

Maschinenfabrik Bernard KRONE GmbH, Spelle
Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik der Technischen Universität
München, Freising

**Effizienzsteigerung und Umweltentlastung
am selbstfahrenden Exakt-Feldhäcksler
durch Optimierung des Fahrtriebes**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 27789 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dr.-Ing. Josef Horstmann (KRONE),
Prof. Dr. Heinz Bernhardt (TUM) und
Dipl.-Ing. agr. Markus Heckmann (TUM)

Freising, 19.02.2013

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	27789	Referat	21/0	Fördersumme	123.500,00 €
Antragstitel	Effizienzsteigerung und Umweltentlastung am selbstfahrenden Exakt-Feldhäcksler durch Optimierung des Fahrtriebes				
Stichworte	Verfahren Energie				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
35 Monate	26.11.2009	30.09.2012	1		
Zwischenberichte	Alle 6 Monate Zwischenbericht				
Bewilligungsempfänger	Maschinenfabrik Bernard Krone GmbH			Tel	05977/935-0
				Fax	05977/935-339
	Heinrich-Krone-Str. 10 48480 Spelle			Projektleitung Dr.-Ing. J. Horstmann	
				Bearbeiter	
Kooperationspartner	Technische Universität München Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik Prof. Dr. Heinz Bernhardt Am Staudengarten2 85354 Freising				

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Die Silagekurzgutkette ist das bedeutendste Verfahren für die Ernte von Grüngut. Der Feldhäcksler ist hierin die Schlüsselmaschine, die eine termingerechte und zügige Ernte unter bestmöglicher Umgehung des Wetterrisikos verfolgt. Nach dem Häcksel- und Aufbereitungsprozess ist der Fahrtrieb der energieaufwändigste Antriebsstrang. Dieser muss für eine möglichst hohe Verfahrensleistung stufenlos ausgeführt und in die Radnaben integriert sein, da der Gutfluss in der Maschine, im Hinblick auf eine bestmögliche Häckselqualität, höchste Priorität genießt. Durch eine Umstellung der bisher hydrostatisch im geschlossenen System angetriebenen Hinterachse auf eine elektrische Antriebsarchitektur werden Verbesserungen im Bereich Wirkungsgrad und damit auch Umweltbelastung erwartet.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Das gesamte Thema kann in drei verschiedene Teilabschnitte gegliedert werden, die eine parallele Bearbeitung ermöglichen. Der erste Teilabschnitt (TA I) beinhaltet den Einbau von elektrischen Radnabenmotoren an der Feldhäckslerhinterachse sowie die Arbeitsphase zur späteren Nutzung der Projektergebnisse.

Im zweiten Teilabschnitt (TA II) sind die Feld- und Prüfstandsversuche zusammengefasst. Diese bestehen aus Feldversuchen zur Erhebung von Lastkollektivdaten, aus Prüfstandsversuchen zum Wirkungsgradvergleich der beiden Systeme und aus Feldtests zur Funktionsüberprüfung des elektrischen Hinterachsantriebes.

In einem dritten Teilabschnitt (TA III) sollen die Ergebnisse einem breiten Publikum zugänglich gemacht werden. Neben dem zu vergleichenden Aspekt des Wirkungsgrades und der Quantifizierung der daraus entstehenden ökologischen und ökonomischen Vorteile, sind auch Leistungsgewicht und Bauraum wichtige Punkte der abschließenden Bewertung. Die Erfahrungen aus diesem Projekt können bei der Weiterentwicklung bereits bestehender oder sich in der Entwicklung befindlicher Technik hilfreich sein.

Dabei sollen die jetzigen Systemeigenschaften für das neue Antriebssystem als Mindestanforderung gelten. Weitere mögliche Steuerungen und Regelungen, wie beispielsweise eine gesperrte Querdifferenzialwirkung, sollen in der neuen Antriebslösung realisiert und im Feldeinsatz getestet werden.

Ergebnisse und Diskussion

Basis der Untersuchungen war die Aufzeichnung von Lastkollektivdaten zu Projektbeginn mittels verschiedener Sensoren im hydraulischen Antriebsstrang. Über verschiedene Schritte der Datenaufbereitung und -ausarbeitung konnten sowohl Prüfzyklen für vergleichende, stationäre Prüfstandsversuche erarbeitet, als auch der alternative elektrische Antrieb dimensioniert werden. Dabei lag das Augenmerk vor allem auf einem Vergleich der mechanisch ein- und ausgetriebenen Leistung. Das Prüffeld wurde dabei von den umfangreichen Feldversuchen abgeleitet und abtriebsseitig konstant gehalten, sodass bei Wirkungsgradunterschieden die mechanische Eingangsleistung variierte. Die dafür erforderliche Prüfstandumgebung wurde speziell für dieses Projekt entwickelt und aufgebaut. Ein Zielaspekt dabei war, die Versuche möglichst realitätsnah zu gestalten, weshalb diese am Versuchsträger direkt durchgeführt wurden. Nur so war es möglich, die Verschlauchung des hydrostatischen Antriebes unverändert zu prüfen.

Als Ergebnisse der Feldversuche ergaben sich verschiedene Lastkollektive, aus denen sich das Betriebsverhalten des Serienantriebsstranges hat ableiten lassen. Des Weiteren konnte das Verhalten der beiden Systeme auf dem Prüfstand aufgezeigt und verglichen werden, wobei sich bereits eine verbesserte Steuer- und Regelbarkeit des elektrischen Antriebes andeutete. Hinsichtlich des Übertragungsverhaltens konnten sowohl für den hydrostatischen, als auch für den elektrischen Antrieb verschiedene Zusammenhänge in Abhängigkeit bestimmter Parameter abgeleitet werden. Bei der Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades wird deutlich, dass beide Antriebe vor allem im unteren Leistungsbereich geringe Wirkungsgrade aufweisen, wobei sich der elektrische Antrieb etwas besser, sowohl im absoluten Wert, als auch bei ansteigendem Leistungsbedarf, verhält. Somit ergibt sich im Bereich der häufigsten Betriebspunkte ein Wirkungsgradvorteil zwischen 15 % bis 20 %. Dieser Wert würde sich allerdings etwas relativieren, hätte der Vergleich mit dem derzeitig verfügbaren Serienhydrostaten stattgefunden. Problemfelder auf Seiten der elektrischen Alternative sind demnach noch Bauraum und Leistungsgewicht, welche 5,3 bzw. 2,9-fach gegenüber der hydrostatischen Serienlösung erhöht sind. Wird allerdings nur der elektrische Radnabenmotor einschließlich Getriebe mit dem hydrostatischen Radialkolbenmotor verglichen, so reduzieren sich beide Faktoren auf 2,2. Vor allem beim Bauraum wird dadurch deutlich, dass die erforderliche Peripherie einen großen Anteil an der elektrischen Lösung verursacht.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Elektrifizierung eines Feldhäckslers - Vor- und Nachteile im Vergleich zu mechanischen Antrieben*. 11. Tagung Landtechnik im Alpenraum, 9.-10. Mai 2012, Feldkirch/Österreich, 2012.
- HECKMANN, M., BEUCKE, M., HARPET, T., WEISS, P., et.al.: *Hydraulische und Elektrische Energiewandler im Vergleich*. Agritechnica 2011, 13.-19. November 2011, Hannover, Stand Technische Universität München, 2011.
- HECKMANN, M., BEUCKE, M., HARPET, T., WEISS, P., et.al.: *Hydraulische und Elektrische Energiewandler im Vergleich*. Agritechnica 2011, 13.-19. November 2011, Hannover, Stand Maschinenfabrik Bernard Krone GmbH, 2011.
- BERNHARDT, H., HECKMANN, M.: *Elektrische Antriebe im Feldhäckslers*. VDI-MEG Kolloquium „Elektrische Antriebe in der Landtechnik“, 19. Mai 2010, Dresden., 2010.
- HECKMANN, M., GALLMEIER, M., AUERNHAMMER, H., BERNHARDT, H.: *Lasten im Fahrantriebsstrang eines selbstfahrenden Feldhäckslers*. Landtechnik Jg. 65, H. 1, S. 38-41, 2010.
- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Method for comparing alternative traction drives in agricultural working machines based on load spectra analysis*. International Conference on Agricultural Engineering AgEng 2010, Clermont-Ferrand, France, 6.-8. September 2010, 2010.
- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Systematic approach for comparative validation of alternative traction drives in mobile working machines*. International Conference 1. Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern 16.-18. März 2010, 2010

