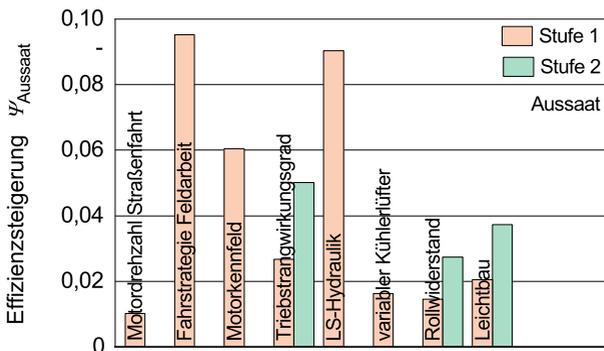
Zur Steigerung der Prozesseffizienz in der Bodenbearbeitung werden folgend Maßnahmen mit dem Fokus auf die Arbeitsgeräte dargestellt, die aufgrund ihres gleichzeitigen Einflusses auf die Arbeitsqualität zu keiner allgemeingültigen Empfehlung führen können. Dennoch sollen Potentiale quantifiziert werden, um die Relevanz der Maßnahmen vorzuführen. Ausgehend von den etablierten Bearbeitungstiefen in der Grundbodenbearbeitung (Pflug mit 22 cm; Grubber mit 20 cm) werden die Einflüsse von Reduktion und Erhöhung der Arbeitstiefe um 5 cm analysiert. Relativ gesehen fällt die Verbrauchseinsparung durch flacherere Bearbeitung beim Grubber in der Verfahrenskette Raps mit 15,5 % etwas schwächer aus als beim Pflügen zu Stoppelweizen/Gerste mit 15,9 %. Wegen des höheren Flächenverbrauchs ist der Einfluss beim Pflugeinsatz absolut jedoch nahezu doppelt so hoch. Größere Arbeitstiefen haben zwar zur Folge, dass der Zugleistungsbedarf ansteigt. Allerdings prägt sich der nicht lineare Trend aufgrund der mit steigender Auslastung generell besseren Wirkungsgrade von Motor und Antriebsstrang so aus, dass die Verbrauchssteigerung beim Grubber 0,5 und beim Pflug 3,3 Prozentpunkte geringer ausfällt. Ein Ersatz der wendenden durch eine in der Tiefe äquivalente nicht wendende Bodenbearbeitung reduziert den Verbrauch für die Grundbodenbearbeitung in der Verfahrenskette Stoppelweizen/Gerste um 40,3 %. Relativierend ist zu berücksichtigen, dass innerhalb der dreijährigen Fruchtfolge lediglich einmalig der Pflug eingesetzt wird. Bei konsequenter Umstellung auf konservierende Bodenbearbeitung lässt sich der Kraftstoffverbrauch zur Grundbodenbearbeitung in der Fruchtfolge somit um 21,5 % senken. Dies kann durch die in [228] dargestellten Einflüsse bestätigt werden, wenngleich sich die Autoren nur auf die Arbeitsverrichtung beziehen.

Der Einsatz einer Kurzscheibenegge zur Stoppelbearbeitung eröffnet Potentiale zur Effizienzsteigerung, ohne die Arbeitsqualität negativ zu beeinflussen. Die gegenüber der Grundbodenbearbeitung geringere Motorauslastung während der Arbeitsverrichtung lässt Potentiale ungenutzt. Im Kontext höherer Fahrgeschwindigkeiten und Arbeitsbreiten sowie einer geeigneten Zuordnung von Arbeitsgerät und Traktor werden Möglichkeiten der Steigerung diskutiert. Eine Erhöhung der Arbeitsbreite um 10 % senkt den Verbrauch zur Stoppelbearbeitung in allen Verfahrensketten um durchschnittlich 1,9 %. Soll die gleiche Flächenleistung durch eine Fahrgeschwindigkeitserhöhung erreicht werden, so kann der Verbrauch aufgrund des überproportionalen Anstiegs von Zugkraft und Verlusten im Antriebsstrang nur 0,5 % gesenkt werden. Werden die Effekte fortgeführt und auf dem Betrieb eine größere Leistungsklasse der Kurzscheibenegge mit 5,0 m statt 4,0 m Arbeitsbreite eingesetzt, können 4,3 % des Kraftstoffs

eingespart werden. Eine geringere Einsatzmasse bei gleichzeitig höherer Motorauslastung stellt sich als positiv dar, wenn alternativ bei 4,0 m Arbeitsbreite eine kleinere Leistungsklasse für den Traktor gewählt wird. Die Verbrauchssenkung beträgt damit durchschnittlich 9,8 %.

### 5.3.2 Verfahrensschritte der Aussaat

An die Bodenbearbeitung anschließend erfolgt die Aussaat von Weizen, Raps und Gerste mit einer Mulchsämaschine, in der dreigliedrigen Fruchtfolge ohne vorhergehende Saatbettbereitung. Der flächenbezogene Verbrauch fällt unter den Früchten sehr ähnlich aus und macht mit  $12,6 \text{ l/ha}$  im Durchschnitt ca. 13 % des Verbrauchs in den Verfahrensketten aus. Die Ähnlichkeit der Verfahrensschritte äußert sich genauso in einer geringen Varianz der einzelnen Potentiale. Neben der reinen Zugleistung ist hydraulische Leistung für den Antrieb eines Gebläses aufzubringen. Die Einsparpotentiale fasst **Bild 73** zusammen.



**Bild 73:** Effizienzsteigerung bei der Aussaat in der dreigliedrigen Fruchtfolge

Das Nachfüllen des Saatgutbehälters am Betriebshof führt zu einem höheren Anteil an Straßenfahrten als bei der Bodenbearbeitung. Eine Motordrehzahlabsenkung bei Maximalgeschwindigkeit kann einen geringfügig größeren Effekt ausüben. Wird die verbrauchsorientierte Fahrstrategie implementiert, so lassen sich 9,53 % Kraftstoff einsparen, 2,5 Prozentpunkte mehr sogar als bei der Bodenbearbeitung. Begründet liegt dies im Konstantstrom-Hydrauliksystem der Basisausstattung des Traktors. Das Gebläse legt das von der Arbeitshydraulik aufzubringende Druckniveau fest, der Volumenstrom ist aufgrund der Konstantpumpe an die Motordrehzahl gekoppelt. Bei leistungsorientierter Fahrstrategie entstehen hohe Ver-

lustleistungen in der Arbeitshydraulik, die durch eine verbrauchsorientierte Drehzahlensenkung reduziert werden können. Die Effekte der Motorcharakteristik äußern sich mit 6,05 % vergleichbar zur Bodenbearbeitung. Durch eine Optimierung des Triebstrangs werden mit 2,67 % bzw. 5,01 % etwas kleinere Effekte erzielt, was zum einen auf die geringere Zugkraft beim Einsatz vor der Mulchsämaschine zurückgeführt wird. Zum anderen kommt für den Gebläseantrieb ein zweiter Leistungspfad hinzu, auf den die Wirkungsgradverbesserung keine Auswirkung hat.

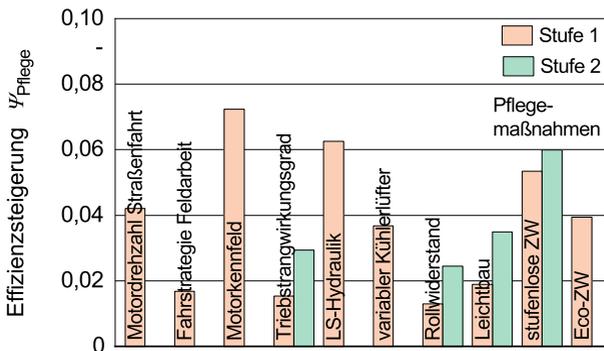
Durch den Einsatz einer LS-Arbeitshydraulik können in der Aussaat mit 9,04 % Verbrauchssenkung ähnlich große Effekte erzielt werden, wie durch eine geänderte Fahrstrategie. Aufgrund des hohen vom Konstantstrom-System bereitgestellten Volumenstroms, der in diesem Umfang nicht gefordert ist, führt der Teillastbetrieb des Gebläseantriebs auf mittlerem Druckniveau zu hohen Verlustleistungen. Wird er bedarfsgerecht eingestellt, kann die mechanische Antriebsleistung der Pumpe relativ gesehen, ähnlich wie im Leerlastfall, um 70 % reduziert werden. Absolut gesehen sind bei diesem Einsatzszenario bis zu 11,7 kW weniger Leistung an der Hydraulikpumpe erforderlich. Das LS-System zeigt die erwartete Reaktion für den Teillastfall und bestätigt damit die systemischen Vorteile. Bewusst maximiert dargestellt ist der Effekt hier durch die Wahl der Fahrstrategie im Vergleichsszenario. Wird diese auf eine geringere Motordrehzahl abzielend verändert, reduzieren sich auch die Potentiale des LS-Systems. Ein variabler Kühlerlüfter kann eine Einsparung von 1,62% bewirken. Der hierbei eingesetzte Traktor mittlerer Baugröße ist ähnlich ausgelastet wie der kleinere Traktor in der Stoppelbearbeitung und der größere Traktor bei der Grundbodenbearbeitung.

Aufgrund des im Vergleich zur Bodenbearbeitung geringeren Schlupfniveaus zeigt der Einfluss einer Verbesserung des Rollwiderstandsbeiwerts mit 1,45 % bzw. 2,74 % tendenziell einen größeren Einfluss. Auch hat die Reduktion des Fahrzeuggewichts Effekte in ähnlicher Größenordnung, wobei auch hier eine Zunahme des Schlupfes zu beobachten ist. Ein um 10 % verringertes Gewicht zeigt einen geringeren Effekt auf den Kraftstoffverbrauch als ein um den gleichen Wert verbesserter Rollwiderstandsbeiwert, da durch den in der Grundbodenbearbeitung aufgelockerten Boden die Schlupfverlustleistung beeinflusst wird.

### **5.3.3 Verfahrensschritte der Pflegemaßnahmen**

Die Pflegemaßnahmen setzen sich aus einzelnen Verfahrensschritten mit ein bis vier Gaben eines mineralischen Düngers und drei bis sechs Pflanzenschutzmaßnahmen in jeder der

vier Verfahrensketten zusammen. Gerade weil es sich beim Einsatz der Traktoren hierbei durchweg um Arbeiten in der unteren Teillast handelt, kommt den Pflegemaßnahmen mit einem Anteil von 29,3 % am Gesamtverbrauch der Fruchtfolge eine entscheidende Bedeutung zu. Trotz niedriger zeitbezogener Verbräuche der Traktoren in allen Teilzeiten und der hohen Flächenleistungen summieren sich die Pflegemaßnahmen aufgrund der hohen Anzahl an Einzelmaßnahmen zu einem relevanten Faktor in der Fruchtfolge. Wegen sich ähnelnder Einsatzszenarien und Belastungsarten werden sie für die Einordnung der Potentiale, wie in **Bild 74** aufgeführt, nicht nach Düngung und Pflanzenschutz aufgeschlüsselt. Relevante Effektunterschiede zwischen den einzelnen Verfahrensketten treten nicht hervor.



**Bild 74:** Effizienzsteigerung bei Pflegemaßnahmen in der dreigliedrigen Fruchtfolge

Übergabepunkte für Dünger und Pflanzenschutzmittel, bzw. das zur Anmischung erforderliche Wasser, sind auf dem Betriebshof definiert. Hohe Flächenleistungen und geringe Motorauflastungen in der Arbeitsverrichtungszeit lassen die Bedeutung der Straßenfahrten für den Gesamtverbrauch zunehmen. Durch Reduktion der Drehzahl können hierbei 3,85 % eingespart werden und damit wesentlich mehr als bei der Bodenbearbeitung und der Aussaat. Gemein ist den Arbeitsgeräten der Pflegemaßnahmen der Zapfwellenantrieb. Zwar ist der Leistungsbedarf als eher gering einzustufen, durch die dominant wirkende Fahrstrategie Zapfwellenbetrieb wird in allen relevanten Teilzeiten die Motordrehzahl dennoch so eingestellt, dass die erforderliche Zapfwelldrehzahl erreicht werden kann. Bei Einsatz mit Normalzapfwelle in der Basisvariante beträgt sie entsprechend  $n_{\text{Motor}} = 0,9 \cdot n_{\text{Motor,Nenn}}$ . Ein Wechsel zur verbrauchsorientierten Fahrstrategie kann mit 1,48 % folglich nur geringe Effekte innerhalb

der Teilzeiten ohne Antrieb des Arbeitsgeräts wirksam machen. Von einer geänderten Motorcharakteristik wird ähnlich profitiert wie in den vorangegangenen Verfahrensschritten. Im Kontext dazu sind durch das generell niedrigere Lastniveau im Antriebsstrang die Einflüsse des verbesserten Triebstrangwirkungsgrads geringer, zeigen aber dieselbe Tendenz.

Die Reduktion der Motordrehzahl steht auch im Fokus der Technologien zum Zapfwellenantrieb. Wird bei Beibehaltung eines festen Übersetzungsverhältnisses im Zapfwellenantriebsstrang bei  $n_{\text{Motor}} = 0,7 \cdot n_{\text{Motor,Nenn}}$  eine Eco-Zapfwelle realisiert, kann der Gesamtverbrauch um 4,48 % gesenkt werden. Reagiert die Fahrstrategie Zapfwellenbetrieb nicht mehr dominant, kann der Fahrregler verbrauchsorientiert die Motordrehzahl frei wählen. Die in der Übersetzung stufenlos verstellbare Zapfwellenantriebseinheit sorgt für die passende Antriebsdrehzahl am Arbeitsgerät. In beiden untersuchten Varianten für den Gesamtwirkungsgrad des Antriebs zeigen sich große Potentiale. Bei einem Wirkungsgrad  $\eta_{\text{ZW}} = 0,8$ , der also 15 Prozentpunkte schlechter ist als das Vergleichssystem, lässt sich der Verbrauch um 5,88 % senken. Auch bezogen auf die Eco-Zapfwelle kann die weitere Absenkung der Motordrehzahl den negativen Effekt durch die Wirkungsgradverringerung mehr als ausgleichen und sogar um 1,4 Prozentpunkte verbessern. Eine Veränderung auf  $\eta_{\text{ZW}} = 0,9$  hingegen wirkt sich jetzt nur noch auf die Verlustleistung im Antriebsstrang der Zapfwelle aus. Entsprechend klein fällt der Vorteil dadurch aus, er beträgt nur 0,51 Prozentpunkte. Entscheidend beim stufenlosen Zapfwellenantrieb für diesen Einsatz ist demnach nicht zwangsläufig der tatsächliche Wirkungsgrad. Vielmehr äußert sich der gewonnene Freiheitsgrad in der Betriebspunktwahl des Motors als maßgebend. Allerdings gilt dies nur für Anwendungen mit geringen Leistungsanforderungen an der Zapfwelle. Hervorzuheben ist aber, dass diese in der untersuchten Fruchtfolge einen relevanten Anteil ausmachen. Damit kann generellen Vorbehalten gegenüber diesem Systemansatz am Beispiel konkreter und in der Praxis relevanter Anwendungen mit Teillastbetrieb klar widersprochen werden.

Die aufgrund der Normalzapfwelle induzierte hohe Motordrehzahl sorgt in der Arbeitshydraulik für hohe Verlustleistungen. Mit einer LS-Hydraulik können daher 6,51 % Kraftstoff eingespart werden. Bei gleicher Ursache kann der bedarfsgerechte Lüfterantrieb mit 3,77 % zur Verbrauchssenkung beitragen. Im Gegensatz zur Aussaat wird während der Feldarbeit bei den Pflegemaßnahmen auf vorverdichtetem Boden bzw. in den sich ausbildenden Fahrgassen gefahren. Der Rollwiderstand ist daher prinzipiell geringer, weshalb eine Verringerung auch

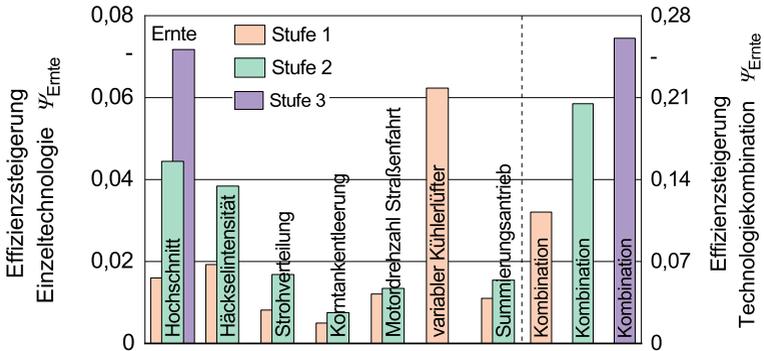
kleinere Auswirkungen hat. Die Schlupfverlustleistung tritt weiter in den Hintergrund, da sich Änderungen am Fahrzeuggewicht im Einfluss dem des Rollwiderstands annähern.

#### 5.3.4 Verfahrensschritte der Ernte

Der Mähdrusch ist in der Basisvariante mit durchschnittlich  $25,4 \text{ l/ha}$  für ca. 26,5 % des Verbrauchs in der dreigliedrigen Fruchtfolge verantwortlich. Im Weizen nach Raps fallen die Erträge am höchsten aus und führen aufgrund der hohen Erntemengen an Korn und Stroh auch zum höchsten flächenbezogenen Verbrauch mit  $27,4 \text{ l/ha}$ . Mit den in **Bild 75** gezeigten Einzelmaßnahmen lässt sich der Kraftstoffeinsatz um die aufgeführten Potentiale reduzieren. Eine Reduktion von Prozesseleistungen wird über den Hochschnitt, die Verringerung der Häckselintensität und des Aufwands für die Strohverteilung erreicht. Die drei Varianten des Hochschnitts liefern mit maximal 6,93 % den größten Beitrag, wenn die Schnitthöhe von 12 cm auf 40 cm angehoben wird. Der Schnitthöheneinfluss äußert sich innerhalb der untersuchten Grenzen nahezu linear. Hervorzuheben ist, dass der Hochschnitt nur in den beiden Weizen-Verfahrensketten durchführbar ist. Bezogen darauf ist das Ausmaß der Einsparung deutlich größer und beträgt 15,3 %. Das in [211] berichtete Potential fällt etwas höher aus, bezieht sich aber auch nur auf die Arbeitsfahrt. Eine Halbierung der Häckselleistung führt zu Einsparungen von 3,75 % und deckt sich mit dem in [215] gemessenen Einfluss. Da für die Strohverteilung generell weniger Leistung erforderlich ist, führt die gleiche Maßnahme nur zu 1,68 % Verbrauchssenkung und fällt damit etwas geringer aus als das in [214] prognostizierte Potential. In Kombination kann der flächenbezogene Verbrauch so um  $2,9 \text{ l/ha}$  reduziert werden. Für die Nachbearbeitung der längeren Stoppeln bzw. des weniger aufbereiteten Häckselguts in einem weiteren Verfahrensschritt steht diese Kraftstoffmenge zur Verfügung. Weniger radikale Zwischenstufen, bei denen keine Nachbearbeitung der Stoppel erforderlich wird, sind betriebsindividuell denkbar.