Fazit

Durch elektrische Radnabenantriebe können selbstfahrende Arbeitsmaschinen mit verbesserten Wirkungsgraden betrieben werden. Dieser Vorteil wirkt sich vor allem im Teillastbereich aus. Limitierend stehen diesem Vorteil die Punkte Bauraumanspruch und Leistungsgewicht gegenüber, welche sich bei hydrostatischen Antrieben deutlich günstiger verhalten. Erste Feldeinsätze unterstreichen aber trotzdem das Potential, das elektrische Antriebe durch ihre Eigenschaften in der Landtechnik besitzen. Vor einer Serieneinführung sind aber noch weitere Untersuchungen erforderlich, die zusätzlichen Aspekte, wie beispielsweise Langzeitzuverlässigkeit und saisonaler Betrieb der Maschinen untersuchen und bewerten.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	VIII
Verzeichnis von Begriffen und Definitionen.....	IX
Zusammenfassung	X
1 Einleitung.....	1
2 Umweltrelevanz	3
3 Zielsetzung und Aufgabenstellung	5
4 Material und Methoden	8
4.1 Geplante Vorgehensweise.....	8
4.1.1 Teilabschnitt I: Elektrischer Antrieb der Feldhäckslerhinterachse.....	8
4.1.2 Teilabschnitt II: Felderprobung und Prüfstandsversuche	10
4.1.3 Teilabschnitt III: Ergebnispräsentation und Endbericht	11
4.2 Probleme und Änderungen des Arbeitsplanes.....	12
4.3 Ermittlung von Lastdaten	13
4.4 Datenaufbereitung Feldversuche	15
4.5 Versuchsträger mit elektrisch angetriebener Hinterachse	16
4.6 Prüfstandsuntersuchungen	18
4.6.1 Hydrostatischer Serienantrieb.....	18
4.6.2 Prototyp elektrischer Hinterradantrieb.....	19
4.6.3 Versuchsplan Prüfstandsversuche.....	20
4.7 Datenaufbereitung Prüfstandsversuche	21
5 Ergebnisse.....	22
5.1 Lastkollektive und Betriebsverhalten aus Feldversuchen	22
5.2 Prüfstandsverhalten	25
5.2.1 Hydrostatischer Serienantrieb.....	25

5.2.2	Prototyp elektrischer Hinterachsantrieb	26
5.3	Übertragungsverhalten des hydraulischen Hinterachsfahrantriebes	27
5.4	Übertragungsverhalten des elektrischen Hinterachsfahrantriebes	31
5.5	Gegenüberstellung Bauraum und Gewicht	35
6	Diskussion	36
6.1	Das Betriebsverhalten im Vergleich	36
6.2	Prüfstandsverhalten	36
6.3	Übertragungsverhalten des hydraulischen Hinterachsfahrantriebes	37
6.4	Übertragungsverhalten des elektrischen Hinterachsfahrantriebes	39
6.5	Vergleich der beiden Antriebssysteme	40
6.6	Bauraum und Gewicht	41
6.7	Prüfung der Übertragbarkeit auf landwirtschaftliche Anhänger	42
7	Fazit	43
	Maßnahmen zur Verbreitung der Vorhabensergebnisse	XLIV
	Quellen- und Literaturverzeichnis	XLV
	Anhang	XLVII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Veränderung des Silomaisanbaues in der Bundesrepublik Deutschland in den Jahren 1995 bis 2012 (nach [SB12])	4
Abbildung 2: Schematischer Aufbau Serienfahrantriebssystem mit den einzelnen Messpunkten zur Erfassung der Belastung während typischer Feldeinsätze [HB10b].....	14
Abbildung 3: Relative zeitliche Verteilung der Betriebspunkt auf die vier Antriebsquadranten unter zwei verschiedenen Arbeitsbedingungen (verändert nach [HB10a])	15
Abbildung 4: Schematische Darstellung des elektrischen Energieflusses für den elektrischen Hinterradantrieb incl. Kühlung (eigene Darstellung: M. Heckmann).....	17
Abbildung 5: Messaufbau und Messpunkte hydraulische Prüfstandsversuche (eigene Darstellung: M. Heckmann).....	19
Abbildung 6: Messaufbau und Messpunkte elektrische Prüfstandsversuche (eigene Darstellung: M. Heckmann).....	20
Abbildung 7: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung für den rechten hydrostatischen Hinterradmotor, repräsentativ für Versuchsfahrten im tertiären Hügelland (verändert nach [HB10a]).....	22
Abbildung 8: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung für den rechten hydrostatischen Hinterradmotor, repräsentativ für Versuchsfahrten im Erdinger Moos (verändert nach [HB10a]).....	23
Abbildung 9: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung einer Messdatenaufzeichnungsreihe für den rechten elektrischen Hinterradmotor bei Feldversuchen auf dem Staatsgut Dürnast (eigene Darstellung: M. Heckmann).....	24
Abbildung 10: Qualitätsparameter Prüfstand hydraulisch; relative Häufigkeit der Soll-Ist-Abweichung für die relevanten Größen (I. Quadrant, Dieselmotordrehzahl 1.700 min^{-1} , eigene Darstellung: M. Heckmann)	25
Abbildung 11: Qualitätsparameter Prüfstand elektrisch; relative Häufigkeit der Soll-Ist-Abweichung für die relevanten Regelparameter (I. Quadrant, Dieselmotordrehzahl 1.700 min^{-1} , eigene Darstellung: M. Heckmann)	26
Abbildung 12: Wirkungsgrad des rechten hinteren Radialkolbenmotors in Abhängigkeit des mechanisch geleisteten Drehmoments am Rad bei einer Raddrehzahl von 17 min^{-1} und verschiedenen Verbrennungsmotordrehzahlen (eigene Darstellung: M. Heckmann) 27	

Abbildung 13: Wirkungsgrad des rechten hinteren Radialkolbenmotors in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.850 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)	28
Abbildung 14: Wirkungsgrad der hydrostatischen Pumpe in Abhängigkeit des geleisteten Raddrehmomentes bei einer mechanischen Raddrehzahl von 25 min^{-1} und verschiedenen Verbrennungsmotordrehzahlen (eigene Darstellung: M. Heckmann)	29
Abbildung 15: Wirkungsgrad der hydrostatischen Leistungsübertragung in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.850 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)	30
Abbildung 16: Darstellung des Gesamtwirkungsgrades des hydrostatischen Hinterachsantriebes über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} (eigene Darstellung: M. Heckmann)	31
Abbildung 17: Wirkungsgrad des linken Synchronmotors einschließlich Planetengetriebe in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)	32
Abbildung 18: Wirkungsgrad des Generators in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)	33
Abbildung 19: Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsübertragung in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)	34
Abbildung 20: Darstellung des Gesamtwirkungsgrades des elektrischen Hinterachsantriebes über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} (eigene Darstellung: M. Heckmann)	35
Abbildung 21: Darstellung der Wirkungsgraddifferenz der verschiedenen Antriebssysteme über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 1/min (eigene Darstellung: M. Heckmann)	40

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Projektablauf einschließlich aller erforderlichen Änderungen in der Vorgehensweise	12
Tabelle 2: Variierte Einsatzparameter während der Feldversuche [HB09].....	14

Verzeichnis von Begriffen und Definitionen

α	Winkelbeschleunigung
ω	Winkelgeschwindigkeit
$\frac{\delta M}{\delta t}$	Drehmomentengradient
AC	Alternating current: Wechselspannung
AP	Arbeitspaket
DC	Direct current: Gleichspannung
DGPS	Differential Global Positioning System
ER2	Exponentielle Regression 2ten Grades
IT-System	IT-System (Elektrotechnik): Elektrisches Netz ohne Erdverbindung (z.B. Sternpunkt)
M	Drehmoment
Mio.	Millionen
n	Drehzahl
PQ	Projektquartal
TTL	Transistor-Transistor-Logik

Zusammenfassung

Mais als Futterpflanze für die Nutztierhaltung oder als nachwachsender Rohstoff für die Erzeugung erneuerbarer Energien wird immer wichtiger. Damit gelangen auch alle nachgelagerten Verfahrensschritte zu einer höheren Beachtung, insbesondere die Ernteverfahren. Schlüsselmaschine dabei ist der selbstfahrende Exakt-Feldhäcksler. Gegenstand dieses Projektes war die Effizienzsteigerung und Umweltentlastung durch Optimierung des Fahrtriebess im Feldhäcksler. Schwerpunkt des Projektes lag im Vergleich des serienmäßigen hydrostatischen Hinterachsantriebes mit einem neuartigen elektrischen Antriebssystem. Basis der Untersuchungen war die Aufzeichnung von Lastkollektivdaten zu Projektbeginn mittels verschiedener Sensoren im hydraulischen Antriebsstrang. Über verschiedene Schritte der Datenaufbereitung und -ausarbeitung konnten sowohl Prüfzyklen für vergleichende, stationäre Prüfstandsversuche erarbeitet, als auch der alternative elektrische Antrieb dimensioniert werden. Dabei lag das Augenmerk vor allem auf einem Vergleich der mechanisch ein- und ausgetriebenen Leistung. Das Prüffeld wurde dabei von den umfangreichen Feldversuchen abgeleitet und abtriebsseitig konstant gehalten, sodass bei Wirkungsgradunterschieden die mechanische Eingangsleistung variierte.

Als Ergebnisse daraus ergaben sich verschiedene Lastkollektive, aus denen sich das Betriebsverhalten des Serienantriebsstranges hat ableiten lassen. Des Weiteren konnte das Verhalten der beiden Antriebssysteme auf dem Prüfstand aufgezeigt und verglichen werden, wobei sich bereits eine verbesserte Steuer- und Regelbarkeit des elektrischen Antriebes andeutete. Hinsichtlich des Übertragungsverhaltens konnten sowohl für den hydrostatischen, als auch für den elektrischen Antrieb, verschiedene Zusammenhänge in Abhängigkeit bestimmter Parameter abgeleitet werden. Bei der Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades wird allerdings deutlich, dass beide Antriebe vor allem im unteren Leistungsbereich geringe Wirkungsgrade aufweisen, wobei sich der elektrische Antrieb etwas besser sowohl im absoluten Wert, als auch bei ansteigendem Leistungsbedarf, verhält. Somit ergibt sich im Bereich der häufigsten Betriebspunkte ein Wirkungsgradvorteil zwischen 15 % bis 20 %. Dieser Wert würde sich allerdings relativieren, hätte der Vergleich mit dem derzeitig verfügbaren Serienhydrostaten stattgefunden. Problemfelder auf Seiten der elektrischen Alternative sind demnach noch Bauraum und Leistungsgewicht, welche 5,3 bzw. 2,9-fach gegenüber der hydrostatischen Serienlösung erhöht sind. Es ist allerdings davon auszugehen, dass durch fortschreitende Forschung und Entwicklung eine Verbesserung auch in diesen beiden Aspekten in naher Zukunft zu erwarten ist.

1 Einleitung¹

Die kostengünstige Bereitstellung von hochwertigem Grundfutter ist ein wichtiger Erfolgsfaktor in der heutigen Landwirtschaft, sei es im Betriebszweig Milchvieh oder Biogas. Dabei ist der Feldhäcksler die Schlüsselmaschine in der in aller Regel überbetrieblich organisierten Erntekette. Ein Trend zu immer größer werdenden Einheiten, die eine schnellere Befüllung der Silos gewährleisten, ist festzustellen. Für den Maschinenbetreiber ist damit zwangsweise ein erhöhter Einsatzumfang zum ökonomischen Betrieb der Maschinen erforderlich. Dadurch entscheidet der variable Betriebsmittelverbrauch zum größten Teil über einen ökonomisch und ökologisch sinnvollen Einsatz der Maschine. Um den immer geringer werdenden Primärenergieressourcen Rechnung zu tragen, ist es erforderlich, dass die Energieeffizienz der verschiedenen Antriebsstränge weiter ansteigt. Gegenwärtige hydraulische Antriebslösungen haben aus heutiger Sicht nur wenig Potenzial für weitere Verbesserungen im Wirkungsgrad und die weitere Minimierung der negativen Umwelteinflüsse.

Zur Problemlösung bietet sich die Substitution der hydrostatischen Fahrtriebskomponenten in selbstfahrenden Arbeitsmaschinen durch elektrische Bauteile an, die in diesem Forschungsvorhaben aufgegriffen wird.

Für eine Verbesserung des Wirkungsgrades und der damit verbundenen Reduzierung des Primärenergieverbrauches soll das bisherige hydrostatische Antriebskonzept an der Allradhinterachse durch ein Elektrisches ersetzt werden. Neuentwicklungen im Bereich der elektrischen Antriebskomponenten lassen eine Wirkungsgradsteigerung in diesem Antriebsstrangabschnitt von bis zu 25 % erwarten. Bereits an Mährescherfahrantrieben durchgeführte, ähnliche Untersuchungen stellen diese Potenziale in Aussicht. Weitere Vorteile des elektrischen gegenüber dem hydraulischen Antriebssystem sind die verringerten Geräuschemissionen und die deutlich verringerte Gefahr von Leckagen.

Die Umsetzung soll sich dabei zuerst auf die Hinterachse beschränken: Die geringeren Leistungs- und Drehmomentanforderungen, die einfacher durchzuführenden Prüfstandsversuche und die bessere Zugänglichkeit sprechen für diese Vorgehensweise. In diesem Projekt sind ebenso Fragen des Energiemanagements und der bestmöglichen Umsetzung des elektrischen Querdifferenzials zu klären, wie auch den fahrbereiten Prototyp in ersten Feldversuchen einer umfangreichen Funktionsprüfung zu unterziehen.

¹ Nach Projektantrag vom 03.11.2009

In Prüfstandsversuchen wird der umfangreiche Test beider Antriebsarchitekturen durchgeführt. Über eine variable Belastung der Antriebe lassen sich in Prüfstandsversuchen reale Wirkungsgrade ermitteln, die jederzeit reproduzierbar sind.

Nach erfolgreicher Implementierung ist eine Übertragung der elektrischen Radantriebe oder des Gesamtkonzeptes auf andere landwirtschaftliche Maschinen denkbar. In Hinblick auf eine zukünftig den Verbrennungsmotor ersetzende Brennstoffzelle ist diese Antriebsarchitektur in der Lage, den erzeugten Strom direkt zum Antrieb der Verbraucher zu verwenden, im Gegensatz zu hydraulischen Lösungen, die eine Wandlung der elektrischen Leistung in hydrostatische erforderlich machen, welche wiederum mit Energieverlusten verbunden ist.

2 Umweltrelevanz²

Die Aufteilung der Leistung innerhalb des Feldhäckslers gliedert sich wie folgt: Mit über 70 % haben die Häcksel- und Aufbereitungsaggregate den größten Leistungsanteil [GF01]. Für die Gutzuführung und den Fahrtrieb wird je ca. 10 % Anteil angegeben. Vorarbeiten beim Kooperationspartner haben eine Leistungsaufnahme des Hinterachsfahrtriebes von bis zu 45 kW ermittelt (125 kW bei Betrachtung des gesamten Fahrtriebs). Bezogen auf die durchschnittlich installierte Motorleistung unserer BiG X-Baureihe, die Gegenstand dieser Vorarbeiten war, ergibt sich somit ein in Praxisversuchen gemessener Leistungsanteil für den Hinterachsfahrtrieb von bis zu 8 % (bis zu 22 % für den gesamten Fahrtrieb) [Hec08]. Wirkungsgradsteigerungen, die durch die Umrüstung auf einen elektrischen Antriebsstrang in der Größenordnung von 15 % - 25 % erwartet werden, würden somit auch den Gesamtwirkungsgrad der Maschine deutlich verbessern.

Gegenwärtig werden in selbstfahrenden Erntemaschinen zum größten Teil hydrostatische Antriebe mit zusätzlichen mechanischen Schaltgetriebeeinheiten eingesetzt. Der Wirkungsgrad solcher Systeme wird auf ca. 70 % beziffert [BK02]. Weiterführende Versuche mit hydrostatischen und elektrischen Fahrtrieben im Mährescher haben die Wirkungsgradvorteile der Elektrik bestätigt. Der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebsstranges liegt, je nach übertragener Leistung, bei Straßenfahrt um bis zu 20 % über dem des vergleichbaren hydrostatischen Triebstranges [BS05]. Aumer et al. bestätigen diese Ergebnisse, indem sie für den hydrostatischen Fahrtrieb im Mährescher Wirkungsgrade von 0,4 bis 0,68 ausweisen und für den alternativen elektrischen Antriebsstrang Werte von 0,72 bis 0,82 [ALGHB08]. Dem günstigeren Wirkungsgrad stehen allerdings ein höheres Gewicht und höhere Kosten gegenüber.

Bedingt durch die Eigenschaften von hydrostatischen und elektrischen Wandlern führt eine Umrüstung zu einer Verbesserung der Geräuschentwicklung während des Betriebes und zu einer Verlängerung der Lebensdauer der Komponenten [Har99]. Dadurch werden die Geräuschemissionen der Gesamtmaschine während des Einsatzes reduziert und die für die Herstellung der Antriebskomponenten notwendigen Rohstoffe unterliegen einer längeren Nutzung.

Zusätzlich ist die mögliche Gefahr der Umweltbelastung durch Leckagen im hydraulischen System sehr groß [Har99]. Der Eintrag von umweltgefährdenden Stoffen durch

² Nach Projektantrag vom 03.11.2009

Bauteilschäden kann im hydraulischen System letztendlich nicht ausgeschlossen werden. Dieses Gefahrenpotenzial ist bei einer elektrischen Antriebslösung deutlich geringer.

Diese Aussagen gewinnen vor allem durch die Entwicklung des Silomaisanbaues in Deutschland an Gewicht. Dieser ist, nicht zuletzt durch den Anbau von Silomais zur Bioenergienutzung, in den letzten Jahren erheblich ausgebaut worden (Abbildung 1). Dies hat zur Folge, dass zum einen leistungsstärkere Maschinen zur Ernte erforderlich sind oder die Erntedauer verlängert wird. Beides hat zur Folge, dass die absolut erforderliche Primärenergie zum Weiterverarbeiten des Feldbestandes ansteigt. Ein Fortschritt in den bereits oben genannten Bereichen bezieht sich somit auf einen immer größer werdenden Flächenanteil in der Bundesrepublik, was absolut gesehen zu größeren Einsparungen führt.

Insgesamt sind im Jahr 2012 in Deutschland 2,056 Mio. Hektar Silomais angebaut worden. Je nach Schlaggröße und –form ist mit einem Treibstoffverbrauch, ausschließlich für das Häckseln, von ca. 25 bis 58 l/ha auszugehen ([KTBL05]; S. 133f, [LAK10]; S. 17.). Dies verdeutlicht den enormen Verbrauch an Dieselmotorkraftstoff und zeigt die Einsparpotentiale auf, welche durch Effizienzsteigerung erreicht werden können. Nochmalig verstärkt wird die Tatsache durch zusätzliche Einsatzstunden von Exaktfeldhäckslern während der Grassilage und Ganzpflanzensilageernte.