Eine auf  $120 \text{ l/s}$  bzw.  $150 \text{ l/s}$  erhöhte Überladeleistung der Korntankentleerung reduziert den Zeitaufwand für den Überladevorgang, gleichzeitig führt die Betriebspunktverschiebung im Motorkennfeld aufgrund des gesteigerten Leistungsbedarfs zu einem insgesamt effizienteren Betrieb. Der auf den Überladevorgang entfallende Kraftstoffverbrauch kann dadurch um 7,1 % bzw. 10,3 % reduziert werden. Auf den kompletten Ernteprozess bezogen entspricht die Auswirkung 0,5 % bzw. 0,75 %. Relativ wenig, verglichen mit einer Absenkung der Motordrehzahl beim Straßentransport, die 1,21 % bzw. 1,34 % Kraftstoff einspart. Einen größeren

Stellenwert nimmt die Vermeidung von Verlustleistung an Nebenaggregaten ein. Wird die Antriebsleistung des Kühlerlüfters bedarfsgerecht aufgebracht, ist ein Einsparpotential von 6,23 % erreichbar. Zwischen den Früchten sind die Unterschiede marginal. In Teilzeiten mit geringer Maschinenauslastung, wie der Wende- und der Entladezeit, können mehr als 10 %, in Teilzeiten der Leerlast, wie den Rüstzeiten, sogar bis zu 25 % eingespart werden.



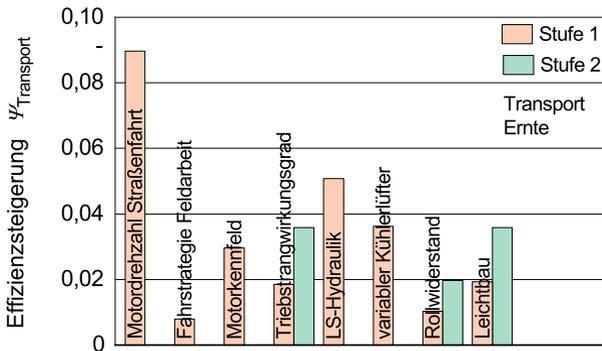
**Bild 75:** Effizienzsteigerung beim Mähdrusch in der dreigliedrigen Fruchtfolge

Verluste im Antriebsstrang zu reduzieren, indem mit dem Summierungsantrieb ein neues Antriebsstrangkonzzept umgesetzt wird, führt zu positiven Effekten. Bei einer reinen Folgerestellung sind 1,1 % Reduktion zu erwarten. Erfolgt die Verstellung hingegen mit dem Ziel, für jeden Betriebspunkt einen optimalen Wirkungsgrad zu erreichen, kann die Einsparung auf 1,54 % gesteigert werden. Damit ist nur eine Größenordnung erreichbar, wie sie auch durch reduzierte Verteilintensitäten von Häckselgut möglich ist. Die vergleichsweise geringen Werte relativieren die Tragweite von Effizienzsteigerungen im Antriebsstrang unter den betrachteten Rahmenbedingungen.

Werden die untersuchten Technologien in höchster Ausprägungsstufe in die Maschine integriert bzw. umgesetzt, kann das volle Potential aber erst durch Erhöhung der Maschinenauslastung erschlossen werden. Im Zusammenspiel aus einer auf 10,5 m erhöhten Arbeitsbreite und einer um bis zu 50 % größeren Fahrgeschwindigkeit in der Arbeitsverrichtungszeit ist bei optimal ausgenutzter Motorauslastung eine Einsparung von durchschnittlich 26,1 % in allen Verfahrensketten realistisch. Die damit einhergehende Steigerung der Flächenleistung um ca. 17 % unterstreicht die Wirksamkeit der dargestellten Maßnahmen. Aus der Reduzierung des

flächenbezogenen Verbrauchs um  $6,6 \frac{1}{ha}$  eröffnen sich weitreichende Handlungsspielräume für nachgelagerte Verfahrensschritte bei gleichzeitig optimierter Ausnutzung der Erntezeitfenster. Ist aus ackerbaulicher Sicht eine Nachbearbeitung der längeren Stoppel notwendig, sind ein Mulchvorgang mit  $5,9 \frac{1}{ha}$  oder eine flache Stoppelbearbeitung mit einer Kurzscheibenegge bei  $5,3 \frac{1}{ha}$  möglich. Beide Verfahrensschritte benötigen zwar nur geringfügig weniger als den bei der Ernte eingesparten Kraftstoff, die Vorteile der zügigen Ernte und einer zeitlich entkoppelten Nachbearbeitung bleiben aber bestehen und sind vom Landwirt zu bewerten.

Der Transport des Ernteguts vom Feld zum Hof ist mit 2,4 % Anteil am Gesamtverbrauch vergleichsweise unbedeutend. Stellvertretend für weitere Transportprozesse, die den jeweiligen Verfahrensschritten bereits zugeordnet sind, zeigt **Bild 76**, wie sich die einzelnen Technologien ausprägen. Da der Überladevorgang vom Mähdrescher auf die Anhänger im Stand am Vorgewende erfolgt, finden nahezu keine Fahrten auf dem Feld statt.



**Bild 76:** Effizienzsteigerung beim Transport von Erntegut in der dreigliedrigen Fruchtfolge

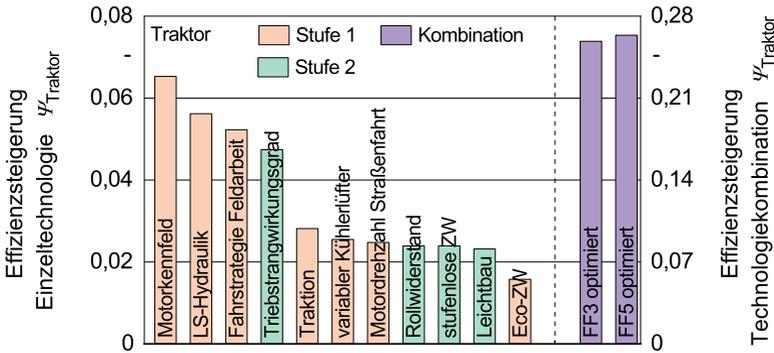
Der große Effekt der Drehzahlreduktion bei Maximalgeschwindigkeit mit 8,97% erscheint plausibel. Die verbrauchsorientierte Fahrstrategie kann nur eine geringe Wirkung entfalten, da sie beim reinen Transport zu überwiegenden Zeitanteilen vom Hochgeschwindigkeitsbetrieb überlagert wird. Dieser arbeitet in der Basisvariante bei ca. 90 % der Motornendrehzahl. Eine Absenkung des Drehzahlniveaus wirkt sich zusätzlich positiv auf den Leistungsbedarf von Nebenaggregaten aus, die in der Basisvariante nicht bedarfsgerecht reagieren. Deshalb ist der Effekt, den die veränderte Motorcharakteristik wirksam umsetzen kann, entsprechend geringer, obwohl daraus ebenfalls ein sparsamerer Motorbetriebspunkt folgt. Aufgrund der

verglichen mit den Pflegemaßnahmen generell geringeren Motorauslastung, vor allem da die Leerfahrt auf der Straße einen höheren Anteil am Gesamtverbrauch einnimmt, übt das verbesserte Motorkennfeld im Transport einen geringeren Einfluss aus. Die Leistungsverluste im Antriebsstrang und bei den Nebenaggregaten können in ähnlicher Weise reduziert werden, wie bei den Pflegemaßnahmen. Eine Reduktion des Rollwiderstands um 10 % und des Fahrzeuggewichts um 10 % haben einen nahezu identischen Einfluss. Da keine Fahrten auf nachgiebigem Boden erfolgen, ist der Schlupf gering und die Schlupfverlustleistung rückt weiter in den Hintergrund. Durch einen um 20 % leichteren Traktor kann bei reinen Transportaufgaben, wie erwartet, das maximale Einsparpotential mit 3,59 % nachgewiesen werden.

#### 5.4 Verwertung der Ergebnisse und Nutzen der Methode

Die Analysen entlang der Verfahrensketten zeigen, dass deutliche Potentiale zur Steigerung der Effizienz in jedem Verfahrensschritt bestehen. Aus den Ergebnissen lassen sich Empfehlungen für die Maschinenkonfiguration und deren praktischen Einsatz ableiten. Diese richten sich zum einen an Landwirte zur Entscheidungsunterstützung bei der Technologieauswahl. Zum anderen sind sie in gleichem Maße auch für Hersteller in der Landtechnik-Branche relevant, da sie zur Identifikation wichtiger Handlungsfelder bei der Technologieentwicklung herangezogen werden können. **Bild 77** fasst die beim Traktor insgesamt erreichbare Verbrauchsreduktion der Einzeltechnologien in priorisierter Reihenfolge zusammen. Werden diese kombiniert eingesetzt, resultiert eine Effizienzsteigerung von 25,8 % (FF3 optimiert). Aufgrund des tendenziell höheren Anteils an Bodenbearbeitung, gerade in der Verfahrenskette mit Sommerung, liegt der Wert für die FF5 mit 26,4 % noch darüber (FF5 optimiert). Eine veränderte Motorcharakteristik zeigt mit 6,5 % den größten Einfluss beim Traktoreinsatz über alle Verfahrensschritte der Fruchtfolge hinweg, da deren Effekt, zwar verschieden ausgeprägt, aber dennoch in allen Einsatzszenarien zum Tragen kommt. Auch die Wahl des Hydrauliksystems ist mit 5,6 % Effizienzsteigerung durch eine LS-Hydraulik für den Betrieb Süd-Hannover von entscheidender Bedeutung. Wie erwartet ist auch eine verbrauchsorientierte Fahrstrategie mit 5,2 % von hoher Relevanz. Nur geringfügig kleiner äußert sich der Effekt, die Leistungsübertragung zwischen Motor und Rad effizienter zu gestalten. Etwas überraschend wird jedoch sehr deutlich, dass der Einfluss einer optimierten Traktion in der Bodenbearbeitung in der Bilanz der Fruchtfolge nicht so maßgebend hervortritt. Die Potentiale zur Effizienzsteigerung,

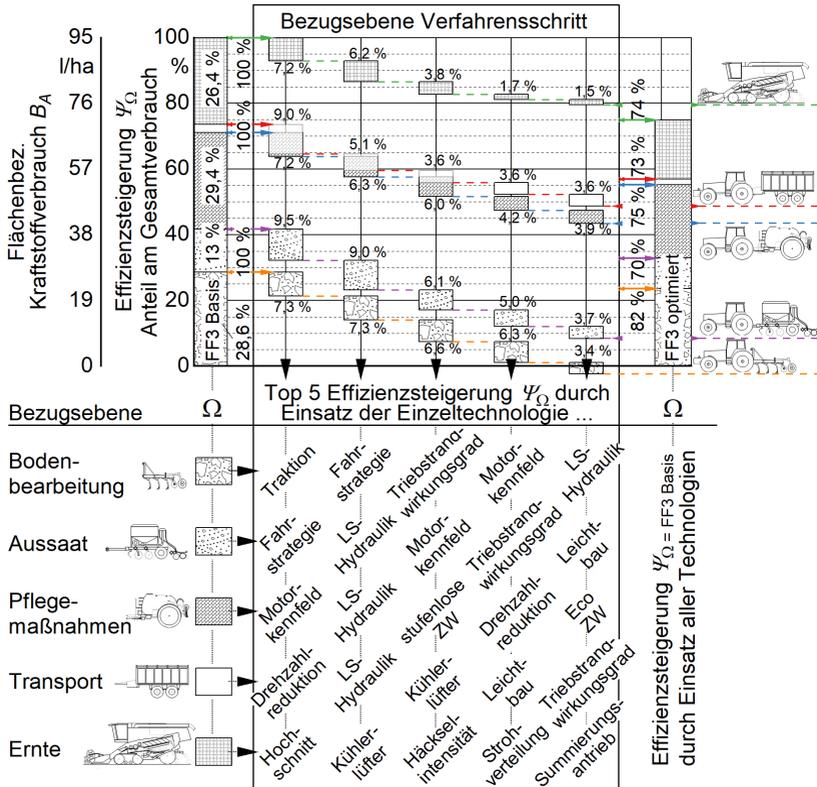
die einzelne Technologien in den Pflegemaßnahmen zeigen, definieren das Ranking in wesentlichem Maße. Dennoch sind dadurch 2,8% Effizienzsteigerung des Traktors möglich.



**Bild 77:** Technologie-Ranking zur Effizienzsteigerung am Traktor in der FF3

Um diese Aspekte näher aufzulösen, ist in **Bild 78** zur vergleichenden Potentialbewertung das Technologie-Ranking, im gezeigten Ausschnitt konzentriert auf die Top 5, für die einzelnen Verfahrensschritte der FF3 erstellt. Auf der Säule zur Verbrauchsverteilung in der Basis-Variante der Fruchtfolge aufgesetzt, zeigt das Brückendiagramm die prozentuale Effizienzsteigerung jeder Einzeltechnologie in Bezug auf den Verbrauch im jeweiligen Verfahrensschritt (100 %-Linie). Dadurch kann der Technologievergleich sowohl innerhalb des Verfahrensschritts, als auch in Relation zum Gesamtverbrauch der Fruchtfolge geführt werden. Für jeden Verfahrensschritt fallen die Rankings unterschiedlich aus, wenngleich einige Technologien an mehreren Stellen, jedoch unterschiedlichen Positionen des Rankings vorkommen. Die höchsten Potentiale zur Effizienzsteigerung innerhalb eines Verfahrensschritts, sind in der Aussaat mit der Fahrstrategie und der LS-Hydraulik aufgrund der Teillastbeanspruchung des Systems zu erzielen. Wegen des geringen Anteils am Gesamtverbrauch fällt deren Einfluss hierauf allerdings geringer aus als bei Technologien in der Bodenbearbeitung. Hier hat erwartungsgemäß die optimierte Traktion einen großen Effekt, liegt jedoch gleichauf mit der positiven Wirkung einer verbrauchsorientierten Fahrstrategie. Aufgrund der hohen Auslastung wirkt sich das veränderte Motorkennfeld geringer aus als der Triebstrangwirkungsgrad. Durch die feste Drehzahlvorgabe bei Zapfwellenarbeiten und die geringe Auslastung äußert sich ein

breiter Bereich mit geringem spez. Verbrauch im Motorkennfeld besonders vorteilhaft bei Pflegemaßnahmen. Hier zeigt sich auch erneut, welchen Stellenwert der Technologieeinsatz in den Pflegemaßnahmen hat.



**Bild 78:** Top 5 Technologie-Ranking in der FF3: Verknüpfung der Bezugsebenen Verfahrensschritt (Diagrammmitte) und Verfahrenskette (Randbereiche)

Interessant sind vor allem die Relationen, welche die Technologien zwischen den Verfahrensschritten zueinander einnehmen. Unterstrichen werden soll dabei die Erkenntnis, dass eine stufenlose Zapfwelle in der Gesamtbilanz der Fruchtfolge ähnlich prioritär einzuordnen ist, wie die in der Bodenbearbeitung optimierte Traktion. Dies lässt sich auch ungeachtet der technischen Ausführung des Systems beurteilen, wie die Systemanalyse gezeigt hat. Genauso hat der Hochschnitt beim Mähdrusch für die Effizienz der Fruchtfolge einen vergleichbaren Stellenwert.

lenwert wie die Traktion in der Bodenbearbeitung. Ein bedarfsgerecht geregelter Kühlerlüfter beim Mähdrescher kann sogar 20 % mehr Effizienzsteigerung beitragen, als wenn die Aussaat bei verbrauchsorientierter Fahrstrategie stattfindet. Zur Relation der Häckselintensität kann festgehalten werden, dass sie eine ähnliche Relevanz einnimmt wie der Einsatz einer Eco-ZW für Pflegemaßnahmen. Für den Transport des Ernteguts wird klar, dass Effizienzsteigerungen im Verfahrensschritt deutlich, in der Fruchtfolge jedoch kaum ins Gewicht fallen.

Die rechte Säule in Bild 78 zeigt die Verteilung des flächenbezogenen Verbrauchs für die optimierte FF3. Sie führt also die Ergebnisse des kombinierten Technologieeinsatzes aus Bild 75 und Bild 77 für Mähdrescher und Traktor zusammen. Mit Zahlenwerten ausgewiesen ist für jeden Verfahrensschritt der Verbrauch in der optimierten Variante bezogen auf die Basis-Variante, woraus das relative Potential zur Verbrauchsreduktion in jedem Verfahrensschritt ersichtlich wird. Dieses fällt in der Aussaat am höchsten und in der Bodenbearbeitung am niedrigsten aus. Eine Erklärung wird darin gefunden, dass zum einen mit sinkender Maschinenauslastung (Motor, Antriebsstrang, ...) das Potential zur Effizienzsteigerung zunimmt, da der relative Verlustleistungsanteil steigt. Zum anderen sind aufgrund der zusätzlichen Leistungspfade durch Nebenantriebe bei Aussaat und Pflege mehr Anknüpfungspunkte für den Technologieeinsatz vorhanden und auch genutzt. Ersichtlich wird aber auch, dass jeder Verfahrensschritt seinen Beitrag in ähnlicher Größenordnung leistet, damit die optimierte Verfahrenskette 26 % effizienter ausfällt. Bewusst wird an dieser Stelle der Fokus auf Maschineneffizienz gelegt. Massivere Eingriffe in die etablierten Verfahrensketten, wie eine generell flachere oder der vollständige Verzicht auf wendende Bodenbearbeitung, müssen im Einklang mit der landwirtschaftlichen Praxis bewertet werden. Sie sollen daher nicht pauschal in die Gesamtbetrachtung eingebunden werden. Erzielbare Potentiale sind in den vorangegangenen Abschnitten bereits ausgeführt.