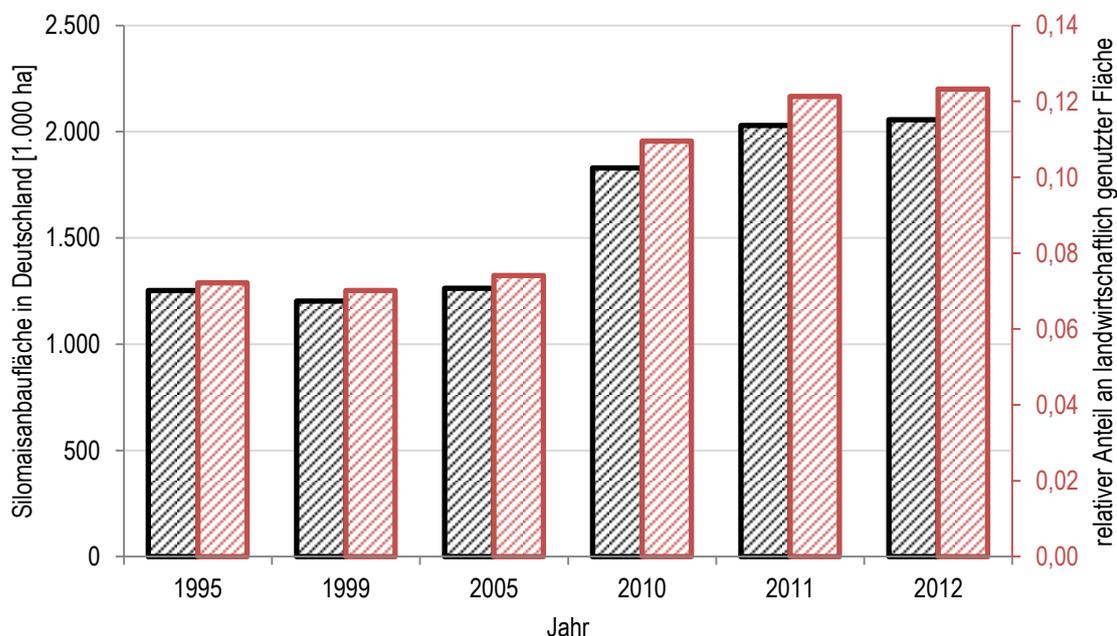


Abbildung 1: Veränderung des Silomaisanbaues in der Bundesrepublik Deutschland in den Jahren 1995 bis 2012 (nach [SB12])

3 Zielsetzung und Aufgabenstellung³

Als Schlüsselmaschine in der Verfahrenskette der Gras-, Ganzpflanzen- und Maissilageerzeugung gilt der selbstfahrende Feldhäcksler. Für den Maschinenbetreiber entscheidet die Leistungsfähigkeit des Häckslers über die termingerechte und zügige Ernte bei allen Kunden unter bestmöglicher Reduzierung des Wetterrisikos. Diese Tatsache begründet die stetige Motorleistungssteigerung der angebotenen und verkauften Maschinen seit Einführung der Selbstfahrtechnologie [GF01]. Die steigende Motorleistung jeder neu verkauften Maschine erfordert eine erhöhte Kampagneleistung bei gleichzeitig sehr hoher Einsatzsicherheit, um teure Stillstandszeiten der gesamten Erntekette zu vermeiden. Der damit verbundene Rückgang der verkauften Einheiten in Deutschland endete in der Saison 02/03. Der Absatz steigerte sich nun wieder auf ca. 500 Maschinen seit der Saison 05/06, was durch den Zusatzbedarf an Mais für Biogasanlagen hervorgerufen worden ist [Wie09].

Die bedeutenden Feldhäckslerhersteller (Claas, CNH, John Deere, Krone) bieten Maschinen von 281 bis 750 kW Motorleistung an, wobei jeder Hersteller über mindestens eine Maschine im Leistungsbereich über 500 kW verfügt. Die Antriebsleistungen werden seit Einführung der Selbstfahrtechnologie über zwei verschiedene Antriebskonzepte auf die entsprechenden Verbraucher übertragen.

Die leistungsintensiven Baugruppen des Häcksel- und Aufbereitungsprozesses werden mechanisch über Umschlingungsgetriebe, ein sogenanntes „Powerband“, versorgt. Die Häckseltrommel, der Körnerprozessor und der Nachbeschleuniger verbrauchen über diese Antriebsart mehr als 70 % der installierten Motorleistung während des Feldeinsatzes und sind mit konstanter Übersetzung an die Dieselmotordrehzahl gekoppelt [GF01]. Trotz teilweise stark variierender Belastungen im Feld muss die Motordrehzahl konstant eingeregelt werden, um die Funktion der Antriebsaggregate zu gewährleisten. Die Dynamikabweichung eines Dieselmotors fällt nach [FH04] mit steigender Drehzahl. In diesen Betriebspunkten gleicht der Motor Lastschwankungen leichter aus, befindet sich jedoch in einem Bereich hohen spezifischen Kraftstoffverbrauches. Entscheidend für den Einsatz der Umschlingungsgetriebe sind der hohe Wirkungsgrad der Kraftübertragung, die geringe Komplexität und die damit verbundenen niedrigen Kosten.

Das zweite Antriebskonzept in selbstfahrenden Feldhäckslern besteht aus stufenlosen hydrostatischen Antrieben. Diese werden für den Antrieb von Maisvorsatz, Einzug und

³ Nach Projektantrag vom 03.11.2009

Fahrtrieb verwendet. Bei diesen Antriebsaggregaten steht vor allem die stufenlose Drehzahlvariabilität zur Prozessoptimierung im Vordergrund. Nachteilig auf das Gesamtsystem wirkt sich allerdings der geringere Wirkungsgrad dieser Antriebskomponenten aus. Ansätze zur Optimierung des Gesamtsystems haben im Bereich der stufenlosen Antriebe die größten Aussichten auf Erfolg.

Für den Antrieb des Maisvorsatzes und des Einzuges hat dies das Projekt *Optimierung im Exakt-Feldhäcksler zur Energiereduzierung bei der Zerkleinerung und zur Qualitätssicherung des Häckselgutes*, welches von der DBU bereits gefördert worden ist, bestätigt. In dieser Arbeit haben Gallmeier und Auernhammer einen höheren Wirkungsgrad des elektrischen gegenüber dem hydrostatischen Antriebsstrang in stationärer Versuchsdurchführung belegt [GA07]. Durch den Einsatz elektrischer Baugruppenantriebe konnte der Wirkungsgrad gegenüber der hydrostatischen Antriebslösung um ca. 15 % bei typischen Betriebsbedingungen unter Volllast gesteigert werden. Im Teillastbereich liegt der Vorteil bei mehr als 25 %, aufgrund der deutlich geringeren Lastabhängigkeit der elektrischen Leistungsübertragung [DBU08].

Die dargestellte Ausgangssituation zeigt den Handlungsbedarf hinsichtlich der Optimierung der drehzahlentkoppelten Antriebe im Exakt-Feldhäcksler. Für die Bereiche Maisvorsatz und Einzug hat die Umstellung auf elektrische Leistungswandlung bereits zu positive Auswirkungen auf den Wirkungsgrad geführt. Für den stufenlosen Fahrtrieb sieht der Antragsteller in Zusammenarbeit mit dem Kooperationspartner ein ähnlich großes Potenzial, den Wirkungsgrad durch eine elektrische Leistungsübertragung zur Hinterachse zu verbessern. Durch die Systemoptimierung, insbesondere durch die Verringerung von Energieverlusten, ist eine Minderung des Primärenergieverbrauches die Folge. Des Weiteren ist eine Verbesserung der Betriebseigenschaften möglich.

Die grundlegende Zielsetzung dieses Projektes soll die Entwicklung neuer Systemtechniken im Bereich elektrische Antriebsarchitekturen in landwirtschaftlichen Maschinen sein. Damit einhergehend soll eine Senkung des Primärenergieverbrauches von 10 % im Exakt-Feldhäcksler durch das gesamte elektrische Leistungsnetz realisiert werden. Dies soll zum einen über verbesserte Wirkungsgrade der Leistungsübertragung der elektrischen Baugruppen im Vergleich zu den bisher üblichen hydraulischen Komponenten und über eine verbesserte Regel- und Steuerbarkeit geschehen.

Im Gesamtvorhaben soll das Potenzial eines elektrischen Hinterachsantriebes mit Leistungselektronik quantifiziert werden. Dies soll im Vergleich für den bisher üblichen und den neuen Triebstrang unter gleichen Bedingungen erfolgen. Dazu heranzuziehende Punkte sind der Triebstrangwirkungsgrad, das effektiv genutzte Leistungsgewicht und die

Gesamtkosten der zu vergleichenden Systeme. Bezüglich des Triebstrangwirkungsgrades können reproduzierbare Ergebnisse nur auf Basis von Prüfstandsversuchen ermittelt werden. Dabei sind die entsprechenden Baugruppen mit einsatztypischen Lastzyklen zu belasten. Zum Teil verwendbare Lastkollektive sind bereits durch den Kooperationspartner in einer vorhergehenden Arbeit ermittelt worden und können in vollem Umfang genutzt werden [Hec08]. Mithilfe dieser und noch weiteren aufzuzeichnenden Lastkollektiven können die zu vergleichenden Antriebsstrukturen belastet, die Wandlungsverluste im hydraulischen und elektrischen System erfasst und die Verluste bei der Leistungsübertragung sowie der Steuerung des Gesamtsystems bestimmt werden. Die in diesem Projekt zur Verfügung stehenden Daten sind die einzigen Messdaten, die an einer selbstfahrenden Arbeitsmaschine mit Allradantrieb und rein hydrostatischen Radantrieben aufgezeichnet worden sind.

In Zusammenarbeit mit dem Kooperationspartner muss dazu der hydrostatische Hinterachsantrieb auf ein elektrisches Antriebssystem umgerüstet werden. Der an der Versuchsmaschine bestehende Generator kann dabei zur Leistungsbereitstellung für die Fahrtriebmotoren genutzt werden. Die zwei Radnabenmotoren sind auf Basis der genannten Vorarbeiten zu dimensionieren. Ansteuerung, Realisierung der elektrischen Querdifferenzialwirkung, Leistungselektronik und Kühlung aller Komponenten sind entsprechend zu entwickeln und bestmöglich in die bestehende Maschine zu integrieren. Die für die Dimensionierung dieses dieselelektrischen Systems notwendigen Lastkollektive sind in umfangreichen Straßen- und Feldversuchen aufgezeichnet und ausgewertet worden. Mit dieser Basis wird eine Lastbremse in vergleichenden Prüfstandsversuchen angesteuert, um die Wirkungsgrade des hydraulischen und elektrischen Systems reproduzierbar zu ermitteln.

4 Material und Methoden

Um den gesamten Arbeitsverlauf des Projektes darzulegen, wird in diesem Kapitel zunächst die geplante Vorgehensweise dargelegt mit den erforderlichen Änderungen, welche sich im Projektverlauf ergeben haben. Darauf aufbauend wird die Ermittlung der Lastdaten im Feld, die Datenverarbeitung sowie die Arbeitspunkte Entwicklung des Prototyps elektrische Hinterachse und die vergleichenden Prüfstandsversuche dargestellt.

4.1 Geplante Vorgehensweise

Das Gesamtprojekt kann in drei Teilabschnitte gegliedert werden, deren Bearbeitung zum Teil parallel erfolgt. Der **erste Teilabschnitt (TA I)** beinhaltet den Einbau von elektrischen Radnabenmotoren in die Feldhäckslerhinterachse sowie im sehr geringen Umfang die Arbeitsphase zur späteren brancheninternen Nutzung der Projektergebnisse.

Im **zweiten Teilabschnitt (TA II)** sind die Feld- und Prüfstandsversuche zusammengefasst. Diese bestehen aus Feldversuchen zur weiteren Ergänzung der Lastkollektivdaten, aus Feldtests zur Funktionsüberprüfung des elektrischen Hinterachsantriebes und aus sich daran anschließenden Prüfstandsversuchen zur Wirkungsgradbestimmung der beiden Systeme.

In einem **dritten Teilabschnitt (TA III)** sollen die Ergebnisse einem breiten Publikum zugänglich gemacht werden.

4.1.1 Teilabschnitt I: Elektrischer Antrieb der Feldhäckslerhinterachse

Zur Bestimmung der möglichen Effizienzsteigerung durch den Einsatz neuer Antriebstechnik soll die vorhandene Serienlösung des Hinterachsantriebes durch eine elektrische Antriebsstruktur ersetzt werden. Der Ablauf aller erforderlichen Arbeiten wird in zwei Teilbereiche untergliedert.

- I-I Entwicklung eines dieselektrischen Hinterachsantriebes als Ausgangsbasis für eine vergleichende Bewertung von hydrostatischen und elektrischen Radantrieben mit 7 Arbeitspaketen (AP).
- I-II Brancheninterne Zusammenarbeit zur teilweisen gemeinsamen Erarbeitung, Verbreitung und Nutzung der Projektergebnisse mit 3 Arbeitspaketen.

I-I: Entwicklung eines dieselektrischen Hinterachsantriebes

Um eine vergleichende Bewertung beider Antriebsarchitekturen durchführen zu können, muss neben dem serienmäßig verwendeten hydrostatischen Radantriebssystem ein

elektrischer Prototypen-Hinterachsantriebsstrang aufgebaut werden. Dabei sind folgende Arbeitspakete durchzuführen:

AP 1: Vorauswahl möglicher Komponenten in Anbetracht aller zu berücksichtigender Aspekte, wie Leistungsparameter, Bauraum, Ansteuerung sowie Kosten (1. *Projektquartal PQ*).

AP 2: Alle zu berücksichtigenden gesetzlichen Rahmenbedingungen für den Fahrtrieb müssen recherchiert und entsprechend beachtet werden. Ebenso muss allen Sicherheitsanforderungen Rechnung getragen werden (1. *PQ*).

AP 3: Entwicklung eines Steuerungs- und Energiemanagementsystems, um bei begrenzter verfügbarer Energie die einzelnen Verbraucher in festgelegter Priorität zu versorgen (1. & 2. *PQ*).

AP 4: Erarbeitung und Bewertung möglicher Lösungsansätze zur Realisierung der Querdifferenzialwirkung an der Hinterachse. Aufstellen des Steuerungsalgorithmus unter Berücksichtigung der Faktoren Geschwindigkeit, Lenkeinschlagwinkel und der Ergebnisse aus AP 1 (2. & 3. *PQ*).

AP 5: Festlegung der Komponenten und Durchführung der entsprechenden konstruktiven Änderungen an der bestehenden Maschine (3. & 4. *PQ*).

AP 6: Das bereits an der Maschine bestehende Schutzkonzept gegen elektrischen Schlag und gefährliche Körperströme nach DIN VDE 0100 Teil 410 ist um den Hinterachsantrieb zu erweitern (4. *PQ*).

AP 7: Die erste Testphase der Inbetriebnahme der elektrisch angetriebenen Hinterachse erfolgt bei stehender Maschine, um alleinig die motorseitige Funktionalität zu überprüfen (4. & 5. *PQ*).

AP 8: Die Realisierung des Gesamtsystems und dessen Inbetriebnahme sind für *das 5. Projektquartal* geplant.

I-II Brancheninterne Zusammenarbeit zur Erarbeitung und weiteren Verwendung der Projektergebnisse

Dieser Abschnitt wird parallel zu I-I bearbeitet.

AP 9: Organisation von Workshops für mittelständische Landtechnikunternehmen, um gemeinsam potenzielle und allgemein in elektrischen Leistungsnetzen nutzbare Komponenten (z. B. Schnittstellen, Steckverbindungen, Steuerungselemente) zu erarbeiten. (1. – 3. *PQ*).

AP 10: Prüfung der Übertragbarkeit des Achsantriebes auf landwirtschaftliche Anhänger und Anhängegeräte (2. & 3. PQ).

AP 11: Die Ergebnisse und Erfahrungen aus dieser Arbeit können und sollen in weitere Projekte einfließen. Dazu werden die Lösungen zur Gestaltung des elektrischen Leistungsnetzes und der Ansteuerung in einer Veröffentlichung zusammengefasst (9.PQ).

4.1.2 Teilabschnitt II: Felderprobung und Prüfstandsversuche

Um eine Bewertung und einen Vergleich der hydrostatischen mit der elektrischen Antriebsarchitektur zu ermöglichen, sind Feld- sowie Prüfstandsversuche unerlässlich. Die Lastkollektivdaten aus Feldversuchen sind dann neben den bereits verfügbaren Daten auch als Belastungsdaten für die Prüfstandsversuche aufzubereiten. Dieser Teilabschnitt kann in drei Bereiche untergliedert werden.

- II-I Durchführung von umfangreichen Lastkollektivmessungen, die alle vier Radnabenmotoren beinhaltet mit 3 Arbeitspaketen.
- II-II Feldversuche zur Überprüfung aller Funktionen im elektrischen Gesamtsystem und zur Validierung der Prüfstandsversuche mit 3 Arbeitspaketen.
- II-III Prüfstandsversuche zur Bewertung der hydrostatischen und elektrischen Fahrtriebsarchitektur auf Basis reproduzierbar ermittelter Triebstrangwirkungsgrade mit 2 Arbeitspaketen.

II-I Erweiterte Lastkollektivmessungen

Es werden Lastkollektive aufgezeichnet, welche alle vier Radmotoren und die beiden Pumpen einschließen.

AP 1: Erweiterung der beim Kooperationspartner teilweise vorhandenen Messtechnik um die fehlenden notwendigen Komponenten und Aufbau der gesamten hydraulischen Messtechnik (1. & 2. PQ).

AP 2: Durchführung der Lastkollektivmessung im Feld (2. PQ).

AP 3: Normierung der ermittelten Lastkollektive als Eingangsgröße für die Belastungsmessungen mit standardisierten Prüfzyklen (3. PQ).

II-II Feldversuche zur Überprüfung aller Funktionen im Gesamtsystem

Nach der Implementierung des elektrischen anstelle des hydrostatischen Hinterachsantriebes der Serienmaschine werden die ersten Feldversuche mit dem Ziel der Funktionsüberprüfung des neuen Hinterachsantriebes durchgeführt. Mögliche

Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Verbrauchern im gemeinsamen Leistungsnetz während des Betriebes werden aufgezeichnet.

AP 4: Versuchsfahrten ohne weitere Verbraucher (Einzug, Vorsatz) im elektrischen Leistungsnetz. Dabei wird vor allem die Funktion der elektrischen Querdifferenzialwirkung überprüft (6. PQ).