Die Gegenüberstellungen in den beiden letzten Diagrammen unterstreichen wichtige Aspekte zur Erhöhung der Maschineneffizienz und dem methodischen Vorgehen bei der Technologiebewertung. Einerseits sind auf Ebene der Einzeltechnologien entlang der gesamten Fruchtfolge lediglich einstellige Effizienzsteigerungen realistisch. Zum anderen lassen sich erst in der Kombinationen, dann aber beachtliche, zweistellige Effekte erzielen. Diese bleiben gleichzeitig aber deutlich hinter der Summe der Einzelpotentiale zurück. Technologien haben ähnliche Wirkmechanismen, reduzieren die gleiche Verlustleistung bzw. schmälern aufgrund

von Wechselwirkungen den Einfluss anderer Technologien. Dennoch lässt sich erst durch den kombinierten Einsatz aller Technologien eine derartige Steigerung der Maschineneffizienz umsetzen. Evident ist, dass eine valide Bewertung nur unter Berücksichtigung solcher Wechselwirkungen bestehen kann. Genauso wird deutlich, unter welchen Bedingungen ein Vergleich der Effizienzsteigerungen unterschiedlicher Technologien Erfolg hat: Die gewählte Betrachtungsebene muss durchgehend einheitlich gesetzt sein.

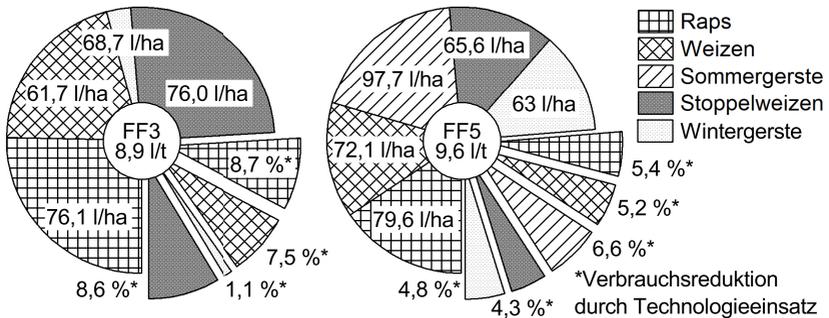
Zusammenfassend lassen sich Empfehlungen für eine effiziente Maschinenkonfiguration bzw. deren effizienten Einsatz geben. Hierbei muss unterschieden werden zwischen Arbeitsaufgaben, bei denen die Auslastung der eingesetzten Maschinen hoch ist und solchen, bei denen die Maschinenkombination geringer ausgelastet wird. Schwere Zugarbeiten im Feld führen zu hohen Auslastungen und eröffnen generell effizientere Betriebsbedingungen für Antriebsstrang und Motor. Gleichzeitig rücken die Verluste beim Reifen-Boden-Kontakt in den Vordergrund. Eine Optimierung der Traktionsbedingungen über Ballastierung, Reifentechnologie und Reifeninnendruck ist essentiell, wobei hohe Maschinengewichte ebenso negativ bezüglich Kraftstoffverbrauch und zusätzlich Bodenverfestigung wirken können. Als Empfehlung werden bei Traktoren Leichtbaukonzepte, adaptive Reifentechnologien in Kombination mit Reifendruckregelanlage und eine bedarfsgerechte Ballastierung empfohlen. Geringe Auslastungen beim Feldeinsatz von Traktoren und Mähdreschern sollten generell vermieden werden, indem die Flächenleistung maximiert wird. Dabei ist aus Effizienzsicht einer höheren Arbeitsbreite Vorrang vor einer höheren Arbeitsgeschwindigkeit zu gewähren. Optimierend kann aber auch im Teillastbetrieb eingewirkt werden, indem Betriebspunktverschiebungen im Motorkennfeld durch entsprechende Technologien ermöglicht werden. Das generell bekannte Ziel, geringe Motordrehzahlen und hohe Drehmomente zu erreichen, wird durch die gezeigten Effizienzsteigerungen bestätigt. Eco-Zapfwellen und besonders die untersuchten stufenlosen Konzepte prägen diesen Effekt bei zapfwellengetriebenen Geräten für Pflegemaßnahmen. Höhere Überladeleistungen der Korntankentleerung am Mähdrescher adressieren eine ähnliche Wirkung. Angepasste Übersetzungen im Antriebsstrang ermöglichen effizientere Transportfahrten beim Traktor oder Transferfahrten des Mähdreschers durch reduzierte Motordrehzahlen bei geringen Lastanforderungen. Ungeachtet hoher oder geringer Auslastung ergeben sich aus der Fahrstrategie deutliche Verbrauchseinsparungen, wenn die Motordrehzahl nahe des Verbrauchsbestpunkts geführt wird. Eine Absenkung der Nenndrehzahl mit einhergehender Ausweitung dieses optimalen Betriebsbereichs intensiviert den Effekt, da

die Abhängigkeit von der gewählten Motordrehzahl geringer wird. Eine bedarfsgerechte Leistungsbereitstellung an Nebenverbrauchern, gezeigt am Beispiel der LS-Arbeitshydraulik des Traktors und des Kühlerlüfters an Traktor und Mähdrescher, reduziert Verlustleistungen und steigert die Maschineneffizienz. Für den Mähdrescher fallen die Effekte sogar höher aus als Optimierungen auf Systemebene, wie sie über Wirkungsgradsteigerungen im Antriebsstrang dargestellt sind.

Zur Gestaltung effizienter Prozesse steht eine Reduktion von Prozessleistung an erster Stelle. Leistung, die nicht erbracht werden muss, liefert den wertvollsten Beitrag, um Verfahrensketten effizient zu gestalten. Die Effektivität grenzt aufgrund pflanzenbaulicher Abhängigkeiten die erzielbaren Effizienzsteigerungen allerdings ein. Bearbeitungsintensitäten in der Bodenbearbeitung adaptiert an die Bedürfnisse nachfolgender Verfahrensschritte auszuführen, eröffnet bei entsprechend reduzierter Intensität hohe Einsparungen. Verfahrenswechsel, von der wendenden zur konservierenden Bodenbearbeitung, wirken sich ebenso positiv aus. Mit der Verwendung aufgabenangepasster Arbeitsgeräte, wie der Kurzscheibenegge für den Stoppelsturz, können die Potentiale geringer Bearbeitungsintensität durch geringe Arbeitstiefen maximal ausgeschöpft werden. Durch die Zusammenlegung von Verfahrensschritten kann die Anzahl an Überfahrten reduziert und eine erneute Bodenbearbeitung vermieden werden. Die Intensität der Erntegutbearbeitung während des Mähdrusch herabzusetzen, durch Hochschnitt-Verfahren, reduzierte Häckselgutaufbereitung und optimierte Querverteilung, muss genauso kritisch im Kontext der Effektivität beurteilt werden, da die erzielbaren Effizienzgewinne nicht weniger umfangreich als in der Bodenbearbeitung ausfallen.

Neben detaillierten Technologieanalysen ist, analog den Zielstellungen im Forschungsprojekt, die szenarienbasierte Berechnung des Kraftstoffeinsatzes in landwirtschaftlichen Verfahrensketten eine zentrale Modell- und Methodenanwendung. Mit dem Ziel, Entscheidungsgrundlagen zur Kommunikation in Richtung politischer Akteure zu schaffen, können Szenarien individuell und anwendungsspezifisch formuliert und umgesetzt werden. Im Kontext der aktuellen EU-Klimaziele wird eine sektorspezifische Bilanzierung und Nachweisführung der CO<sub>2</sub>-Emissionen notwendig. In Kombination mit einem Verfahrensmodell eignet sich das *Hohenheimer Maschinenmodell* besonders, um dieser Forderung für den Bereich Landtechnik nachkommen zu können. Der Beitrag der Landtechnik-Branche, mit den durch kompetitive Innovationskraft hervorgebrachten effizienzsteigernden Technologien die Erreichung der

EU-Klimaziele zu unterstützen, kann dadurch methodisch fundiert quantifiziert werden. Am Beispiel des Modellbetriebs Süd-Hannover wird dieses Anwendungsgebiet in den beiden Szenarien der FF3 und FF5 vorgeführt, wobei der Fokus auf dem Beitrag einer gesteigerten Maschineneffizienz durch Einsatz der oben analysierten Technologien liegt. Aus Sicht klimapolitischer Zielstellungen kann zunächst der Eindruck entstehen, dass die auf Maschinen-ebene erreichbaren Effizienzsteigerungen im Einzelnen hinter den aus Verfahrensänderungen resultierenden Verbrauchsreduktionen zurückstehen. Allerdings ist durch die Summe an Technologien und Maßnahmen eine beachtliche Tragweite erzielbar. **Bild 79** greift das Gesamtergebnis auf und ordnet die Potentiale den einzelnen Verfahrensketten zu. Die Reduktion des flächenbezogenen Verbrauchs  $B_A$  in der FF3 auf durchschnittlich  $72,9 \text{ l/ha}$  entspricht einer relativen Verbrauchs- und damit  $\text{CO}_2$ -Reduktion von 26 %, vgl. [250, 252]. Aufgrund der Technologieauswahl werden keine Einflüsse auf die Erträge in den Verfahrensketten erwartet, weshalb sich der erntemengenbezogene Verbrauch  $B_{m,GE}$  analog dazu verringert und  $8,9 \text{ l/t}$  beträgt.



**Bild 79:** Verbrauchsreduktion durch Technologieeinsatz in beiden Fruchtfolgen

In ähnlicher Größenordnung tragen alle Verfahrensketten zum Gesamtergebnis bei, was dafür spricht, dass die untersuchten Technologien auch in unterschiedlich ausgeprägten Verfahren eine ähnliche Effizienzsteigerung ermöglichen. Die relative Einsparung in der Fruchtfolge entspricht einer absoluten Reduktion des Kraftstoffverbrauchs in Höhe von  $4.240 \text{ l/Jahr}$ . Damit kann der Modellbetrieb Süd-Hannover  $11.024 \text{ kg CO}_2/\text{Jahr}$  durch den Einsatz von Technologien zur Steigerung der Maschineneffizienz einsparen. Das Gesamtergebnis für die FF5 fällt aufgrund der intensiveren Bodenbearbeitung etwas höher aus. Die relative Einsparung mit 26,3 % in der ganzen Fruchtfolge entspricht einer Reduktion der  $\text{CO}_2$ -Emissionen um  $11.908 \text{ kg CO}_2/\text{Jahr}$ .

Aufgrund der mit dem Zwischenfruchtanbau einhergehenden häufigeren Bodenbearbeitung fällt die Effizienzsteigerung in der Sommergerste am höchsten aus. In beiden Fruchtfolgen dominieren generell die Potentiale aus der Bodenbearbeitung die geringen Unterschiede in den relativen Einsparungen einzelner Verfahrensketten. Der Verbrauchsunterschied bei  $B_{m,GE}$  zwischen den Fruchtfolgen bleibt weiterhin bestehen, da keine Veränderungen mit Einfluss auf pflanzenbauliche Aspekte vorgenommen werden. Auch in unterschiedlich ausgeprägten Fruchtfolgen können die maschinenbezogenen Einflüsse also vergleichbare Wirkungen erzielen, vorausgesetzt, die Verfahrensketten schließen mit der Körnerfruchternte ab. Wichtig ist abschließend darauf hinzuweisen, dass die zu Beginn der Arbeit angeführten übrigen drei Handlungsfelder Prozesseffizienz, Bedienereffizienz und alternative Antriebe nach [12] ebenso einen Beitrag liefern können. In eine umfassende Gesamtbewertung der Brancheneinflüsse auf die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen müssen sie gleichsam einbezogen werden. Die Methode dafür ist geschaffen und kann in weiten Teilen identisch eingesetzt werden. Die Veröffentlichungen aus dem Forschungsprojekt EKoTech geben weiteren Aufschluss über die Ergebnisse [250, 252].

## 6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Der Kraftstoffverbrauch ist aus ökologischer und ökonomischer Sicht ein gewichtiger Faktor in landwirtschaftlichen Verfahrensketten. Die daraus resultierenden CO<sub>2</sub>-Emissionen erfahren im Kontext der europäischen Zielvorgaben zur Minderung der Treibhausgasemissionen auch auf politischer Ebene zunehmende Bedeutung [3, 4]. Nationale Umsetzungen legen maximale Grenzwerte für die Zukunft fest, die von allen Sektoren gemäß der Berichtspflichten eingehalten werden müssen [5, 6]. Der Handlungsdruck zur Steigerung der Gesamtenergieeffizienz steigt also auch aufgrund politischer Forderungen und ist folglich eine wichtige Maxime bei der Optimierung landwirtschaftlicher Maschinen und Verfahren in Forschung und Entwicklung. Dabei hat ein marktorientierter Ansatz, von Innovationsfähigkeit getragen und durch freien Wettbewerb getrieben, ein höheres Potential zur nachhaltigen CO<sub>2</sub>-Reduktion, als mit legislativ vorgegebenen Grenzwerten verbrennungsmotorischer Emissionen erzielt werden kann [8]. Die größten Effekte sind darüberhinaus zu erwarten, wenn die Effizienzsteigerung in prozessorientierten Denkansätzen umgesetzt und auf alle Maschinen und Prozesse der Verfahrensketten ausgeweitet wird. Handlungsfelder zur CO<sub>2</sub>-Reduktion lassen sich daher auch in den vier Bereichen Maschineneffizienz, Prozesseffizienz, Bedienereffizienz und bei den alternativen Antriebsarten erschließen [12].

Eine Berechnung und Bewertung der durch Einsatz effizienzsteigernder Technologien erzielbaren Verbrauchs- und damit CO<sub>2</sub>-Reduktion in landwirtschaftlichen Verfahrensketten ist daher von akuter Relevanz für die landwirtschaftliche Praxis, politische Entscheidungsträger und Akteure im Bereich Forschung und Entwicklung von Landtechnik. Bisher stehen dafür jedoch keine geeigneten Werkzeuge zur Verfügung. Mit der Entwicklung einer virtuellen Bewertungsumgebung leistet die vorliegende wissenschaftliche Ausarbeitung in diesem Bereich einen wesentlichen Beitrag. Deren Anwendung erfolgt für konkrete Technologien und Maßnahmen zur Steigerung der Maschineneffizienz und ausgewählten Aspekten der Prozesseffizienz am Beispiel einer vollständigen Fruchtfolge aus Verfahrensketten mit Körnerfruchternte.

Die Modellerstellung gründet auf dem von Hanke et al. [13] vorgeschlagenen Ansatz, den Kraftstoffverbrauch aus der Berechnung in zwei autarken Teilmodellen zusammenzusetzen. Mit dem in dieser Arbeit entwickelten *Hohenheimer Maschinenmodell* wird eine Simulationsumgebung erstellt, die zeitbezogene Kraftstoffverbräuche (in 1/h) landwirtschaftlicher Maschinenkombinationen definierter Leistungsklassen für statische Betriebspunkte in einzelnen Teilzeiten

simuliert. Ein vereinfachtes Verfahrensmodell, gegenüber dem von Hanke et al. [13] gezeigten, liefert im Rahmen dieser Arbeit als Gegenstück die zugehörigen Zeitbedarfe (in h) in den Teilzeiten. Die auf Maschinenkombinationen aufgesetzte modulare Modelltopologie ermöglicht flexible Zusammensetzungen aus einem Fahrzeug mit bis zu zwei Arbeitsgeräten im Front- und drei im Heck-Anbau. Als Fahrzeug-Modul wird ein Simulationsmodell für Standardtraktoren mit Lastschalt- und Stufenlosgetriebe aufgebaut, das sich durch einen detaillierten komponentenbasierten Aufbau auszeichnet, wobei gleichzeitig auf praktikable Parametrierbarkeit geachtet ist. Die Rückwärtssimulation folgt der Last vom Arbeitsgerät über die drei möglichen Leistungspfade Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikleistung zum Verbrennungsmotor. Kennfeldbasierte Komponentenabbildungen berücksichtigen die jeweiligen Leistungsverluste und -bedarfe für Nebenaggregate. Zur Lastsynthese seitens der Arbeitsgeräte sind etablierte Berechnungsmodelle aus der Literatur eingebunden. Am Beispiel der Kreisel- und der Kurzscheibenegge werden alternativ eigene Modellgleichungen aus Messdaten entwickelt.

Der Schwerpunkt ist in der Modellerstellung für Mähdrescher, als weiteres Fahrzeug-Modul, gesetzt. Am Aufbau des Traktorenmodells angelehnt sind zusätzlich Module für Prozesskomponenten vorgesehen. Ein hydrostatischer Fahrtrieb wird berücksichtigt, für dessen Parametrierung Wirkungsgradkennfelder entwickelt sind. Zur Last- und Leistungsanalyse der Prozesskomponenten ist, am Beispiel eines aktuellen Hybrid-Mähdreschers der Leistungsklasse 300 kW, ein Versuchsträger mit Messtechnik ausgestattet und in umfangreichen Feldversuchen während der Ernten 2017 – 2019 eingesetzt worden. Datengrundlagen zur Modellparametrierung können für verschiedene Feldfrüchte erhoben werden.

Um die Modellanwendung für einen breiten Applikationsraum abzusichern, werden unterschiedliche Datenquellen im Validierungsprozess der Maschinenkombinationen Traktor mit Arbeitsgerät sowie Mähdrescher genutzt. Neben Messdaten aus Feldversuchen für Feldarbeit und Straßenfahrt wird der reale Traktorentest *DLG-PowerMix* als virtuelle Versuchsumgebung umgesetzt und auf verschiedene Leistungsklassen angewendet. Insgesamt kann ein valides Verhalten für unterschiedlichste Modellanwendungen nachgewiesen werden.

Die Potentialbewertung effizienzsteigernder Technologien erfolgt fokussiert auf einen virtuellen Modellbetrieb, der beispielhaft typische Verfahrensketten mit Körnerfruchternte in der Region Süd-Hannover repräsentiert. Auch die Tragweite der Erkenntnisse fokussiert sich auf die beispielhafte Anwendung und ist bei Übertragung auf andere Rahmenbedingungen

kritisch zu prüfen. Die Optimierungspotentiale werden an zwei Szenarien, einer drei- und einer fünfgliedrigen Fruchtfolge, entlang der einzelnen Verfahrensschritte herausgearbeitet. Für einen effizienten Einsatz von Traktoren ergeben sich konkrete Empfehlungen aus den Einzeltechnologieanalysen. Bestätigt und mit konkreten Zahlenwerten zur Effizienzsteigerung bzw. Verbrauchsreduktion (bezogen auf den Verbrauch der Traktoren in der gesamten Fruchtfolge) untermauert werden können die positiven Effekte niedriger Motordrehzahlen. Deutlich wird dies für eine Motorkennfeldoptimierung durch Nenndrehzahl-Absenkung (6,5 %), eine Drehzahlreduktion bei Straßenfahrten (2,5 %), eine Drehzahlreduktion bei Feldarbeiten durch Wahl einer verbrauchsorientierten Fahrstrategie (5,2 %) und bei Arbeiten mit Zapfwellenantrieb durch stufenlose Antriebskonzepte (2,4 %). Vorteile eines reduzierten Leistungsbedarfs ungenutzter Nebenverbraucher, zeigen sich durch Einsatz einer LS-Arbeitshydraulik (5,6 %) oder eines bedarfsgerecht angetriebenen Kühlerlüfters (2,6 %). Einflüsse optimierter Traktionsbedingungen auf den Kraftstoffverbrauch werden in der Bodenbearbeitung detailliert analysiert. Sie können den Verbrauch insgesamt durch Wahl des Reifentyps, des Reifendrucks und der Ballastierung um 2,7 % senken. Beim Mähdrusch zeigt sich, dass durch geringere Prozessintensitäten hohe Effekte erzielt werden können. Hochschnitt-Verfahren (7,2 %), reduzierte Häckselintensitäten (3,8 %) und eine weniger leistungsintensive Strohverteilung (1,7 %) senken den Verbrauch für den Ernteprozess deutlich, wobei eine Einflussbewertung auf pflanzenbauliche Aspekte aussteht. Optimierungen auf Maschinenebene reichen von einer durchsatzgesteigerten Korntankentleerung (0,8 %) bis zum bedarfsgerechten Kühlerlüfterantrieb (6,2 %). Aus einflussanalytischer Sicht muss die Relevanz von Verfahrensschritten mit geringer Maschinenauslastung, wie es bei Pflegemaßnahmen häufig vorkommt, hervorgehoben werden, da sie wesentlich zum Gesamtverbrauch beitragen. Um maximale Effekte zu entfalten, müssen Optimierungen durch Technologieeinsatz also entlang der gesamten Fruchtfolge umgesetzt werden. Insgesamt wird am Beispiel des Modellbetriebs Süd-Hannover ein Potential von 26 % identifiziert, das sich aus optimierter Maschineneffizienz ergibt. Aspekte einer verbesserten Prozesseffizienz, wie sie bspw. für reduzierte Bodenbearbeitungsintensitäten untersucht sind, greifen in ihrer Wirkung darüber hinaus, bedürfen jedoch betriebsindividueller Prüfungen der Umsetzbarkeit.

Mit den Ergebnissen dieser Arbeit wird ein wichtiger Beitrag in Richtung der eingangs angesprochenen Akteure geleistet. Die landwirtschaftliche Praxis findet auf Basis der Technologieanalysen Hinweise bei der Technologieauswahl und Empfehlungen für den Maschineneinsatz.

Abschätzung zur ökonomischen Bewertung können darauf aufbauen. Bei ähnlich gestalteten Verfahrensketten ist die Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf Betriebe anderer Regionen gegeben und erhöht den Nutzerkreis. Für die Forschung und Entwicklung wird deutlich, in welchen Bereichen wirkungsvolle Handlungsfelder bestehen, um effiziente Technologien zu platzieren. Erst anhand gesamtbetrieblicher Analysen vollständiger Fruchtfolgen können realistische Einordnungen erfolgen. In Richtung politischer Entscheidungsträger kann aufgezeigt werden, wie hoch CO<sub>2</sub>-Reduktionen aufgrund einer durch Technologieeinsatz gesteigerten Maschineneffizienz in landwirtschaftlichen Verfahrensketten ausfallen können.

Darüber hinaus wird im Bereich Mähdrescher ein wertvoller Beitrag zur allgemeinen Datenverfügbarkeit der Leistungsbedarfe von Prozesskomponenten im Ernteeinsatz geleistet, der in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen werden kann.

Aus methodischer Sicht steht eine leistungsfähige Simulationsumgebung zur Verfügung, um den Einfluss effizienzsteigernder Technologien und Maßnahmen unter verschiedenen Rahmenbedingungen darzustellen. Ansätze zur Weiterentwicklung entstehen aus der Vielfalt landwirtschaftlicher Betriebe. Eine stärkere Berücksichtigung der verschiedenen Dimensionen heterogener Bedingungen bei der Feldbewirtschaftung sowie eine kontinuierliche Erweiterung der Maschinenmodelle und Leistungsklassen für weitere Verfahrensketten außerhalb der Körnerfruchternte sind hier zu nennen. Generell sollte das Ziel angestrebt werden, den unterschiedlichen Akteuren direkten Zugang zu einem Gesamtsimulationsmodell aus der Zusammenführung des *Hohenheimer Maschinenmodells* mit dem Verfahrenmodell nach Trösken und Hanke [143, 145] zu ermöglichen. Eine Erweiterung um Module zur ökonomischen Gesamtbewertung der simulierten Verfahrensketten erhöht den Informationsgehalt weiter. Durch die Einbindung und Fusion mit extern erhobenen Maschinendaten, über passende Schnittstellenformate, kann als weitere Modularisierung individueller Nutzen für landwirtschaftliche Betriebe generiert werden.

## 7 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Böttinger, S.: Entwicklung der Energieeffizienz bei Landmaschinen. KTBL-Tagung Energieeffiziente Landwirtschaft, 08.–09. 04. 2008 Fulda. In: KTBL-Schrift 463. Darmstadt, S. 31–41.
- [2] Frerichs, L.: Das Thema: Energieeffizienz in der Landtechnik. CO<sub>2</sub>-Symposium, 12.–13. 03. 2013 Braunschweig. In: Energieeffizienz der Landtechnik - Potentiale zur CO<sub>2</sub>-Reduktion, S. 7–21.
- [3] N.N.: Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament, den Rat, den Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen - Ein Rahmen für die Klima- und Energiepolitik im Zeitraum 2020-2030. Europäische Kommission. Brüssel, Belgien 2014.
- [4] N.N.: Communication from the Commission of the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions - Forging a climate-resilient Europe - the new EU Strategy on Adaptation to Climate Change. Europäische Kommission. Brüssel, Belgien 2021.
- [5] N.N.: Gesetz zur Einführung eines Bundes-Klimaschutzgesetzes und zur Änderung weiterer Vorschriften, Bundes-Klimaschutzgesetz. Bundesgesetzblatt 2019 Teil 1 (2019) H. 48, S. 1–9.
- [6] N.N.: Entwurf eines Ersten Gesetzes zur Änderung des Bundes-Klimaschutzgesetzes, Drucksache 19/30230. Bundesregierung. Berlin 2021.
- [7] Flaig, H.: Treibhausgasemissionen aus der Landwirtschaft. Landinfo (2017) H. 5, S. 4–8.
- [8] Nacke, E.: Klimaschutz: CO<sub>2</sub>-Strategie der Landtechnikindustrie. CO<sub>2</sub>-Symposium, 12.–13. 03. 2013 Braunschweig. In: Energieeffizienz der Landtechnik - Potentiale zur CO<sub>2</sub>-Reduktion, S. 216–229.
- [9] Nacke, E.; Fleck, B.; Böttinger, S.; Frerichs, L.; Hanke, S.: Der Weg zur freiwilligen Selbstverpflichtung der europäischen Landtechnikindustrie zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 301–308.

- [10] N.N.: Baureihe 51, Baureihe 51-1, Schrägachsen-Verstellmotoren, Technische Information: 520L0703. Sauer-Danfoss GmbH und Co. OHG. Neumünster 2011.
- [11] Pichlmaier, B.; Hannukainen, P.; Godbole, R.: A global Approach to Energy Efficiency. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08.–09. 11. 2013 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2193. Düsseldorf: VDI Verlag 2013, S. 495–506.
- [12] N.N.: Lexion 770-620, Betriebsanleitung, Firmenschrift: 00 0290 145 4. Claas KGaA mbH. Harsewinkel 2011.
- [13] Hanke, S.; Frerichs, L.; Fleck, B.; Nacke, E.: Methode zur Ermittlung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Landmaschinen in einer Verfahrenskette. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 309–314.
- [14] KTBL (Hrsg.): Betriebsplanung Landwirtschaft 2018/19, Daten für die Betriebsplanung in der Landwirtschaft. 26. Auflage. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e. V. 2018.
- [15] Fischer, G.; Wolff, G.: Rahmenmethodik zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs landtechnischer Arbeitsmittel für Feldarbeiten und landwirtschaftlichen Transport. Agrartechnik 33 (1983) H. 8, S. 366–368.
- [16] Fröba, N.: Benötigte Traktormotornennleistung bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik 50 (1995) H. 5, S. 227–282.
- [17] Fröba, N.; Funk, M.: Teilzeitspezifische Dieselbedarfskalkulation bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik 59 (2004) H. 1, S. 38–39.
- [18] Degrell, O.; Feuerstein, T.: DLG-PowerMixTM - Ein praxisorientierter Traktortest. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 07.–08. 11. 2003 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 1798. Düsseldorf: VDI Verlag 2003, S. 339–345.
- [19] Fröba, N.: Benötigte Traktormotornennleistung bei landwirtschaftlichen Arbeiten. KTBL-Arbeitsblatt Landtechnik und Pflanzenbau (2008) H. 255, S. 1–12.
- [20] Fröba, N.; Funk, M.: Dieseldieselkraftstoffbedarf bei landwirtschaftlichen Arbeiten, KTBL-Heft 58. Darmstadt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e. V. 2005.
- [21] Grisso, R. D.; Kocher, M. F.; Vaughan, D. H.: Predicting tractor fuel consumption. Applied Engineering in Agriculture 20 (2004) H. 5, 1–15.

- [22] N.N.: ASABE Standard: ASAE EP496.3, Agricultural Machinery Management (2006), S. 384–390.
- [23] N.N.: Position Paper: Optimising our industry 2 reduce emissions. Committee for European Construction Equipment and European Agricultural Machinery. Brüssel, Belgien 2011.
- [24] Hoy, R. M.; Kocher, M. F.: The Nebraska Tractor Test Laboratory: 100 Years of Service. Agricultural Equipment Technology Conference, 10.–12.02.2020 Louisville (Kentucky), USA. In: ASABE Distinguished Lecture Series No. 41. St. Joseph (MI), USA, S. 1–14.
- [25] Srivasta, A. K.; Goering, E. C.; Rohrbach, R. P.; Buckmaster, D. R.: Machinery Selection and Management, Chapter 15. In: Engineering principles of agricultural machines. St. Joseph (MI), USA: ASABE 2006, S. 525–551.
- [26] Harrigan, T. M.; Rotz, C. A.: Draft Relationships for Tillage and Seeding Equipment. Applied Engineering in Agriculture 11 (1995) H. 6, S. 773–783.
- [27] Rotz, C. A.; Muhtar, H. A.: Rotary Power Requirements for Harvesting and Handling Equipment. Applied Engineering in Agriculture 8 (1992) H. 6, S. 751–757.
- [28] Sopegno, A.; Calvo, A.; Berruto, R.; Busato, P.; Bocthis, D.: A web mobile application for agricultural machinery cost analysis. Computers and electronics in agriculture 130 (2016), S. 158–168.
- [29] Sahu, R. K.; Raheman, H.: A decision support system on matching and field performance prediction of tractor-implement system. Computers and Electronics in Agriculture 60 (2008) H. 1, S. 76–86.
- [30] Brixius, W. W.: Traction Prediction Equations for Bias Ply Tires. ASAE Paper 87-1622 (1987), S. 1–9.
- [31] Abbaspour-Gilandeh, Y.; Omid, M.; Keyhani, A.: Simulation program for predicting tractor field performance. International Agricultural Engineering Conference, 03.–06.12.2007 Bangkok, Thailand. In: Proceedings of the International Agricultural Engineering Conference. Thailand: Asian Association for Agricultural Engineering 2007, S. 1–9.
- [32] Colvin, T. S.; McConnell, K. L.; Catus, J. Brian: TERMS: A Computer Model for Field Simulation. Transactions of the ASAE 32 (1989) H. 2, S. 391–396.

- [33] Wismer, R. D.; Luth, H. J.: Off-Road Traction Prediction for Wheeled Vehicles. *Journal of Terramechanics* 10 (1973) H. 2, S. 8–14.
- [34] Kocher, M. F.; Smith, B. J.; Hoy, R. M.; Woldstad, J. C.; Pitla, S. K.: Fuel Consumption Models for Tractor Test Reports. *Transactions of the ASABE* 60 (2017) H. 3, S. 693–701.
- [35] N.N.: OECD Code 2 - standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance 2020.
- [36] Rebrov, O.; Kozhushko, A.; Kalchenko, B.; Mamontov, A.; Zakovorotniy, A.; Kalinin, E.; Holovina, E.: Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor. *EUREKA: Physics and Engineering* 4 (2020) H. 4, S. 90–100.
- [37] Rahimi-Ajdadi, F.; Abbaspour-Gilandeh, Y.: Artificial Neural Network and stepwise multiple range regression methods for prediction of tractor fuel consumption. *Measurement* 44 (2011) H. 10, S. 104–111.
- [38] Schulz, H.; Queitsch, K.: Motorbelastung und Kraftstoffverbrauch des Traktors ZT 300 beim Grubbern. *Agrartechnik* 33 (1983) H. 8, S. 369–372.
- [39] Seeger, J.: Antriebsstrangstrategien eines Traktors bei schwerer Zugarbeit. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2001. Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik. Aachen: Shaker Verlag 2001.
- [40] Schreiber, M.; Schutte, B.; Kutzbach, H. D.: Kraftstoffverbrauch bei der Bodenbearbeitung. *Agrartechnische Forschung* 10 (2004) H. 4, S. 62–70.
- [41] Schreiber, M.; Schutte, B.; Kutzbach, H. D.: Kraftstoffverbrauch bei der Bodenbearbeitung. *Landtechnik* 59 (2004) H. 4, S. 204–209.
- [42] Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dissertation, Universität Hohenheim, 2006. Forschungsbericht Agrartechnik des Fachausschusses Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 442. Aachen: Shaker Verlag 2006.

- [43] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: Fuel Consumption of agricultural tractors. World Congress: Agricultural Engineering for a Better World/ EurAgEng/ VDI, 03.–07. 09. 2006 Bonn. In: VDI-Berichte, Nr. 1958. Düsseldorf: VDI Verlag 2006, S. 153–154.
- [44] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: Traction prediction for agricultural tires. 7th ISTVS Asia-Pacific Conference, 14.–16. 09. 2004 Changchun, China. In: Proceedings of the 7th Asia-Pacific Conference of the ISTVS. Hanover (NH), USA: ISTVS 2004, S. 141–153.
- [45] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: A traction prediction model for agricultural tyres. 10th European Conference of ISTVS, 03.–06. 10. 2006 Budapest, Ungarn. In: Proceedings of the 10th European Conference of ISTVS. Hanover (NH), USA: ISTVS 2006, S. 1–14.
- [46] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire traction performance. *Journal of Terramechanics* 44 (2007), S. 75–79.
- [47] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: Influence of soil and tire parameters on traction. *Research in Agricultural Engineering* 54 (2008) H. 2, S. 43–49.
- [48] Steinkampf, H.: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen - Numerische Beschreibung der Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen. *Landbauforschung Völkenrode* (1986) H. 80.
- [49] Weisbrodt, J.: Der Claas Xerion als selbstfahrende Säeinheit - Potentialanalyse für verschiedene Anbauregionen anhand eines Simulationmodells. Dissertation, Universität Hohenheim, 2016. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der VDI-MEG Nr. 564. Aachen: Shaker Verlag 2016.
- [50] Winkelhahn, P.; Frerichs, L.; Kriebel, B.: Antriebsstrangmodellierung am Beispiel eines Systemtraktors. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 22.–23. 11. 2016 Köln. In: VDI-Berichte, Nr. 2273. Düsseldorf: VDI Verlag 2016, S. 99–104.
- [51] Ritters, K.; Winkelhahn, P.; Frerichs, L.; Kriebel, B.: Determining saving potentials in a tractor drivetrain using a simulation model and measured operating data. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 297–302.
- [52] Lindgren, M.; Hansson, P.-A.: Effects of Engine Control Strategies and Transmission Characteristics on the Exhaust Gas Emissions from an Agricultural Tractor. *Biosystems Engineering* 83 (2002) H. 1, S. 55–65.

- [53] Reiter, H.: Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben. Dissertation, Technische Universität München, 1990. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 46. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [54] Lindgren, M.: A Transient Fuel Consumption Model for Non-road Mobile Machinery. *Biosystems Engineering* 91 (2005) H. 2, S. 139–147.
- [55] Pütz, R.; Brandl, M.; Lehner, J.: Analyse der Emissionen von Landmaschinen im Realbetrieb. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 465–474.
- [56] Putz, G.; Stempfer, G.: Simulation landwirtschaftlicher Maschinen im weichen Boden. *ATZoffhighway* 8 (2015) H. 1, S. 72–79.
- [57] Adam, H.; Stempfer, G.: Elektrifizierung in der Landtechnik, Methoden und Technologien zur Systemintegration. *ATZoffhighway* 10 (2017) H. 1, S. 28–33.
- [58] Bekker, M. G.: Theory of land locomotion, The mechanics of vehicle mobility. Dissertation, University of Michigan, 1956. Michigan: The University of Michigan Press 1956.
- [59] Wong, J. Y.; Reece, A. R.: Prediction of Rigid Wheel Performance Based on the Analysis of Soil-wheel Stresses - Part I. Performance of Driven Rigid Wheels. *Journal of Terramechanics* 1 (1967) H. 4, S. 81–98.
- [60] Kolator, B.; Bialobrzewski, I.: A simulation model of 2WD tractor performance. *Computers and electronics in agriculture* 76 (2011) H. 2, S. 231–239.
- [61] Karparvarfard, S. H.; H. Rahmanian-Koushkaki: Development of a fuel consumption equation: Testcase for a tractor chisel-ploughing in a clay loamsoil. *Biosystems Engineering* 130 (2015), S. 23–33.
- [62] Souza, E. G. de; Almeida, E. M.; Milanez, L. F.: Overall efficiency of tractors on concrete. *Transactions of the ASAE* 34 (1991) H. 6, S. 2333–2339.
- [63] Lee, J. W.; Kim, J. S.; Kim, K. U.: Computer simulations to maximise fuel efficiency and work performance of agricultural tractors in rotovating and ploughing operations. *Biosystems Engineering* 142 (2016), S. 1–11.