AP 5: Nach positivem Versuchsverlauf erfolgen Feldversuche in der Silomaisenernte bei gemeinsamem Betrieb aller elektrischen Verbraucher. Funktionsüberprüfung unter allen Maschineneinstellungen und Fahrstrategien (8. PQ).

AP 6: Erste Versuchsauswertung und gegebenenfalls Systemoptimierung und Anpassung des Steuerungs- und Energiemanagementsystems (8. & 9. PQ).

II-III Vergleichende Prüfstandsversuche

Um nachvollziehbare und jederzeit reproduzierbare Ergebnisse über den Wirkungsgrad der zu vergleichenden Antriebsstränge zu erhalten, wird ein Prüfstand aufgebaut, mit dem die Baugruppen direkt am Fahrzeug dynamisch, mit durch im Feldtest ermittelten Lastkollektiven, belastet werden.

AP 7: Die Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades erfolgt aus dem Vergleich von mechanisch eingespeister und mechanisch ausgetriebener Leistung. Der Aufbau dieser Versuchsanstellung ist für den Zeitraum 6. & 7. *Projektquartal* geplant.

AP 8: Die Datenauswertung der Prüfstandsversuche erfolgt im Anschluss im 7. – 8. *Projektquartal*. Darin einbezogen ist neben dem Wirkungsgrad die umfassende Bewertung hinsichtlich Leistungsgewicht und Gesamtkosten.

4.1.3 Teilabschnitt III: Ergebnispräsentation und Endbericht

Dieser Teilabschnitt ist in drei Einheiten gegliedert und informiert über Ablauf und Ergebnisse des durchgeführten Projektes.

AP 1: Der gesamte Projektverlauf wird in mehrere Zwischen- und einen Endbericht zusammengefasst. Darin sind jeweils auch die einzelnen Ergebnisse beschrieben, die unterschiedlichen Möglichkeiten der Realisierung bewertet sowie weiterführende Fragestellungen benannt (2., 4., 6., 8. und 9. PQ).

AP 2: Um die Ergebnisse aus diesem Projekt auch einem breiten Publikum vorzustellen, eignet sich in der Landtechnik keine Veranstaltung besser als die weltweit größte Agrartechnikmesse ‚AGRITECHNICA 2011‘ und die im Vorfeld stattfindende ‚VDI-MEG Tagung Agricultural Engineering 2011‘ (8. PQ).

4.2 Probleme und Änderungen des Arbeitsplanes

Da aufgrund einiger nicht vorhersehbarer Ereignisse oder schlichtweg aus einer verbesserten Arbeitseffizienz heraus Änderungen am geplanten Vorgehen erforderlich gewesen sind, sollen hier kurz die wichtigsten Änderungen im Arbeitsablauf dargelegt werden. Den geänderten Zeitplan gibt auch die Tabelle 1 wieder.

Die bedeutendste Änderung am Zeitplan war diese, welche den AP II-7 betroffen hatte. Entgegen der vorhergehenden Planungen, die Prüfstandsversuche für beide Antriebsalternativen durchzuführen, wird zunächst die hydraulische Antriebsvariante auf dem Prüfstand getestet und erst im Anschluss wird der Umbau zur alternativen Antriebsvariante durchgeführt, gefolgt von Prüfstands- und Feldversuchen. Somit wird dieses Arbeitspaket aufgeteilt und erstreckt sich damit über mehrere Projektquartale, jeweils gefolgt von der Datenauswertung. Aufgrund der Tatsache, dass kein geeigneter Prüfstand innerhalb Deutschlands verfügbar war, welcher allen Anforderung gerecht wurde, ist am Standort des Kooperationspartners ein geeigneter Prüfstand entwickelt und aufgebaut worden. Dadurch mitbegründet sind die Arbeitspakete I-3 bis I-8 zum Aufbau des elektrischen Systems zeitlich nach hinten verschoben worden, ebenso wie die Pakete II-4 bis II-6 (Versuchsfahrten und Feldtest elektrisch).

Tabelle 1: Projektablauf einschließlich aller erforderlichen Änderungen in der Vorgehensweise

Arbeitspakete:	1. Projektjahr				2. Projektjahr				3. Projektjahr			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
I-1: Komponentenauswahl	■											
I-2: Gesetzgebung		■										
I-3: Energiemanagementsystem					■							
I-4: Differenzial								■				
I-5: Maschinenumbau				■	■				■			
I-6: Erweiterung Schutzkonzept										■		
I-7: Testphase											■	
I-8: Realisierung												■
I-9: Workshops		■				■				■		
I-10: Übertragbarkeitsprüfung											■	■
I-11: Arbeitspapier												■
II-1: Messtechnikaufbau	■	■										
II-2: Lastkollektivmessungen		■										
II-3: Lastkollektivauswertungen			■									
II-4: Versuchsfahrten I											■	
II-5: Versuchsfahrten II												■
II-6: Versuchsauswertung Feldtest												■
II-7: Prüfstandsversuch						■	■			■		
II-8: Versuchsauswertung Prüfstand								■	■			■
III-1: Berichte		■				■						
III-2: Präsentationen							■	■				■

Die Verzögerungen haben sich aufgrund dieser Vorgehensweise auch direkt auf alle weiterfolgenden Arbeiten ausgewirkt. Dies sind, um nur einige zu nennen:

- Schaden am Motorverteilergetriebe des Versuchsträgers, welcher eine komplette Demontage des elektrischen Systems Vorsatz/Einzug zur Folge hatte
- Verspätete Lieferung von Komponenten sowie falsche Aussagen bzw. Zeichnung für den Prüfstandsversuch des hydrostatischen Antriebs, welche zu erheblichen Mehrarbeiten und Verzögerungen führte
- Verspätete Lieferung der Leistungselektronik Anfang Juni 2012
- Verspätete Lieferung der Elektromotoren Ende Juni 2012 anstelle Februar, wie ursprünglich zugesagt
- Durch den Hersteller der Leistungselektronik verschuldete Schäden, welche zum mehrmaligen Einschicken des Bauteils geführt haben

Wie bereits im ersten Zwischenbericht erklärt, ist Arbeitspaket I-9 dahingehend abgeändert worden, dass die VDI MEG Kolloquien „Elektrische Antriebe in der Landtechnik“ aktiv unterstützt werden. Um eine verbesserte Datenbasis zu besitzen werden AP I-10 und I-11 ans Ende des Projektes gestellt.

Das Arbeitspaket III-2 konnte in besonderer Weise auf der Agritechnica 2011 in Hannover vom 13. bis 19. November umgesetzt werden. Durch die gesonderte Konstruktion und Herstellung zweier Demonstratoren konnte das Forschungsvorhaben einem sehr breiten und weit gefächerten Publikum zugänglich gemacht werden. Durch die Aufteilung der Exponate auf den Stand der Maschinenfabrik Bernard Krone GmbH und den Stand des Lehrstuhls für Agrarsystemtechnik konnte die Möglichkeit genutzt werden, die Thematik auf zwei verschiedenen tiefen Ebenen zu erläutern. Die abschließende wissenschaftliche Veröffentlichung soll auf der Tagung Agricultural Engineering 2013 in Hannover erfolgen.

4.3 Ermittlung von Lastdaten

Basis des ganzen Projektes ist die Ermittlung von betriebstypischen Lastdaten im Feld, welche weiterverarbeitet und in dieser Form Grundlage der Prüfstandsversuche sind. Die Versuche dazu wurden vom Kooperationspartner im Raum Freising zu Beginn des Projektes durchgeführt. Dabei wurde vor allem darauf geachtet, dass die Messdatenaufzeichnung den eigentlichen Arbeitsprozess in keiner Weise beeinflusst. Da die relevanten Werte Drehmoment und Drehzahl am Rad messtechnisch mit einem vertretbaren Aufwand nicht zu erfassen waren, sind die korrespondierenden Größen Druck und Volumenstrom aufgezeichnet worden (siehe auch Abbildung 2). An allen vier

Motoren und an beiden Pumpen wurde je hoch- und niederdruckseitig ein Druckmessumformer installiert, ebenso in beiden Steuerleitungen der Motoren. Zusätzlich wurden am linken Vorder- und am rechten Hinterrad jeweils zwei Volumenstrommessrohre im System installiert. Temperaturmessung und eine DGPS⁴-Antenne zur Georeferenzierung aller Daten vervollständigten den Messaufbau. Die Messdatenaufzeichnung erfolgte dabei mit einer Rate von 28 Hz. Auf welche breite Basis von Maschineneinstellungen sich die späteren Ergebnisse stützen, zeigt Tabelle 2.