- [64] Khafizov, C.; Nurmiev, A.; Khafizov, R.; Adigamov, N.: Method of justification for parameters of tractor-implement unit with regards to their impact on crop productivity. 17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, 23.–25.05.2018 Jelgava, Latvia. In: Proceedings 17th International Scientific Conference Engineering for rural development. Jelgava, Latvia: LLU 2018, S. 176–185.
- [65] Khafizov, C.; Khafizov, R.; Nurmiev, A.; Galiev, I.: Justification of the optimal annual load on the tractor providing for its parameters stress on the formed crop. International scientific-practical conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources” (FIES 2019), 13.–14. 11. 2019 Samara, Russland. In: Proceedings of the international scientific-practical conference “Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources”. Samara, Russland: BIO Web of Conferences 2019, S. 1–6.
- [66] Nurmiev, A.; Khafizov, C.; Khafizov, R.; Ziganshin, B.: Optimization of main parameters of tractor working with soil-processing implement. 17th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, 23.–25.05.2018 Jelgava, Latvia. In: Proceedings 17th International Scientific Conference Engineering for rural development. Jelgava, Latvia: LLU 2018, S. 161–167.
- [67] Vitlox, O. W. C.; Michot, B.: Energy consumption in agricultural machines. European Invitational Expert Seminar on Life Cycle Assessments of Food Products, 25.–26.01. 1999 The Hague. In: Agricultural data for Life Cycle Assessments. The Hague: Agricultural Economics Research Institute (LEI) 2000, S. 70–90.
- [68] Lacour, S.; Burgun, C.; Perilhon, C.; Descombes, G.; Doyen, V.: A model to assess tractor operational efficiency from bench test data. Journal of Terramechanics 54 (2014), S. 1–18.
- [69] Duquesne, F.: A traction model for the optimisation of the degree of the utilisation of the tractor capacity. Dissertation, Universität Gent, Belgien, 1996.
- [70] Verschoore, R.; Duquesne, F.; Pieters, J.; Pollet, I.: A traction model for the optimisation of traction and slip distribution. International Conference on Agricultural Engineering, 30.06–04.07. 2002 Budapest, Ungarn. In: Proceedings of the International Conference on Agricultural Engineering, S. 1–8.

- [71] Zoz, F. M.: Predicting Tractor Field Performance. Transactions of the ASABE 15 (1972) H. 2, S. 249–255.
- [72] Zoz, F. M.: Predicting Tractor Field Performance (Updated). ASAE Paper 87-1623 (1987), S. 1–15.
- [73] Al-Hamed, S. A.; Grisso, R. D.; Zoz, F. M.; Bargen, K. von: Tractor Performance Spreadsheet for Radial Tires. Computers and electronics in agriculture 10 (1994), S. 45–62.
- [74] Grisso, R. D.; Perumpral, J. V.; Zoz, F. M.: Spreadsheet for Matching Tractors and Drawn Implements. Applied Engineering in Agriculture 23 (2007) H. 3, S. 259–265.
- [75] Al-Hamed, S. A.; Al-Janobi, A. A.; Saad, A.: An Object-Oriented Program to Predict Tractor and Machine System Performance. World Congress of Computers in Agriculture and Natural Resources, Proceedings of the 2002 Conference, 13.–15. 03. 2002 Iguacu Falls, Brasilien. In: World Congress of Computers in Agriculture and Natural Resources, Proceedings of the 2002 Conference. St. Joseph (MI), USA: American Society of Agricultural and Biological Engineers 2002, S. 5–24.
- [76] Al-Hamed, S. A.; Al-Janobi, A. A.: A program for predicting tractor performance in Visual C++. Computers and electronics in agriculture 31 (2001), S. 137–149.
- [77] Catalán, H.; Linares, P.; Méndez, V.: Tractor-PT: A traction prediction software for agricultural tractors. Computers and electronics in agriculture 60 (2008) H. 2, S. 289–295.
- [78] Kumar, R.; Pandey, K. P.: A program in Visual Basic for predicting haulage and field performance of 2WD tractors. Computers and electronics in agriculture 67 (2009) H. 1-2, S. 18–26.
- [79] Gee-Clough, D.; McAllister, M.; Pearson, G.; Evernden, D. W.: The Empirical Prediction of Tractor-Implement Field Performance. Journal of Terramechanics 15 (1978) H. 2, S. 81–94.
- [80] Gee-Clough, D.: Selection of tyre sizes for agricultural vehicles. Journal of Agricultural Engineering Research 25 (1980), S. 261–278.

- [81] Battiato, A.; Diserens, E.: Influence of Tyre Inflation Pressure and Wheel Load on the Traction Performance of a 65 kW MFWD Tractor on a Cohesive Soil. *Journal of Agricultural Science* 5 (2013) H. 8, S. 197–215.
- [82] Shmulevich, I.; Osetinsky, A.: Traction performance of a pushed/pulled drive wheel. *Journal of Terramechanics* 40 (2003) H. 1, S. 33–50.
- [83] Battiato, A.; Diserens, E.: Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice. *Soil and Tillage Research* 166 (2017), S. 18–32.
- [84] Diserens, E.; Battiato, A.: TASC3.0 - Prognose Bodengefährdung und Treibstoffverbrauch. ART-Bericht 766 (2013), S. 1–8.
- [85] Battiato, A.: Soil-tyre interaction analysis for agricultural tractors: Modelling of traction and soil damage. Dissertation, Universität Padua, Italien, 2014. Padua, Italien: Im Selbstverlag.
- [86] Harnisch, C.: Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2001. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12 Nr. 488. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [87] Bekker, M. G.: Die Mechanik der Geländefahrt. *Landtechnische Forschung* 3 (1963) H. 13, S. 70–78.
- [88] Harnisch, C.; Lach, B.; Jakobs, R.; Troulis, M.; Nehls, O.: A new tyre–soil interaction model for vehicle simulation on deformable ground. *Vehicle System Dynamics* 43 (2005) H. 1, S. 384–394.
- [89] Harnisch, C.; Lach, B.: Off road vehicles in a dynamic three-dimensional realtime simulation. 14th ISTVS International Conference, 20.–24. 10. 2002 Vicksburg, USA. In: *Proceedings of the 14th International Conference of the ISTVS*. Hanover (NH), USA: ISTVS 2002, S. 1–12.
- [90] Regazzi, N.; Maraldi, M.; Molari, G.: A theoretical study of the parameters affecting the power delivery efficiency of an agricultural tractor. *Biosystems Engineering* 186 (2019), S. 214–227.

- [91] Kutzbach, H. D.: Ein Beitrag zur Fahrmechanik des Ackerschleppers - Reifenschlupf, Schleppermasse und Flächenleistung. *Grundlagen der Landtechnik* 32 (1982) H. 2, S. 41–48.
- [92] Taghavifar, H.; Mardani, A.: Applying a supervised ANN (artificial neural network) approach to the prognostication of driven wheel energy efficiency indices. *Energy* 68 (2014), S. 651–657.
- [93] Taghavifar, H.; Mardani, A.; Hosseinloo, A. H.: Appraisal of artificial neural network-genetic algorithm based model for prediction of the power provided by the agricultural tractors. *Energy* 93 (2015) H. 2, S. 1704–1710.
- [94] Taghavifar, H.; Mardani, A.: On the modeling of energy efficiency indices of agricultural tractor driving wheels applying adaptive neuro-fuzzy inference system. *Journal of Terramechanics* 56 (2014), S. 37–47.
- [95] Taghavifar, H.; Mardani, A.: Evaluating the effect of tire parameters on required drawbar pull energy model using adaptive neuro-fuzzy inference system. *Energy* 85 (2015), S. 586–593.
- [96] Shafaei, S. M.; Loghavi, M.; Kamgar, S.: An extensive validation of computer simulation frameworks for neural prognostication of tractor tractive efficiency. *Computers and electronics in agriculture* 155 (2018), S. 283–297.
- [97] Gorjatschkin, W.: *Theorie des Pfluges - Grundlagen zu einer systematischen Berechnung der Pflüge*, Band 1. Moskau: Industrie-Verlag 1927.
- [98] Söhne, W.: Anpassung der Pflugkörperformen an höhere Fahrgeschwindigkeiten. *Grundlagen der Landtechnik* 10 (1960) H. 12, S. 51–62.
- [99] Söhne, W.: Einige Grundlagen für eine Landtechnische Bodenmechanik. *Grundlagen der Landtechnik* 6 (1956) H. 7, S. 11–27.
- [100] Qiong, G.; Pitt, R. E.; Ruina, A.: A Model to Predict Soil Forces on the Plough Mould-board. *Journal of Agricultural Engineering Research* 35 (1986), S. 141–155.
- [101] Godwin, R. J.; O'Dogherty, M. J.: Integrated soil tillage force prediction models. *Journal of Terramechanics* 44 (2007) H. 1, S. 3–14.

- [102] Ahmadi, I.: Development and evaluation of a draft force calculator for moldboard plow using the laws of classical mechanics. *Soil and Tillage Research* 161 (2016), S. 129–134.
- [103] Ahmadi, I.: Development and assessment of a draft force calculator for disk plow using the laws of classical mechanics. *Soil and Tillage Research* 163 (2016), S. 32–40.
- [104] Ahmadi, I.: A draught force estimator for disc harrow using the laws of classical soil mechanics. *Biosystems Engineering* 171 (2018), S. 52–62.
- [105] Vilde, A.; Rucins, A.: Simulation of the impact of the soil friction on the draft resistance of the plough body. 22nd European Conference on Modelling and Simulation, 03.–06.06.2008 Nicosia, Zypern. In: *Proceedings 22nd European Conference Modelling and Simulation*. Saarbrücken-Dudweiler: Digitaldruck Pirrot 2008, S. 37–41.
- [106] Ahmadi, I.: A torque calculator for rotary tiller using the laws of classical mechanics. *Soil and Tillage Research* 165 (2017), S. 137–143.
- [107] Ahmadi, I.: A power estimator for an integrated active-passive tillage machine using the laws of classical mechanics. *Soil and Tillage Research* 171 (2017), S. 1–8.
- [108] Thakur, T. C.: An investigation into mechanics of powered rotary tillage tools. Dissertation, Cranfield Institute of Technology, 1985. Cranfield, UK: Im Selbstverlag 1985.
- [109] Gebresenbet, G.: Dynamic Effects of Speed, Depth and Soil Strength upon Forces on Plough Components. *Journal of Agricultural Engineering Research* 51 (1992), S. 47–66.
- [110] Glancey, J. L.; Upadhyaya, S. K.: An improved technique for agricultural implement draught analysis. *Soil and Tillage Research* 35 (1995) H. 4, S. 175–182.
- [111] Al-Neama, A. K. A.; Herlitzius, T.: Neues Regressionsmodell mit einer Dummy-Variablen und geometrischen Zinkenparametern zur Vorhersage der horizontalen Kräfte einzelner Zinken. *Landtechnik* 71 (2016) H. 5, S. 168–174.
- [112] Al-Neama, A. K. A.; Herlitzius, T.: Vorhersagemodell für die Zugkraft von Standard-Einzelzinken auf der Basis von Bodenmechanik und Bodenprofilbewertung. *Landtechnik* 72 (2017) H. 3, S. 157–164.

- [113] Azimi-Nejadian, H.; Karparvarfard, S. H.; Naderi-Boldaji, M.; Rahmanian-Koushkaki, H.: Combined finite element and statistical models for predicting force components on a cylindrical mouldboard plough. *Biosystems Engineering* 186 (2019), S. 168–181.
- [114] Ibrahim, A.; Bentaher, H.; Hbaieb, M.; Maalej, A.; Mouazen, A. M.: Study the effect of tool geometry and operational conditions on mouldboard plough forces and energy requirement: Part 1. Finite element simulation. *Computers and electronics in agriculture* 117 (2015), S. 258–267.
- [115] Ucgul, M.; Saunders, C.: Simulation of tillage forces and furrow profile during soil-mouldboard plough interaction using discrete element modelling. *Biosystems Engineering* 190 (2020), S. 58–70.
- [116] Ucgul, M.; Saunders, C.; Fielke, J. M.: Discrete element modelling of tillage forces and soil movement of a one-third scale mouldboard plough. *Biosystems Engineering* 155 (2017), S. 44–54.
- [117] Saunders, C.; Ucgul, M.; Godwin, R. J.: Discrete element method (DEM) simulation to improve performance of a mouldboard skimmer. *Soil and Tillage Research* 205 (2021), Aufsatz 104764.
- [118] Mudarisov, S. G.; Gabitov, I. I.; Lobachevsky, Y. P.; Mazitov, N. K.; Rakhimov, R. S.; Khamaletdinov, R. R.; Rakhimov, I. R.; Farkhutdinov, I. M.; Mukhametdinov, A. M.; Gareev, R. T.: Modeling the technological process of tillage. *Soil and Tillage Research* 190 (2019), S. 70–77.
- [119] Ucgul, M.; Saunders, C.; Fielke, J. M.: Comparison of the discrete element and finite element methods to model the interaction of soil and tool cutting edge. *Biosystems Engineering* 169 (2018), S. 199–208.
- [120] Pitla, S. K.; Luck, J. D.; Werner, J.; Lin, N.; Shearer, S. A.: In-field fuel use and load states of agricultural field machinery. *Computers and electronics in agriculture* 121 (2016), S. 290–300.
- [121] Rößler, P.; Kautzmann, T.; Geimer, M.: Online parametrierbare Traktor-Gerätemodelle. *Landtechnik* 67 (2012) H. 4, S. 247–250.
- [122] Getzlaff, G.: Über die Bodenkräfte beim Pflügen bei verschiedener Körperform und Bodenart. *Grundlagen der Landtechnik* (1952) H. 3, S. 60–70.

- [123] Kogut, Z.; Sergiel, L.; Żurek, G.: The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance. *Biosystems Engineering* 151 (2016), S. 328–337.
- [124] Upadhyay, G.; Raheman, H.: Specific draft estimation model for offset disc harrows. *Soil and Tillage Research* 191 (2019), S. 75–84.
- [125] Lekaviciene, K.; Sarauskis, E.; Naujokiene, V.; Buragiene, S.; Kriauciuniene, Z.: The effect of the strip tillage machine parameters on the traction force, diesel consumption and CO<sub>2</sub> emissions. *Soil and Tillage Research* 192 (2019), S. 95–102.
- [126] Herberg, F.: Wirkungsmechanismen zapfwellengetriebener Bestellgeräte am Beispiel von Zinkenrotor und Kreiselege. Dissertation, Technische Universität München, 1988. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 150. Niederkleen: Wissenschaftlicher Fachverlag 1988.
- [127] Askari, M.; Abbaspour-Gilandeh, Y.: Assessment of adaptive neuro-fuzzy inference system and response surface methodology approaches in draft force prediction of subsoiling tines. *Soil and Tillage Research* 194 (2019), Aufsatz 104338.
- [128] Abbaspour-Gilandeh, Y.; Fazeli, M.; Roshanianfard, A.; Hernández-Hernández, M.; Gallardo-Bernal, I.; Hernández-Hernández, J. L.: Prediction of Draft Force of a Chisel Cultivator Using Artificial Neural Networks and Its Comparison with Regression Model. *Agronomy* 10 (2020) H. 4, S. 451–465.
- [129] Ucgul, M.; Saunders, C.; Fielke, J. M.: Discrete element modelling of top soil burial using a full scale mouldboard plough under field conditions. *Biosystems Engineering* 160 (2017), S. 140–153.
- [130] Fleczorek, T.: Effizienzbewertung von Antrieben mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Mähdeschers. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2013. Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge. Aachen: Shaker Verlag 2013.
- [131] Fillingham, R.; Blackmore, S.; Clare, D.; White, D. R.; Korte, H.; Kettelhoit, B.: Development of a model to optimise the energy requirement of a grain harvest. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 161–168.

- [132] Müller, C.; Anderl, T.; Böttinger, S.: Lastkollektive und Leistungsverteilung am Mähdrösch. *Landtechnik* 67 (2012) H. 4, S. 270–273.
- [133] Müller, C.; Häberle, S.; Böttinger, S.; Anderl, T.: Lastkollektive von Mähdröschern für spezifische Teilaufgaben beim Mähdrusch. *VDI-MEG Kolloquium Landtechnik*, 12.–13.09.2013 Hohenheim. In: *Mähdrösch*, Heft 40. Stuttgart, S. 33–40.
- [134] Häberle, S.: Anforderungs- und einsatzgerechte Auslegung von Fahrtrieben mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2019. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 609. Aachen: Shaker Verlag 2019.
- [135] Kalk, W.-D.; Hülsbergen, K.-J.: Energiebilanzen, Landwirtschaftsbetriebe unterschiedlicher Struktur und Bewirtschaftungsintensität im Vergleich. *Landtechnik* 51 (1996) H. 3, S. 132–133.
- [136] Kalk, W.-D.; Hülsbergen, K.-J.: Dieselkraftstoffeinsatz in der Pflanzenproduktion. *Landtechnik* 54 (1999) H. 6, S. 332–333.
- [137] Dyer, J. A.; Desjardin, R. L.: Simulated farm fieldwork, energy consumption and related greenhouse gas emissions in Canada. *Biosystems Engineering* 85 (2003) H. 4, S. 503–513.
- [138] Dyer, J. A.; Desjardins, R. L.: The Impact of Farm Machinery Management on the Greenhouse Gas Emissions from Canadian Agriculture. *Journal of Sustainable Agriculture* 22 (2003) H. 3, S. 59–74.
- [139] Dyer, J. A.; Desjardins, R. L.: A Simple Meta-Model for Assessing the Contribution of Liquid Fossil Fuel for On-Farm Fieldwork to Agricultural Greenhouse Gases in Canada. *Journal of Sustainable Agriculture* 27 (2005) H. 1, S. 71–90.
- [140] Moerschner, J.: Stoff- und Energiebilanzen von Ackerbausystemen unterschiedlicher Intensität, Eine Untersuchung an Rapsfruchtfolgen des Göttinger INTEX-Systemversuchs. Dissertation, Universität Göttingen, 2000. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der VDI-MEG Nr. 389. Berlin: [dissertation.de](http://dissertation.de)-Verlag 2000.

- [141] Sonnen, J.: Simulation von Ernteprozessketten für Siliergüter. Dissertation, Humboldt Universität zu Berlin, 2007. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) 454. Berlin: Im Selbstverlag 2007.
- [142] Hameed, I. A.; Bochtis, D. D.; Sørensen, C. G.; Vougioukas, S.: An object-oriented model for simulating agricultural in-field machinery activities. *Computers and electronics in agriculture* 81 (2012), S. 24–32.
- [143] Hanke, S.; Trösken, L.; Frerichs, L.: Entwicklung und Parametrierung eines objektorientierten Modells zur Abbildung von landwirtschaftlichen Verfahrensschritten. *Landtechnik* 73 (2018) H. 2, S. 22–36.
- [144] Winkler, B.; Frisch, J.: Weiterentwicklung der Zeitgliederung für landwirtschaftliche Arbeiten. 19. Arbeitswissenschaftliches Kolloquium des VDI-MEG Arbeitskreis Arbeitswissenschaften im Landbau, 11.–12. 03. 2014 Dresden. In: Bornimer Agrartechnische Berichte, Heft 83. Potsdam-Bornim: Leibniz-Institut für Agrartechnik Potsdam-Bornim e.V. 2014, S. 14–21.
- [145] Trösken, L.; Steinhaus, S.; Frerichs, L.: Verfahrenssimulation zur Ermittlung von Maschineneinsatzzeiten auf landwirtschaftlichen Betrieben. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 20.–21. 11. 2018 Leinfelden. In: VDI-Berichte, Nr. 2332. Düsseldorf: VDI Verlag 2018, S. 7–15.
- [146] N.N.: DIN EN ISO 9000:2005. Qualitätsmanagementsysteme - Grundlagen und Begriffe. 2006. Berlin: Beuth-Verlag 2006.
- [147] Wulfmeier, K.: Anforderungen an Methoden zur Effizienzbewertung von mobilen Maschinen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2016. Forschungsberichte aus dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge. Aachen: Shaker Verlag 2016.
- [148] Wulfmeier, K.; Frerichs, L.: Criteria for Efficiency Benchmarking of Mobile Machines. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08.–09. 11. 2013 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2193. Düsseldorf: VDI Verlag 2013, S. 475–482.
- [149] Steinhaus, S.; Trösken, L.; Frerichs, L.: Methodik zur Erfassung und Bewertung von qualitätsbestimmenden Parametern bei der Stoppelbearbeitung. VDI-MEG Tagung

- Landtechnik, 20.–21. 11. 2018 Leinfelden. In: VDI-Berichte, Nr. 2332. Düsseldorf: VDI Verlag 2018, S. 293–300.
- [150] Pichlmaier, B.; Honzek, R.: Traktionsmanagement für Grosstraktoren. *ATZoffhighway* 4 (2011) H. 2, S. 84–94.
- [151] Jenane, C.; Bashford, L. L.; Monroe, G.: Reduction of Fuel Consumption Through Improved Tractive Performance. *Journal of Agricultural Engineering Research* 64 (1996) H. 2, S. 131–138.
- [152] Damanauskas, V.; Janulevicius, A.; Pupinis, G.: Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage. *Journal of Agricultural Science* 7 (2015) H. 2, S. 55–67.
- [153] Janulevicius, A.; Damanauskas, V.: How to select air pressures in the tires of MFWD (mechanical front-wheel drive) tractor to minimize fuel consumption for the case of reasonable wheel slip. *Energy* 90 (2015) H. 1, S. 691–700.
- [154] Cipliene, A.; Gurevicius, P.; Janulevicius, A.; Damanauskas, V.: Experimental validation of tyre inflation pressure model to reduce fuel consumption during soil tillage. *Biosystems Engineering* 186 (2019), S. 45–59.
- [155] Zebrowski, J.: Traction efficiency of a wheeled tractor in construction operations. *Automation in Construction* 19 (2010) H. 2, S. 100–108.
- [156] Mederle, M.; Urban, A.; Fischer, H.; Hufnagel, U.; Bernhardt, H.: Optimierungspotenzial eines Standardtraktors im Straßentransport. *Landtechnik* 70 (2015) H. 5, S. 194–202.
- [157] Reckleben, Y.; Schäfer, N.; Weißbach, M.: Steigerung der Effizienz bei Straßentransporten mit unterschiedlichen Reifentypen für Traktoren. *Landtechnik* 68 (2013) H. 3, S. 196–201.
- [158] Vervaet, P.; Gandillet, M.: '2 in 1 tire' technology to allow maximal efficiency of the transmission chain in both road and field usage. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 447–452.

- [159] Molari, G.; Mattetti, M.; Varani, M.; Paolini, F.; Fiorati, S.; Mancinelli, P.; Stefek, K.; Di Dio, C.: Field performance of Trelleborg PneuTrac tyres. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08.–09. 11. 2019 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2361. Düsseldorf: VDI Verlag 2019, S. 57–62.
- [160] Fedde, T.; Peeters, M.; Stirnimann, R.: Soil pressure and pulling behaviour of standard and half-track tractor chassis concepts. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08.–09. 11. 2019 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2361. Düsseldorf: VDI Verlag 2019, S. 35–46.
- [161] Molari, G.; Bellentani, L.; Guarnieri, A.; Walker, M.; Sedoni, E.: Performance of an agricultural tractor fitted with rubber tracks. *Biosystems Engineering* 111 (2012) H. 1, S. 57–63.
- [162] Spagnolo, R. T.; Volpato, C. E. S.; Barbosa, J. A.; Palma, M. A. Z.; Barros, M. M. de: Fuel consumption of a tractor in function of wear, of ballasting and tire inflation pressure. *Engenharia Agrícola* 32 (2012) H. 1, S. 131–139.
- [163] Wieckhorst, J.; Fedde, T.; Frerichs, L.: Echtzeitmessung von Traktionsparametern eines Traktors bei der Bodenbearbeitung. *Landtechnik* 74 (2019) H. 1–2, S. 10–22.
- [164] Peeters, M.; Kloster, V.; Fedde, T.; Frerichs, L.: Integrierte Radlastmessung für Traktoren. *Landtechnik* 73 (2018) H. 4, S. 116–128.
- [165] Osinenko, P. V.; Geissler, M.; Herlitzius, T.: A method of optimal traction control for farm tractors with feedback of drive torque. *Biosystems Engineering* 129 (2015), S. 20–33.
- [166] Pichlmaier, B.; Buchner, T.: A fully integrated Traction Assistance System. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 211–218.
- [167] Pichlmaier, B. R.: Traktionsmanagement für Traktoren. Dissertation, Technische Universität München, 2012. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14 Nr. 143. Düsseldorf: VDI-Verlag 2012.
- [168] Brenninger, M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Dissertation, Technische Universität München, 2002. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik Nr. 526. Düsseldorf: VDI Verlag 2003.

- [169] Graf, M.; Brenninger, M. M.; Heindl, R.: CVDT, The Next Level in Tractor Transmission Technology. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, 39–44.
- [170] Himmelsbach, R.; Volpert, B.; Grad, K.: Electrified Front-Wheel Drive Concepts for Tractors Designed for Improved Traction Functions. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 31–38.
- [171] Woopen, T.: Antriebsstrangkonzeppte zur Realisierung eines adaptiven Vorderradantriebes für Traktoren mittlerer Leistungsklassen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 22.–23. 11. 2016 Köln. In: VDI-Berichte, Nr. 2273. Düsseldorf: VDI Verlag 2016, S. 91–98.
- [172] Matthies, H. J.; Renius, K. Th.: Einführung in die Ölhydraulik. 8. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag 2014.
- [173] Gugel, R.: Infinitely variable PTO transmission, Development and test results of an IV-PTO transmission. VDI-Tagung Getriebe in Fahrzeugen, 22.–23. 06. 2010 Kultur- und Congress-Centrum Graf-Zeppelin-Haus, Friedrichshafen. In: Internationaler VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen 2010. Düsseldorf: VDI-Verlag 2010, S. 309–318.
- [174] Igl, S.; Cappellaro, T.; Grad, K.: Power Shift PTO for Tractor Applications Operating under Load. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 11.–12. 11. 2011 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2124. Düsseldorf: VDI Verlag 2011, S. 387–392.
- [175] Birkmann, C.; Wieckhorst, J.; Frerichs, L.: Zapfwellenantriebskonzepte für Standardtraktoren - Historie, Gegenwart, Zukunft. ATZoffhighway 10 (2017) H. 4, S. 78–85.
- [176] Stoppel, A.: Die stufenlose Regelzapfwelle bei Traktoren. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 24.–25. 10. 1991 Braunschweig. In: VDI-MEG Tagung Landtechnik. Düsseldorf: VDI Verlag 1991.
- [177] Schumacher, A.; Harms, H.-H.: Potential von Traktormanagementsystemen mit leistungsverzweigten Getrieben. Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 22. 02. 2007 Karlsruhe. In: Tagungsband Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2007, S. 17–29.
- [178] Grad, K.: Getriebetechnologie für Traktoren. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 178–180.

- [179] Molari, G.; Sedoni, E.: Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. *Biosystems Engineering* 100 (2008) H. 2, S. 177–183.
- [180] Ziegler, J.; Bailly, G.; Pohlenz, J.: Rechnerische Verlustleistungsanalyse von stufenlosen Getriebesystemen am Beispiel des ZF Terramatic11. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 423–432.
- [181] Bietresato, M.; Friso, D.; Sartori, L.: Assessment of the efficiency of tractor transmissions using acceleration tests. *Biosystems Engineering* 112 (2012) H. 3, S. 171–180.
- [182] Pischetsrieder, T. M.; Mölle, R.: CVT-Getriebesteuerung für PKW und mobile Arbeitsmaschinen. *Landtechnik* 57 (2002) H. 5, S. 296–297.
- [183] Brunotte, D.; Seeger, J.: Kommunikation von Motor und Getriebe über CAN-Bus. *Agrartechnische Forschung* 5 (1999) H. 1, S. 54–67.
- [184] Brunotte, D.: Antriebsstrategie für den Teillastbereich beim Traktoreinsatz. *Landtechnik* 55 (2000) H. 5, S. 334–335.
- [185] Bergmann, D.; Petri, S.: Ganzheitliche Regelungskonzepte für Traktoren. *ATZoffhighway* 10 (2017) H. 4, S. 32–37.
- [186] Grisso, R. D.; Pitman, R. M.: Gear up and throttle down - saving fuel. *Virginia Cooperative Extension Paper* (2001), S. 1–6.
- [187] Peça, J. O.; Serrano, J. M.; Pinheiro, A.; Carvalho, M.; Nunes, M.; Ribeiro, L.; Santos, F.: Speed advice for power efficient drawbar work. *Journal of Terramechanics* 47 (2010) H. 1, S. 55–61.
- [188] Coffman, B. A.; Kocher, M. F.; Adamchuk, V. I.; Hoy, R. M.; Blankenship, E. E.: Testing Fuel Efficiency of a Tractor with a Continuously Variable Transmission. *Applied Engineering in Agriculture* 26 (2010) H. 1, S. 31–36.
- [189] Howard, C. N.; Kocher, M. F.; Hoy, R. M.; Blankenship, E. E.: Testing the Fuel Efficiency of Tractors with Continuously Variable and Standard Geared Transmissions. *Transactions of the ASABE* 56 (2013) H. 3, S. 869–879.
- [190] Stirnimann, R.; Engelmann, D.: Entwicklung bei Traktormotoren in den letzten 20 Jahren. *ATZoffhighway* 10 (2017) H. 4, S. 70–77.

- [191] Rosefort, Y.; Rajamani, V.; Maassen, F.; Wiartalla, A.: Integrative Konzepte zur Emissionsreduzierung und Abgasnachbehandlung. *ATZoffhighway* 6 (2013) H. 2, S. 4–12.
- [192] Molari, G.; Mattetti, M.; Lenzini, N.; Fiorati, S.: An updated methodology to analyse the idling of agricultural tractors. *Biosystems Engineering* 187 (2019), S. 160–170.
- [193] Pichlmaier, B.; Breu, W.; Szajek, A.: Elektrifizierung bei Traktoren. *ATZoffhighway* 7 (2014) H. 1, S. 78–88.
- [194] Kegel, V.; Tarasinski, N.: Batterieelektrischer Traktor, Ergebnisse des Feldtests und Simulationsmodell. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 22.–23. 11. 2016 Köln. In: VDI-Berichte, Nr. 2273. Düsseldorf: VDI Verlag 2016, S. 55–60.
- [195] Omari, A.; Heuser, B.; Wiartalla, A.; Bergmann, D.: Stromgenerierte Kraftstoffe für mobile Maschinen. *ATZoffhighway* 11 (2018) H. 2, S. 42–47.
- [196] Broda, A.; Allwörden, K. von; Töpfer, T.: Potenzial von Methan-basierten Kraftstoffen zum Betrieb von Traktoren und mobilen Arbeitsmaschinen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 481–498.
- [197] Ettl, J.; Thuneke, K.; Emberger, P.; Remmele, E.; Bernhardt, H.: Exhaust emissions and fuel consumption under real driving conditions on a tractor test stand, Results with dynamic test cycles based on real tractor works for exhaust emissions and fuel consumption testing. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 29–38.
- [198] Sadlowski, T.; Wichmann, V.; Buchholz, B.; Winkler, M.: Betriebsverhalten eines Traktormotors der Abgasstufe EU IV im Biodieselbetrieb. *ATZoffhighway* 11 (2018) H. 3, S. 52–57.
- [199] Remmele, E.; Eckel, H.; Widmann, B.: Regenerative Energieträger und alternative Antriebskonzepte für mobile Arbeitsmaschinen. *Landtechnik* 69 (2014) H. 5, S. 256–259.
- [200] Lipiński, A. J.; Markowski, P.; Lipiński, S.; Pyra, P.: Precision of tractor operations with soil cultivation implements using manual and automatic steering modes. *Biosystems Engineering* 145 (2016), S. 22–28.

- [201] Oberhaus, C.; Biller, H.; Keuper, G.; Stachnik, P.: Gewichtsübertragung vom Anbaupflug auf den Traktor. *Landtechnik* 60 (2005) H. 6, S. 330–331.
- [202] Moitzi, G.; Haas, M.; Wagentristl, H.; Boxberger, J.; Gronauer, A.: Energy consumption in cultivating and ploughing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing. *Soil and Tillage Research* 134 (2013), S. 56–60.
- [203] Marx, B.: Nickschwingungsdämpfung und Radlastmanagement für Traktorgespanne mit Starrdeichselverbindung, Dissertation, Universität Hohenheim, 2016. Dissertation, Universität Hohenheim, 2016. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 559. Aachen: Shaker Verlag 2016.
- [204] Weinmann, O.; Götz, M.; Wessels, T.; Rahe, F.: Elektrifizierung eines Traktors mit Anbaugerät, Ergebnisse der Feldversuche mit einem elektrifizierten Traktor. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2012 Karlsruhe. In: VDI-Berichte, Nr. 2173. Düsseldorf: VDI Verlag 2012, S. 45–50.
- [205] Tetzlaff, S.: Konzept und Erprobung des elektrischen Antriebsstranges eines Großflächenschwaders. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 145–150.
- [206] Lindner, P.: Hydraulische Antriebsachse für Agrar-Anhänger. *ATZoffhighway* 11 (2018) H. 1, S. 20–25.
- [207] Gumpoltsberger, G.; Weinmann, O.; Götz, M.; Randler, M.: ZF Innovationstraktor 2016, Optimale Effizienz durch Traktionsmanagement und Fahrerassistenz. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 22.–23. 11. 2016 Köln. In: VDI-Berichte, Nr. 2273. Düsseldorf: VDI Verlag 2016, S. 83–90.
- [208] Gugel, R.; Böhm, B.: Electrification as Enabler for New Tractor-Implement Solutions, Smart power system for implement traction drives and process drives. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 65–70.
- [209] Niemöller, B.; Thiel, M.: Potato harvester with an add on generator and an electric wheel drive - System design, field test, validation. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 08.–09. 11. 2013 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2193. Düsseldorf: VDI Verlag 2013, S. 151–156.

- [210] Bumberger, R.; Klinger, W.; Botev, D.: Electric traction drive on a plough, More power for the driveline. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 23–30.
- [211] Jokiniemi, T.; Suomi, P.; Linkolehto, R.; Ahokas, J.: Effect of cereal stubble management on the combine harvester performance and energy requirements. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal* 72 (2015) H. 4, S. 64–72.
- [212] N.N.: AE50 Awards. Resource engineering and technology for a sustainable world 23 (2016), S. 4–18.
- [213] Wacker, P.; Böttinger, S.: Abstreifen statt Mähen. *Landtechnik* 41 (1986) H. 10, S. 444–445.
- [214] Brinkmann, J.; Beulke, C.; Knierbein, C.; Ducrée, D.: Efficiency Increase in the Residue Management Process. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 411–417.
- [215] Lundin, G.: Reduced Combine Harvesting Power Demand by Adaption of the Straw Chopping Intensity, Field Trials during 2013 and 2014. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 169–174.
- [216] Flanhardt, M.; Acimas, A.; Herlitzius, T.; Korn, C.; Fehrmann, J.: Optimize the passive wide spreading of chopped straw on combine harvesters by using an alternative active principle. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 11.–12. 11. 2011 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2124. Düsseldorf: VDI Verlag 2011, S. 39–46.
- [217] Brockmann, M.; Brandhofe, K.: Entwicklung eines neuen Kühlkonzeptes unter Berücksichtigung der speziellen Anforderungen eines Mähdeschers. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2012 Karlsruhe. In: VDI-Berichte, Nr. 2173. Düsseldorf: VDI Verlag 2012, S. 271–276.
- [218] Bultschneider, R.; Strieker, N.: Alles elektrisch? Entwicklungen in der mobilen Arbeitshydraulik am Beispiel eines CLAAS LEXION, Anforderungsgerechte Auslegung von Hydrauliksystemen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 439–448.