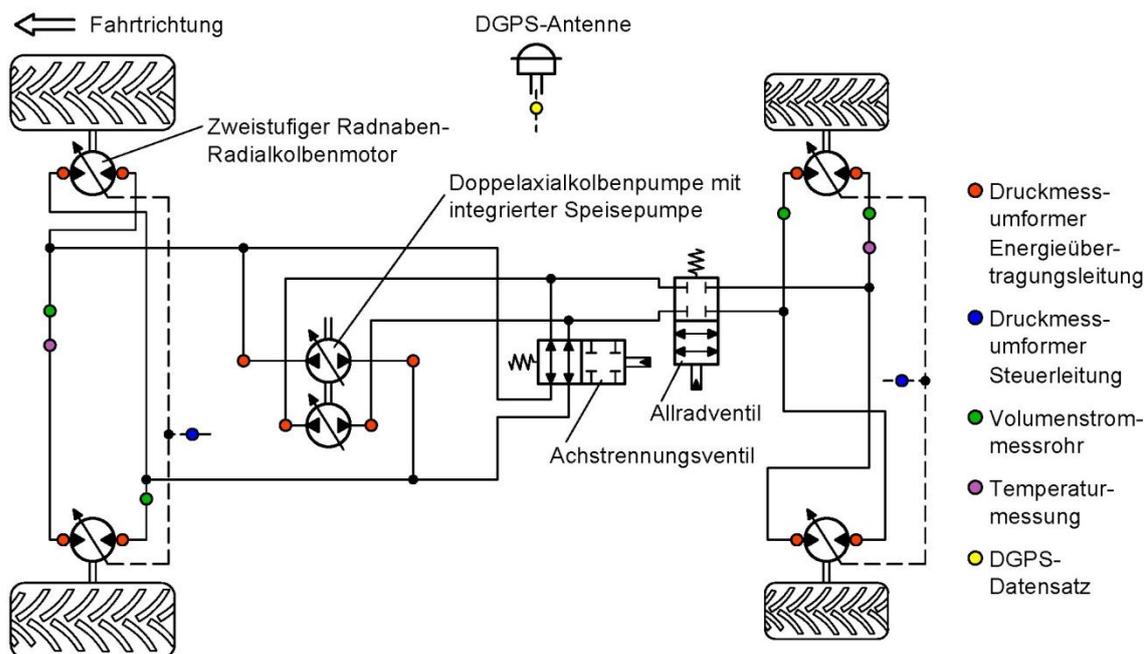


Abbildung 2: Schematischer Aufbau Serienfahrantriebssystem mit den einzelnen Messpunkten zur Erfassung der Belastung während typischer Feldeinsätze [HB10b]

Tabelle 2: Variierte Einsatzparameter während der Feldversuche [HB09]

Parameter	Variation
Schlaggröße [ha]	1 - 18
Schlagform	Dreieck / Viereck / Vieleck
Hangneigung [%]	0-41
Saatform	Reihensaat 75 cm / Drillsaat
theoretische Häcksellänge [mm]	4 - 8
Arbeitsgeschwindigkeit [km/h]	4 - 12
Bearbeitungsform	Auf-Ab / Beet
Vorsatzführung	Lage- / Auflagedruckregelung 0 – 25%
Antriebsart	Zweirad / Allrad

⁴ Differential Global Positioning System

4.4 Datenaufbereitung Feldversuche

Die grundlegende Datenaufbereitung zielt im ersten Schritt darauf ab, die Hauptbetriebspunkte während des Feldeinsatzes zu ermitteln. Da weder das Geschwindigkeitssignal aus dem DGPS-Empfänger, noch die Volumenstrommessrohre Prinzip bedingt vorzeichenbehaftet sind, wurden zunächst über einen Algorithmus die verschiedenen Betriebsquadranten ermittelt⁵. Das Ergebnis daraus ist in Abbildung 3 dargestellt. Hieraus ergibt sich, dass der I Quadrant der mit Abstand Bedeutendste ist und dieser bei allen weiterführenden Schritten besondere Berücksichtigung finden muss.

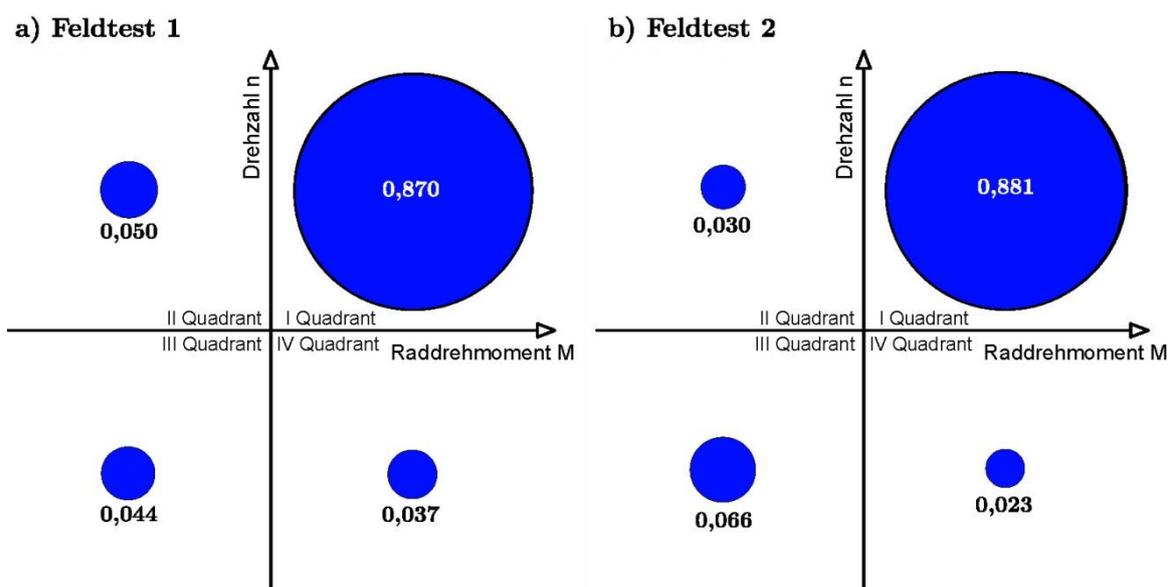


Abbildung 3: Relative zeitliche Verteilung der Betriebspunkte auf die vier Antriebsquadranten unter zwei verschiedenen Arbeitsbedingungen (verändert nach [HB10a])

Zur weiteren Datenverarbeitung werden nach DIN 45667 die absoluten Häufigkeiten für bestimmte Drehmoment-Drehzahl-Paarungen bestimmt. Dabei sind die Klassenbreiten 2 min^{-1} und 1 kNm bei einer Hysterese von $0,5 \text{ kNm}$. Dabei wird zuerst das Drehmoment nach dem Klassendurchgangsverfahren und im Folgenden die Drehzahl nach dem Stichprobenverfahren klassiert [DIN69]. Möglich sind damit Aussagen, wie häufig bestimmte Drehmoment-Drehzahl-Paarungen im Feld auftreten. Die Information wird in Form mehrdimensionaler Matrizen gespeichert, wodurch unter anderem eine dreidimensionale grafische Darstellungsform ermöglicht wird.

Um die Zusammenhänge auch in einen etwas mehr praxisbezogenen Kontext einzuordnen, sollen diese Informationen dahingehend weiterverarbeitet werden, dass ein

⁵ Das genaue Vorgehen hierzu ist in [HB10a] im Detail dargestellt

statistischer Prüfzyklus entwickelt wird, welcher die tatsächlichen Belastungen in Qualität und Quantität berücksichtigt, um so auf einen Energieeffizienzwert zu kommen, welcher die ein- und ausgetriebenen Leistungen über einen bestimmten Zeitraum saldiert betrachtet. Die Erarbeitung dieser Zyklen basiert im Grundsatz auf der Arbeit von Immel und wurde durch Gallmeier erweitert ([Imm97] & [Gal09]). Um in diesem Projekt sowohl Drehmoment und Drehzahl variabel zu generieren, wurde über Gallmeier hinaus, eine zweifache, ineinander geschachtelte, statistische Iteration verwendet, die auf zwei mehrdimensionale Matrizen zurückgreift und neben Drehmoment M und Drehzahl n (Winkelgeschwindigkeit ω) auch den Drehmomentengradienten $\left(\frac{\delta M}{\delta t}\right)$ und die Beschleunigung (Winkelbeschleunigung α) berücksichtigt (siehe auch Anhang 1). Somit erhält man einen theoretischen, statistisch ermittelten, Prüfzyklus, welcher Drehmoment und Drehzahl über der Zeit darstellt.

4.5 Versuchsträger mit elektrisch angetriebener Hinterachse

Dieser Zyklus soll dazu verwendet werden, die beiden miteinander zu vergleichenden Systeme zu bewerten. Das Hauptziel bei der Umrüstung war die volle Funktionalität der hydrostatischen Lösung zu ersetzen und, insofern möglich, zu verbessern. Der elektrische Hinterachsfahrantrieb am Demonstrationsträger greift zunächst auf den bereits bestehenden Generator zurück (siehe [Gal09], S. 55ff). Dieses Vorgehen war erforderlich, da beide hydrostatische Fahrantriebspumpen nach wie vor für die Straßenfahrt zur Versorgung der Vorderachse notwendig waren und somit kein weiterer Abtrieb am Motorverteilergetriebe zur Verfügung stand. Anstelle der hydrostatischen Radnabenmotoren werden Elektromaschinen mit einem Planetengetriebe eingesetzt. Die Elektromotoren sind permanenterregte Synchronmotoren mit einer Nennleistung von je 13,4kW (max. 22,1 kW) und einem maximalem Drehmoment von 450 Nm (Nennmoment 195 Nm). Die Übersetzung auf Raddrehzahl übernimmt ein zweistufiges Planetengetriebe. Den Anschluss an die vorhandene Achse übernimmt ein angepasster Achsschenkel, da die Elektromaschine im Durchmesser vergleichsweise etwas größer baut (siehe auch Anhang 2 & Anhang 3). Zur Energieversorgung der Maschinen wurde, im Gegensatz zum vorhergehenden Projekt, auf einen DC-Zwischenkreis verzichtet. Ein Grund dafür war der sehr begrenzte Bauraum innerhalb der Felge, welcher den Einsatz eines in den Klemmkasten integrierten Wechselrichters nicht ermöglichte. Darüber hinaus konnte durch die AC/AC-Wechselrichtertechnik die Auslegung der Motorzuleitung geändert werden, was Vorteile im Biegeradius und im Verdrehwinkel der Kabel, vor allem um den sehr hoch beanspruchten Achsschenkelbolzendrehpunkt, mit sich brachte.