- [219] Behra, J. P.: Development of a combine with increased road speed, The 40 kph driveline of the new LEXION 750 TERRA TRAC. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 27.–28. 10. 2010 Braunschweig. In: VDI-Berichte, Nr. 2111. Düsseldorf: VDI Verlag 2010, S. 465–470.
- [220] N.N.: Agritechnica Innovation Magazine 2019. DLG e.V. Frankfurt am Main 2019.
- [221] Wöbcke, S.; Herlitzius, T.: Mährescherschneidwerk mit elektrifizierten Funktionsantrieben – Konzept und erste Feldversuchsergebnisse. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 137–144.
- [222] Bernhard, B.: Untersuchungen zur Bewertung stufenloser Fahrtriebe für Mähdreher. Dissertation, Universität Hohenheim, 2011. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 499. Aachen: Shaker Verlag 2011.
- [223] Moitzi, G.; Boxberger, J.: Kraftstoffverbrauch und Reduktionspotenziale. 10. Wissenschaftstagung Ökologischer Landbau, 11.–13. 02. 2009 ETH Zürich. In: Beiträge zur 10. Wissenschaftstagung Ökologischer Landbau, Band 1. Berlin: Verlag Dr. Köster 2009, S. 394–397.
- [224] Dutzi, S.: Bewertung unterschiedlicher Bodenbearbeitungs- und Säverfahren anhand technischer, pflanzenbaulicher, bodenkundlicher und ökonomischer Parameter im Rahmen eines großflächigen Dauerversuchs. Dissertation, Universität Hohenheim, 2006. Stuttgart: Im Selbstverlag 2006.
- [225] Herlitzius, T.; Grosa, A.; Hengst, M.; Przybyla, M.: Bodenbearbeitungstechnik. In: Jahrbuch Agrartechnik 2019, Bd. 31. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge 2020, S. 107–121.
- [226] Herlitzius, T.; Grosa, A.: Bodenbearbeitung. In: Jahrbuch Agrartechnik 2013, Bd. 25. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge 2013, S. 88–98.
- [227] Hernanz, J. L.; Sánchez-Girón, V.; Navarrete, L.; Sánchez, M. J.: Long-term (1983–2012) assessment of three tillage systems on the energy use efficiency, crop production and seeding emergence in a rain fed cereal monoculture in semiarid conditions in central Spain. *Field Crops Research* 166 (2014), S. 26–37.

- [228] Szalay, T.; Moitzi, P.; Liebhard, P.; Weingartmann, H.: Einfluss unterschiedlicher Bodenbearbeitungssysteme auf Kraftstoffverbrauch und Arbeitszeitbedarf für den Winterweizenanbau im semiariden Produktionsbetrieb. *Die Bodenkultur - Journal for Land Management, Food and Environment* 66 (2015) H. 1–2, S. 39–48.
- [229] Herlitzius, T.; Grosa, A.; Bögel, T.: Bodenbearbeitungstechnik. In: *Jahrbuch Agrartechnik 2017*, Bd. 29. Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge 2018, S. 92–102.
- [230] Degrell, O.; Feuerstein, T.: DLG-PowerMix™ - a practical tractor test. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 04.–05. 11. 2005 Hannover. In: *VDI-Berichte*, Nr. 1895. Düsseldorf: VDI Verlag 2005, S. 65–76.
- [231] N.N.: CASE IH Magnum 340 - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2010-679. DLG e.V. Groß-Umstadt 2010.
- [232] N.N.: Fendt 936 Vario, DLG-Prüfbericht. profi (2008) H. 7, S. 12–17.
- [233] Ai, A.; Tauber, H.-J.: DLG PowerMix Chassis Dynamometer – The field on a test bench, Concept phase and Implementation. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: *VDI-Berichte*, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 1–12.
- [234] Ortiz-Canavate, J.; Gil-Serra, J.; Casanova-Kindelán, J.; Gil-Quirós, V.: Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmission based on OECD tests. *Applied Engineering in Agriculture* 25 (2009) H. 4, 6.
- [235] Schwehn, J.; Häberle, S.; Böttinger, S.: Development of energy requirements of tractors and implements. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: *VDI-Berichte*, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, 237–244.
- [236] Back, P.; Hodel, B.; Pirro, P.; Stark, W.: Replication of the DLG PowerMix Tractor Fuel Consumption Test in a Laboratory Environment. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 11.–12. 11. 2011 Hannover. In: *VDI-Berichte*, Nr. 2124. Düsseldorf: VDI Verlag 2011, S. 209–216.
- [237] Pieke, C.; Stark, W.; Pfister, F.; Schyr, C.: DLG-PowerMix auf dem Leistungsprüfstand. *ATZoffhighway* 10 (2017) H. 2, S. 26–31.

- [238] Stark, W.; Pieke, C.: Efficiency Optimization by Using "Vehicle in the Loop" Test Methodology. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 399–406.
- [239] Pütz, M.; Hörner, R.: Kreiselegge Zirkon 10 mit Dual-Shift-Getriebe, Prüfbericht Nr. 5227 F. DLG e.V. Groß-Umstadt 2003.
- [240] Ettl, J.; Thuneke, K.; Remmele, E.; Emberger, P.; Huber, G.; Bernhardt, H.: Real driving emissions of tractors during field work and on the test stand. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 11. 2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 391–398.
- [241] Putz, G.; Stempfer, G.; Edlmayr, J.: Potential of "Soft Soil – Tire interaction Simulation" for Agricultural Vehicle and Implement Optimization, Dynamic simulation of vehicle, trailer and implement to investigate the impact of weight and power distribution for efficiency and new design approaches. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 179–190.
- [242] Clare, D. A.; Metcalfe, M. W. J.; Fillingham, R.; White, D. R.; Korte, H.: Real world measurement of carbon dioxide emissions of an agricultural tractor using a portable emissions measurement system. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 06.–07. 11. 2015 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2251. Düsseldorf: VDI Verlag 2015, S. 21–28.
- [243] Bauer, F.; Porteš, P.; Slimařík, D.; Čupera, J.; Fajman, M.: Observation of load transfer from fully mounted plough to tractor wheels by analysis of three point hitch forces during ploughing. *Soil and Tillage Research* 172 (2017), S. 69–78.
- [244] Lober, M.: ML 200 kontra Lastschaltgetriebe. *Landtechnik* 52 (1997) H. 5, S. 236–237.
- [245] Höner, G.: Besser Pflügen und 30 Prozent Diesel sparen. *top agrar* (2004) H. 10, S. 70–76.
- [246] Toll, C. von: Energieorientierte Analyse der Landmaschinentechnik - Untersuchung zur maschinenrelevanten Energiebilanzierung in der Getreideproduktion mit Erfassung von CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzialen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2013. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) Nr. 529. Berlin: Im Selbstverlag 2013.

- [247] Danner, C.; Kneitz, U.: Zukunftsweisende Fahrzeugmesstechnik und Simulationsmethoden für mobile Arbeitsmaschinen. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19.–20. 11. 2014 Berlin. In: VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI Verlag 2014, S. 377–390.
- [248] Steckel, T.: Entwicklung einer kontextbasierten Systemarchitektur zur Verbesserung des kooperativen Einsatzes mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, Universität Hohenheim, 2018. Stuttgart: Im Selbstverlag 2018.
- [249] Dalgaard, T.; Halberg, N.; Porter, J. R.: A model for fossil energy use in Danish agriculture used to compare organic and conventional farming. *Agriculture, Ecosystems and Environment* 87 (2001), S. 51–65.
- [250] Götz, C.; Fleck, B.: Mehr Ertrag, weniger CO<sub>2</sub>, Diesel sparen mit innovativer Landtechnik. VDMA Landtechnik. Frankfurt am Main 2019.
- [251] Witte, T.; Höper, N.; Böttcher, T.: Verbundvorhaben: Effiziente Kraftstoffnutzung der AgrarTechnik - EKoTech, Teilprojekt 3 : Abschlussbericht : Laufzeit und Berichtszeitraum: 10.07.2016 - 09.03.2020. Johann Heinrich von Thünen-Institut, 2020. Braunschweig.
- [252] Tröskén, L.; Meiners, A.; Frerichs, L.; Böttinger, S.: Modellbasierte Berechnung von Kraftstoffverbräuchen landwirtschaftlicher Verfahrensketten. *Landtechnik* 75 (2020) H. 4, S. 278–300.
- [253] Abel, H.; Theuvsen, L.; Schulze Mönking, S.; Klapp, C.: Überarbeitung der Getreide- und Vieheinheitenschlüssels, Endbericht zum Forschungsprojekt 06HS030. Universität Göttingen. Göttingen 2010.
- [254] Dünnebeil, F.; Reinhard, C.; Lambrecht, U.: Zukünftige Maßnahmen zur Kraftstoffesparung und Treibhausgasminde rung bei schweren Nutzfahrzeugen. Dessau-Roßlau: Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit 2015.
- [255] Luz, R.; Rexeis, M.; Hausberger, S.; Dalibor, J.; Wolfgang, L.; Schulte, L.-E.; Hammer, J.; Lessmann, L.; van Pim, M.; Verbeek, R.; Steven, H.: Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation, Report No. I 07/14/Rex EM-I 2012/08 699. Graz, Österreich 2014.

- [256] Espig, M.: Einsparpotenziale effizienzsteigernder Technologien im Pkw bei realen Fahrmanövern. Dissertation, 2013. IKA-Schriftenreihe Automobiltechnik Nr. 158. Aachen: fka - Forschungsgesellschaft Kraftfahrzeugwesen mbH Aachen 2013.
- [257] Völker, L.: Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Nr. 6. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2011.
- [258] Bernacki, H.; Haman, J.: Grundlagen der Bodenbearbeitung und Pflugbau. Berlin: Verlag Technik 1972.
- [259] Eckelmann, W.; Sponagel, H.; Hartmann, K.-J.; Hartwich, R.; Janetzko, P.; Joisten, H.; Kühn, D.; Sabel, K.-J.; Traidl, R. (Hrsg.): Bodenkundliche Kartieranleitung. 5., verbesserte und erweiterte Auflage. Hannover: E. Schweizerbart'sche Verlagsbuchhandlung 2005.
- [260] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire characteristics. 9th ISTVS European Conference, 08.–11.09.2003 Newport, UK. In: Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS. Hanover (NH), USA: ISTVS 2003, S. 1–10.
- [261] Meiners, A.; Häberle, S.; Böttinger, S.: Advancement of the Hohenheim Tractor Model – Adaption on current demands. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11.11.2017 Hannover. In: VDI-Berichte, Nr. 2300. Düsseldorf: VDI Verlag 2017, S. 245–253.
- [262] Zoz, F. M.; Grisso, R. D.: Traction and Tractor Performance, ASAE Distinguished Lecture Series, Tractor Design Nr. 27. St. Joseph (MI), USA: ASABE 2003.
- [263] Schulze Zumkley, H.: Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem Ackerschlepper unter besonderer Berücksichtigung des Hohenheimer Reifenmodells. Dissertation, Universität Stuttgart, 2016. Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der VDI-MEG Nr. 571. Aachen: Shaker Verlag 2017.
- [264] Bürger, A.; Böttinger, S.: Quantifizierte Validierung des Hohenheimer Reifenmodells für fahrdynamische Untersuchungen. Landtechnik 72 (2017) H. 6, S. 280–292.
- [265] Meiners, A.; Böttinger, S.; Regazzi, N.: Triebkraft/Schlupf-Verhalten von Ackerschlepperreifen – praxisnahe Messung und Simulation mit dem Hohenheimer Maschinenmodell. Landtechnik 75 (2020) H. 1, S. 1–13.

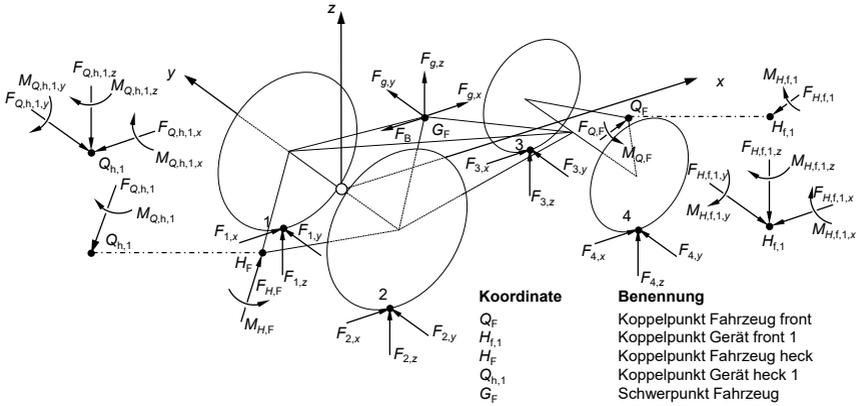
- [266] Kutzbach, H. D.: Forschungsbericht ET 5319 A. Musterhof Liebenau, Teilprojekt 100 Pflanzenproduktion BMFT. Universität Hohenheim. Stuttgart 1981.
- [267] Renius, K. Th.; Resch, R.: Continuously Variable Tractor Transmissions. Agricultural Equipment Technology Conference, 14.–16. 02. 2005 Louisville, Kentucky, USA. In: ASAE Distinguished Lecture No. 29. St. Joseph (MI), USA: ASABE 2005, 1–35.
- [268] Meiners, A.; Schwehn, J.; Böttinger, S.: Verbundvorhaben: Effiziente Kraftstoffnutzung der AgrarTechnik - EKOtech, Teilprojekt 9, Abschlussbericht, Laufzeit des Vorhabens: 10.07.2016 - 09.03.2020, Berichtszeitraum: 10.07.2016-09.03.2020. Universität Hohenheim. Stuttgart 2020.
- [269] Matthies, H. J.; Renius, K. Th.: Einführung in die Ölhydraulik. 6. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag 2008.
- [270] Friso, D.: Brake thermal efficiency and BSFC of diesel engines: Mathematical modeling and comparison between diesel oil and biodiesel fueling. Applied Mathematical Sciences 8 (2014) H. 130, S. 6515–6528.
- [271] Rinaldi, M.: Statistische Methode zur Berechnung beliebiger Teillastpunkte eines Traktors basierend auf den Messwerten der Volllastkurve und fünf zusätzlichen Teillastpunkten. VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10.–11. 10. 2002. In: VDI-Berichte, Nr. 1716. Düsseldorf: VDI Verlag 2002, S. 63–68.
- [272] N.N.: Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. Amtsblatt der Europäischen Union (1998) L 59.
- [273] N.N.: Richtlinie 2004/26/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 21. April 2004 zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. Amtsblatt der Europäischen Union (2004) L 146.
- [274] Hammel, J.: Durchführung von Feldversuchen zur Ermittlung des Leistungsbedarfs von Kurzscheibeneggen. Bachelorarbeit B 155 H, unveröffentlicht, 2018, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik.

- [275] Damanauskas, V.; Velykis, A.; Satkus, A.: Efficiency of disc harrow adjustment for stubble tillage quality and fuel consumption. *Soil and Tillage Research* 194 (2019), Aufsatz 104311.
- [276] Nutz, O.: Durchführung von Feldversuchen zur Ermittlung der Leistungsverteilung von Kreiseleggen. Bachelorarbeit B 151 H, unveröffentlicht, 2018, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik.
- [277] Bringsken, J.: Ermittlung der Zug- und Antriebsleistung für eine Kreiselegge. Bachelorarbeit B 160 H, unveröffentlicht, 2019, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik.
- [278] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Auflage. Heidelberg: Springer Vieweg Verlag 2004.
- [279] Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg Verlag 2014.
- [280] Ellebracht, T.: Entwicklung eines Modells zur Untersuchung von Möglichkeiten zur Energieeffizienzsteigerung eines Mähdreschers. Diplomarbeit D 300 S, unveröffentlicht, 2012, Universität Stuttgart, Lehrstuhl für Landmaschinen.
- [281] N.N.: *Lexion 750 Montana, Lexion 670 Montana, Lexion 630 Montana, Ergänzung zur Betriebsanleitung*, Firmenschrift: 00 0290 089 3. Claas KGaA mbH. Harsewinkel 2011.
- [282] N.N.: *John Deere 8335 R PowerShift - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2011-442*. DLG e.V. Groß-Umstadt 2011.
- [283] N.N.: *Vario V1050 - V540, Betriebsanleitung*, Firmenschrift: 00 0299 600 3-BA. Claas KGaA mbH. Harsewinkel 2014.
- [284] N.N.: *Deutz Fahr 9340 TTV, DLG-Prüfbericht. profi (2017) H. 4, S. 12–19*.
- [285] N.N.: *Datenblatt, CLIC SL Analog 4 (HT)*. CAETEC GmbH. Olching 2016.
- [286] Keil, S.: *Dehnungsmessstreifen*. 2., neu bearbeitete Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag 2017.
- [287] N.N.: *ASABE Standard: ASAE D497.7, Agricultural Machinery Management (2011)*, S. 1–8.
- [288] Ernst, V.: *Komponentenbasierte Modellierung der Leistungsbedarfe von Mähdreschern im Hinblick auf eine effiziente Kraftstoffnutzung*. Studienarbeit HS 731 S, unveröffentlicht, 2017, Universität Stuttgart, Lehrstuhl für Landmaschinen.

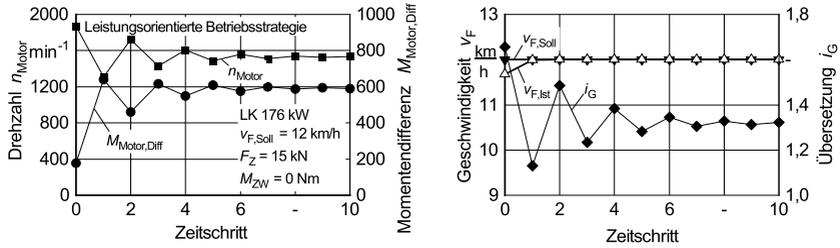
- [289] N.N.: VDI Richtlinie 3633 - Blatt 1: Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Simulation und Visualisierung 2009.
- [290] Krausz, M.: Methode zur Abschätzung der Ergebnisqualität von modularen Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2016. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag 2017.
- [291] Pan, H.; Kokkolaras, M.; Hulbert, G.; Castanier, M.; Lamb, D.: Model Validation for Simulations of Vehicle Systems. 2012 NDIA Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium, 14.–16. 08. 2012 Troy (MI), USA. In: Proceedings of the 2012 Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium. Troy (MI), USA: NDIA 2012, S. 1–13.
- [292] N.N.: Fachartikel: Emissionen und Kraftstoffe, Stand: 15.03.2011. Kraftfahrt-Bundesamt. Flensburg 2011.
- [293] N.N.: John Deere 7310R e23 - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2014-0437. DLG e.V. Groß-Umstadt 2014.
- [294] N.N.: Case IH Optum CVX 300 - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2015-854. DLG e.V. Groß-Umstadt 2015.
- [295] N.N.: New Holland T7.315 AutoCommand - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2015-854. DLG e.V. Groß-Umstadt 2015.
- [296] N.N.: Steyr Terrus 6300 CVT - Datenblatt DLG-PowerMix, Prüfbericht Nr. 2015-854. DLG e.V. Groß-Umstadt 2015.
- [297] N.N.: Case IH Magnum 310, DLG-Prüfbericht. profi (2008) H. 10, S. 14–19.
- [298] N.N.: Massey Ferguson 8690 SCR, DLG-Prüfbericht. profi (2009) H. 9, S. 10–17.
- [299] Brunnhuber, M.: Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch bei Ackerschlepper motoren. Bachelorarbeit B 91 H, unveröffentlicht, 2005, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik.
- [300] Hohner, F.: Analyse der Kraftstoffverbräuche von Transportarbeiten. Masterarbeit M 232 H, unveröffentlicht, 2018, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik.

- [301] N.N.: Verordnung (EU) Nr. 1306/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Dezember 2013 über die Finanzierung, die Verwaltung und das Kontrollsystem der Gemeinsamen Agrarpolitik und zur Aufhebung der Verordnungen (EWG) Nr. 352/78, (EG) Nr. 165/94, (EG) Nr. 2799/98, (EG) Nr. 814/2000, (EG) Nr. 1290/2005 und (EG) Nr. 485/2008 des Rates. Amtsblatt der Europäischen Union (2013) L 347/549.

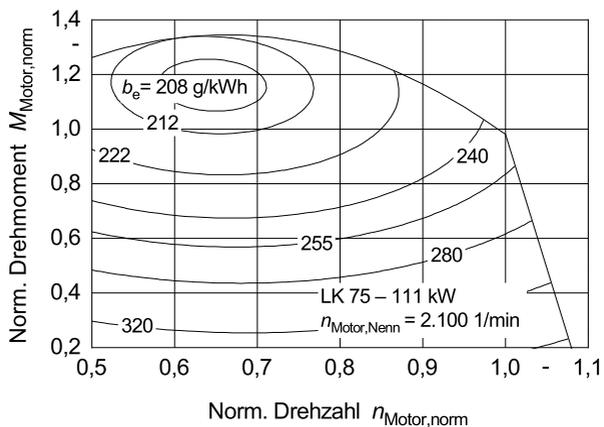
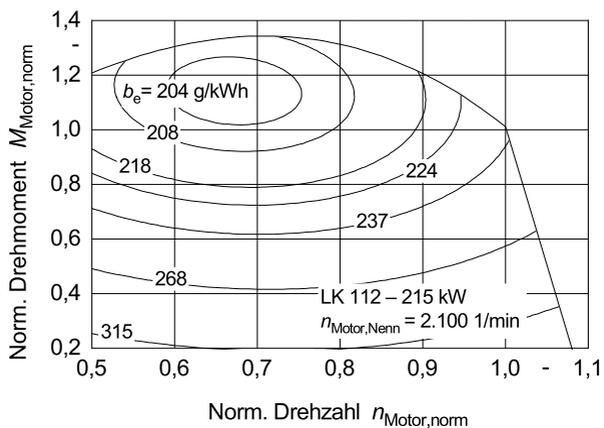
8 ANHANG

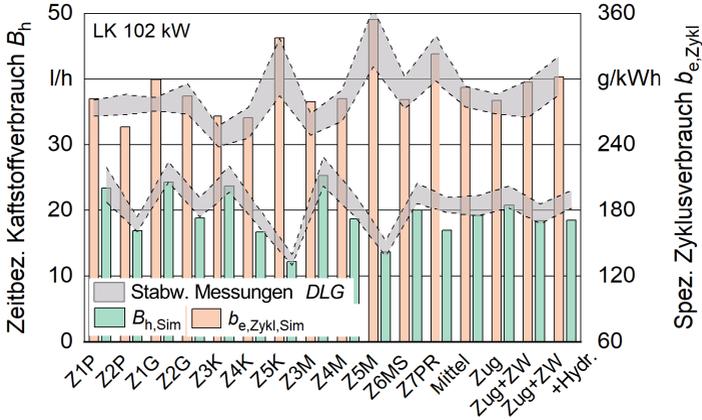


**Bild 80:** Geometrische Beziehungen am Traktor mit Front- und Heckenbaurraum, erweitert nach [42]

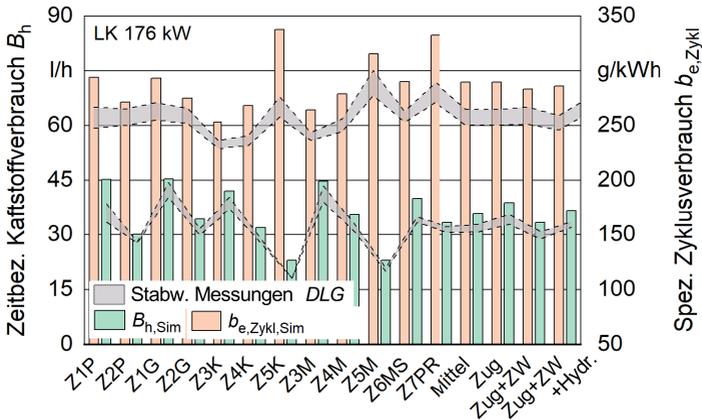


**Bild 81:** Regelverhalten Traktorenmodell bei leistungsorientierter Betriebsstrategie

**Bild 82:** Motorkennfeld Leistungsklasse 75 – 111 kW**Bild 83:** Motorkennfeld Leistungsklasse 112 – 215 kW



**Bild 84:** Validierung des Traktorenmodells anhand von Prüfzyklen für die Leistungsklasse 102 kW



**Bild 85:** Validierung des Traktorenmodells anhand von Prüfzyklen für die Leistungsklasse 176 kW

**Tabelle 8:** Koeffizienten der Modellgleichung nach dem ASABE-Standard [26]

Arbeitsgeräte	Korrektur Einheiten $E_{ASABE}$	Geräteparameter			Werte Bodenfaktor $k_{Boden}$ für Bodenklasse		
		$\alpha_1$	$\alpha_2$ in h/km	$\alpha_3$ in h <sup>2</sup> /km <sup>2</sup>	schwer	mittel	leicht
Cambridge- walze	0,001 kN/m	1200	0	0	1	1	1
Drehpflug	10 kN/m <sup>2</sup>	6,5	0	0,051	1	0,7	0,45
Einzelkornsä- maschine	0,001 kN/Werkzeug	500	0	0	1	1	1
Feingrubber	0,001 kN/m	2600	0	0	1	1	1
Flügelschar- grubber	0,1 kN/Werkzeug·m	123	7,29	0	1	0,85	0,65
Grubber	0,1 kN/Werkzeug·m	91	5,39	0	1	0,85	0,65
Hackstriegel	0,001 kN/m	750	0	0	1	1	1
Mulchsä- maschine	0,001 kN/Werkzeug	240	0	0	1	1	1
Saatbett- kombination	0,001 kN/m	2600	0	0	1	1	1
Sämaschine	0,001 kN/Werkzeug	30	0	0	1	1	1
Scheibenegge, angebaut	10 kN/m <sup>2</sup>	3,64	0,19	0	1	0,88	0,78
Scheibenegge, aufgesattelt	10 kN/m <sup>2</sup>	3,09	0,16	0	1	0,88	0,78
Tiefenlockerer	0,1 kN/Werkzeug·m	226	0	1,81	1	0,7	0,45

**Tabelle 9:** Bodenfaktoren Modellgleichungen Arbeitsgeräte

Bodenklasse	Werte Bodenfaktor $k_{Boden}$		
	Kurzscheiben egge	Kreiselegge Drehmoment	Kreiselegge Zugkraft
leicht	0,400	0,3	0,3
leicht-mittel	0,525	0,4	0,4
mittel	0,650	0,5	0,6
mittel-schwer	0,825	0,7	0,8
schwer	1	1	1

**Tabelle 10:** Regressionskoeffizienten Modellgleichungen Arbeitsgeräte

Koeffizient	Werte Regressionskoeffizienten		
	Kurzscheiben egge	Kreiselegge Drehmoment	Kreiselegge Zugkraft
$\alpha_1$	-17,8828 kN	-557,0 kNm	4,8 kN
$\alpha_2$	0,0076 kN·h/km	128,0 kNm·h/km	1,1 kN·h/km
$\alpha_3$	4,867 kN/m	7075,0 kN	25,5 kN/m
$\alpha_4$	199,8514 kN/m	0,3 kNm · min	-0,0025 kN · min
$\alpha_5$	0,1098 kN·h/m·km	0,875 kN/m	0,875 kN/m <sup>2</sup>

**Tabelle 11:** Regressionskoeffizienten der Prozesskomponenten des Mähdeschers für Winterweizen

Kompo- nente	$\rho_{00}$ in kW	$\rho_{10}$ in kW·h/t	$\rho_{01}$ in kW	$\rho_{20}$ in kW·h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	$\rho_{11}$ in kW·h/t	$R^2$	$\eta$
Vor- trommel	2,907	-0,2157	-9,694	-0,00085	1,181	0,7849	0,791
Dresch- werk	-16,150	-0,9285	-64,640	-0,01874	3,079	0,8416	0,841
Rotor	5,264	-0,9412	4,260	0,01173	2,052	0,8332	0,841
Häcksler	11,240	-1,8610	12,840	0,02490	3,597	0,7949	0,833
Schneid- werk	-1,994	0,1325	9,066	0	0	0,8456	0,885
Messer- balken	1,918	0,03069	0	0	0	0,4801	0,885
Spreu- verteiler	2,019	0,03523	0	0	0	0,2836	1,0
Radial- verteiler	3,553	0,06447	0	0	0	0,5437	1,0
Arbeits- hydraulik	5,247	0,03635	0	0	0	-	1,0

**Tabelle 12:** Regressionskoeffizienten der Prozesskomponenten des Mähdreschers für Raps

Komponente	$\rho_{00}$ in kW	$\rho_{10}$ in kW-h/t	$\rho_{01}$ in kW	$\rho_{20}$ in kW-h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	$\rho_{11}$ in kW-h/t	R <sup>2</sup>	$\eta$
Vor-trommel	0,484	0,3471	0	0	0	0,5530	0,791
Dreschwerk	15,010	1,2550	0	0,05284	0	0,5891	0,841
Rotor	8,836	0,4717	0	0,01632	0	0,7179	0,841
Häcksler	7,017	0,5251	0	0	0	0,7318	0,833
Schneidwerk	2,178	0,0155	0	0	0	0,5325	0,885
Messerbalken	3,579	0,1211	0	0	0	0,4761	0,885
Spreuverteiler	2,786	0,0401	0	0	0	0,0673	1,0
Radialverteiler	3,073	0,2259	0	0	0	0,3488	1,0
Arbeitshydraulik	5,247	0,0363	0	0	0	-	1,0

**Tabelle 13:** Regressionskoeffizienten der Prozesskomponenten des Mähdreschers für Wintergerste

Komponente	$\rho_{00}$ in kW	$\rho_{10}$ in kW-h/t	$\rho_{01}$ in kW	$\rho_{20}$ in kW-h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	$\rho_{11}$ in kW-h/t	R <sup>2</sup>	$\eta$
Vor-trommel	0,500	0,0776	0	0,00580	0	0,8958	0,791
Dreschwerk	3,952	1,0320	0	0,01380	0	0,7991	0,841
Rotor	2,687	0,2225	0	0,00593	0	0,7463	0,841
Häcksler	15,450	-0,0465	0	0,00865	0	0,1713	0,833
Schneidwerk	2,540	0,0171	0	0	0	0,5314	0,885
Messerbalken	2,239	0,1345	0	0	0	0,3593	0,885
Spreuverteiler	2,220	0,0066	0	0	0	0,0295	1,0
Radialverteiler	2,589	0,0920	0	0	0	0,6003	1,0
Arbeitshydraulik	5,247	0,0363	0	0	0	-	1,0

**Tabelle 14:** Regressionskoeffizienten der Prozesskomponenten des Mähdreschers für Sommergerste

Komponente	$\rho_{00}$ in kW	$\rho_{10}$ in kW-h/t	$\rho_{01}$ in kW	$\rho_{20}$ in kW-h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	$\rho_{11}$ in kW-h/t	R <sup>2</sup>	$\eta$
Vor-trommel	2,013	-0,0707	0	0,00667	0	0,7124	0,791
Dreschwerk	20,210	-0,8558	0	0,04348	0	0,6474	0,841
Rotor	7,904	-0,1395	0	0,00595	0	0,1450	0,841
Häcksler	15,450	-0,0465	0	0,00865	0	0,1713	0,833
Schneidwerk	2,546	0,0084	0	0	0	0,2446	0,885
Messerbalken	2,950	0,0908	0	0	0	0,2202	0,885
Spreuverteiler	2,220	0,0066	0	0	0	0,0295	1,0
Radialverteiler	2,589	0,0920	0	0	0	0,6003	1,0
Arbeitshydraulik	5,247	0,0363	0	0	0	-	1,0

**Tabelle 15:** Regressionskoeffizienten der Prozesskomponenten des Mähdreschers für Triticale

Komponente	$\rho_{00}$ in kW	$\rho_{10}$ in kW-h/t	$\rho_{01}$ in kW	$\rho_{20}$ in kW-h <sup>2</sup> /t <sup>2</sup>	$\rho_{11}$ in kW-h/t	R <sup>2</sup>	$\eta$
Vor-trommel	-1,004	0,3960	0	0	0	0,9106	0,791
Dreschwerk	-4,463	2,1090	0	0	0	0,8185	0,841
Rotor	-2,956	0,6469	0	0	0	0,8046	0,841
Häcksler	-0,109	1,1790	0	0,00865	0	0,6759	0,833
Schneidwerk	2,022	0,0397	0	0	0	0,8741	0,885
Messerbalken	1,351	0,1434	0	0	0	0,5236	0,885
Spreuverteiler	1,996	0,0425	0	0	0	0,5824	1,0
Radialverteiler	3,932	0,0209	0	0	0	0,3539	1,0
Arbeitshydraulik	5,247	0,0363	0	0	0	-	1,0

**Tabelle 16:** Verfahrensketten und Verfahrensschritte in der dreigliedrigen Fruchtfolge

<b>Verfahrenskette</b>	<b>Bodenbearbeitung</b>	<b>Aussaat</b>	<b>Düngung</b>	<b>Pflanzenschutz</b>	<b>Ernte</b>
Raps nach Winterweizen	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Kalk- Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Schneckenkorn Fungizid Herbizid Insektizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Winterweizen nach Raps	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Mineral- Mineral-	Totalherbizid Herbizid Herbizid Fungizid Insektizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Winterweizen nach Winterweizen	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Pflug)	Mulchsaat	Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Herbizid Fungizid Insektizid Fungizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Wintergerste nach Winterweizen	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Pflug)	Mulchsaat	Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Fungizid Insektizid	Mähdrusch Transport Erntegut

**Tabelle 17:** Verfahrensketten und Verfahrensschritte in der fünfgliedrigen Fruchtfolge

<b>Verfahrenskette</b>	<b>Bodenbearbeitung</b>	<b>Aussaat</b>	<b>Düngung</b>	<b>Pflanzenschutz</b>	<b>Ernte</b>
Raps nach Wintergerste	1. Stoppelbearbeitung 2. Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Kalk- Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Schneckenkorn Fungizid Insektizid Fungizid Insektizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Winterweizen nach Raps	1. Stoppelbearbeitung 2. Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Mineral- Mineral-	Herbizid Herbizid Fungizid Insektizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Zwischenfrucht	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat			
Sommergerste nach Zwischenfrucht	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Pflug)	Saatbettbereitung Mulchsaat	Mineral-	Herbizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Winterweizen nach Sommergerste	1. Stoppelbearbeitung 2. Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Herbizid Fungizid Insektizid Fungizid Fungizid	Mähdrusch Transport Erntegut
Wintergerste nach Winterweizen	1. Stoppelbearbeitung 2. Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung (Grubber)	Mulchsaat	Mineral- Mineral- Mineral-	Herbizid Fungizid Insektizid	Mähdrusch Transport Erntegut

**Tabelle 18:** Maschinenausstattung auf dem Modellbetrieb Süd-Hannover

<b>Maschinengruppe</b>	<b>Maschinen- typ</b>	<b>Maschinen- ID</b>	<b>Einsatz in Verfahrensschritt</b>
Standardtraktor, Stufenlosgetriebe	138 kW	1480	Stoppelbearbeitung Mulchen Saatbettbereitung Pfllegemaßnahmen
Standardtraktor, Stufenlosgetriebe	157 kW	1481	Aussaat Transport Erntegut
Standardtraktor, Stufenlosgetriebe	176 kW	1482	Stoppelbearbeitung Grundbodenbearbeitung Transport Erntegut
Mähdrescher Hybrid	300 kW	835	Ernte
Getreideschneidwerk	7,5 m	3160	Ernte
Drehpflug, angebaut	2,5 m	1794	Grundbodenbearbeitung
Grubber, angebaut	4 m	2843	Grundbodenbearbeitung
Kurzscheibenegge, aufgesattelt	4 m	3528	Stoppelbearbeitung
Schlegelmulcher, angebaut	3 m	979	Mulchen
Kreiselegge, angebaut	3 m	3278	Saatbettbereitung
Mulchsämaschine, aufgesattelt	3 m, 3.000 l	557	Aussaat
Pflanzenschutzspritze, angehängt	27 m, 4.000 l	3462	Pflanzenschutz
Schneckenkornstreuer, angebaut	27 m, 110 l	7134	Pflanzenschutz
Schleuderstreuer, angebaut	27 m, 2.500 l	3298	Mineraldüngung
Schleuderstreuer, angehängt	12 m, 6.000 l	3305	Kalkung
Dreiseitenkippanhänger	18 t	3217	Transport Erntegut