In Abbildung 4 wird schematisch dargestellt, wie der Energiefluss im System abläuft. Im Schaltkasten des bestehenden Generators wird für das zusätzlich aufzubauende System ein Abgriff erstellt. Zusätzlich erfolgt über diesen Punkt der Durchgriff der Isolationsüberwachung auf alle elektrischen Komponenten im System. Somit ist ein Isolationswächter im System, welches auch weiterhin als IT-System ausgeführt ist, ausreichend (siehe auch [HAGO07]). Über einen motorisch mit 24 V Bordspannung versorgten Leistungsschalter, die Sicherungsautomaten und die Motordrosseln werden die beiden baugleichen AC/AC-Wechselrichter versorgt. Ein Bremswiderstand mit zwei getrennten Widerständen, aber einem Kühlkreislauf, vervollständigt das gesamte System.

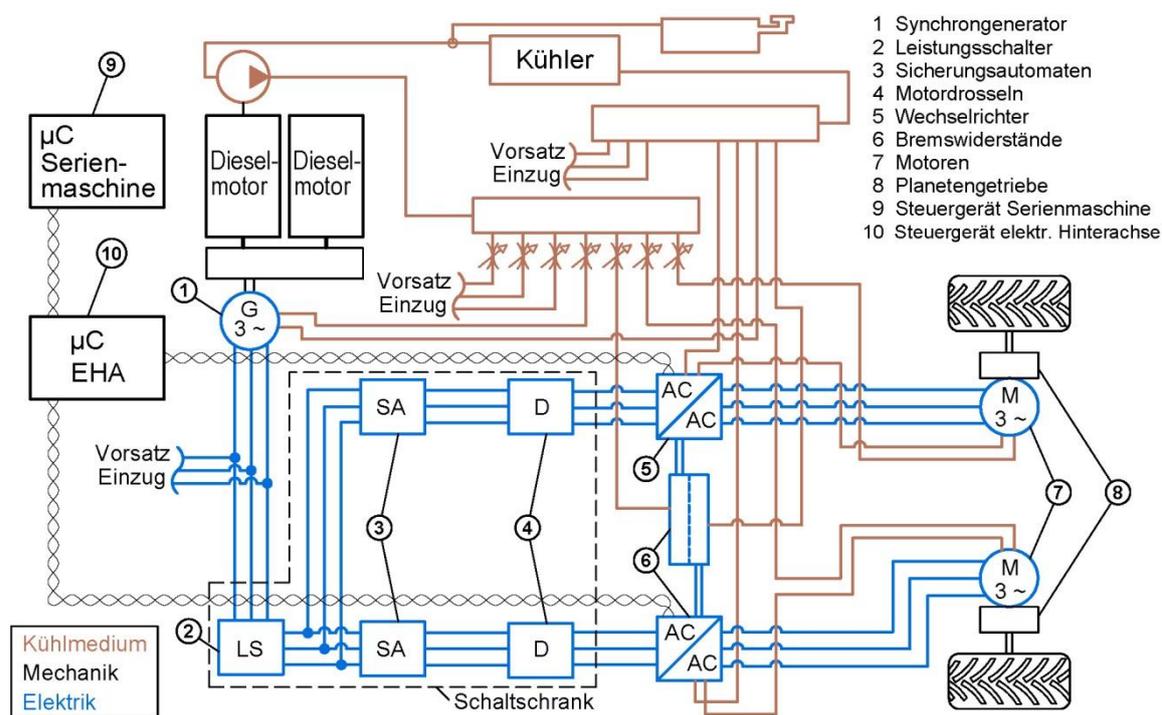


Abbildung 4: Schematische Darstellung des elektrischen Energieflusses für den elektrischen Hinterradantrieb incl. Kühlung (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Die Kühlung von Wechselrichtern und Motoren erfolgt ebenso mit einem Wasser-Glykol-Gemisch, wobei der bestehende Zusatzkühler ausreichte, und nur die 24 V Motorpumpe durch eine vom Verbrennungsmotor riemengetriebene Pumpe ersetzt wurde, um die erforderliche Literleistung zu erreichen. Die Verlustwärme der Komponenten, vor allem der Motordrosseln, innerhalb des Schaltschrankes führte ein Peltier-Kühler, welcher in den Schaltschrank mit einer Kühlleistung von 150 W eingebaut wurde, ab. Durch die bereits beschriebene Tatsache, dass ein großer Teil der Komponenten für den hydrostatischen Hinterachs Antrieb nach wie vor zur Straßenfahrt erforderlich sind, konnte fast kein Bauraum gewonnen werden. Dies hatte zur Folge, dass die Umrichter und der Schaltschrank hinter dem Auswurfbogen des Häckslers befestigt wurden (Anhang 4).

4.6 Prüfstandsuntersuchungen

Um die verschiedenen Systeme hinsichtlich Ihrer Effizienz bewerten zu können, wurden Prüfstandsversuche durchgeführt, welche zuerst die Untersuchung des hydrostatischen und nach der Umrüstung die des elektrischen Hinterachsantriebes beinhalteten. Prüfstandsversuche wurden aufgrund der besseren Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gegenüber Feldversuchen vorgezogen, zumal auch die Feldbedingungen über eine Prüfzyklussynthese unter reproduzierbaren Bedingungen Berücksichtigung finden. Da die Untersuchungen an den Komponenten im quasi eingebauten Zustand erfolgen sollen, war die Zahl der möglichen Prüfstände stark eingeschränkt. Rollenprüfstände innerhalb Deutschlands konnten zumeist nicht die erforderlichen Abmessungen bereitstellen bzw. waren diese in Bezug auf die Benutzungsgebühren pro Woche relativ kostenintensiv. Hinzu kommt, dass die Interaktion zwischen Reifen und Rolle mit in die Betrachtung einfließt. Aus den genannten Gründen hat sich das Projektteam dann für eine Eigenlösung entschieden, welche am Standort des Kooperationspartners aufgebaut wurde (Anhang 5). Dabei konnte bei beiden Systemen die ein- und ausgetriebene mechanische Leistung bestimmt werden ohne weitere Interaktionen berücksichtigen zu müssen. Der Prüfstand war dadurch charakterisiert, dass die Vorderachsräder am Boden belassen wurden und die Hinterachse aufgebockt wurde. Aus diesem Grund sind mehrere Sicherheitssysteme integriert worden, die im Detail von Beucke beschrieben werden ([Beu12], S. 30ff).

4.6.1 Hydrostatischer Serienantrieb

Um ausschließlich den Antriebsstrang Hinterachse zu betrachten, wird für die Prüfung des hydrostatischen Serienantriebsstranges die Tandempumpe des Fahrtriebes getrennt und ein Drehmoment- und Drehzahl-Messflansch zwischen beiden Pumpen eingebracht (siehe auch Abbildung 5). Vor allem die beidseitige Abdichtung gegen den Öldruck innerhalb des Gehäuses stellte sich als sehr schwer zu lösendes Problem dar, da die Messtechnik vor jeglichem Ölkontakt geschützt werden musste. Darüber hinaus verfügt der hydrostatische Antrieb über eine *Quer-differentialwirkung*, welche durch den Prüfstand kompensiert werden musste, sodass beide Motoren mit der annähernd gleichen Drehzahl arbeiten. Dies wurde in der Endausbaustufe des Prüfstandes über zwei Bremsmotoren mit jeweils eigenen Frequenzumrichtern und externen Bremswiderständen, aber mit einer gemeinsamen Steuerung realisiert, die über eine analoge Schnittstelle mit dem zentralen Prüfstandsregelungs- und Messdatenaufzeichnungssystem verbunden war.

An Pumpe, Motoren und Steuerleitung wurde jeweils hoch- und niederdruckseitig der Systemdruck über Druckessumformer gemessen. In den Versorgungsleitungen zu den

beiden Motoren ist zusätzlich der Volumenstrom sowie in der Hochdruckleitung die Temperatur des Mediums gemessen worden. Direkt an die Radialkolbenmotoren angeflanscht waren die beiden Drehmomentmessflansche, welche abtriebseitig über eine Zweigelenk-Kupplung mit einem Getriebe mit $i = 26,208$ verbunden waren. Die eigentliche Bremsleistung wurde durch die Bremsmotoren aufgebracht, die mit den Getrieben je über eine Gelenkwelle verbunden waren. Die Übersetzung der Raddrehzahl ins Schnellere war erforderlich, um den Drehzahlbereich der Bremsmotoren zu erreichen. Zur Drehzahlerfassung am Rad wurden die in die Bremsmotoren integrierten TTL-Geber verwendet. Der Antrieb des gesamten Prüfstandes erfolgte über den Verbrennungsmotor des Feldhäckslers. Mit dieser Versuchsanstellung war es möglich, die Wirkungsgrade der Pumpe, der Energieübertragung und der Motoren getrennt und zusammen auszuwerten.

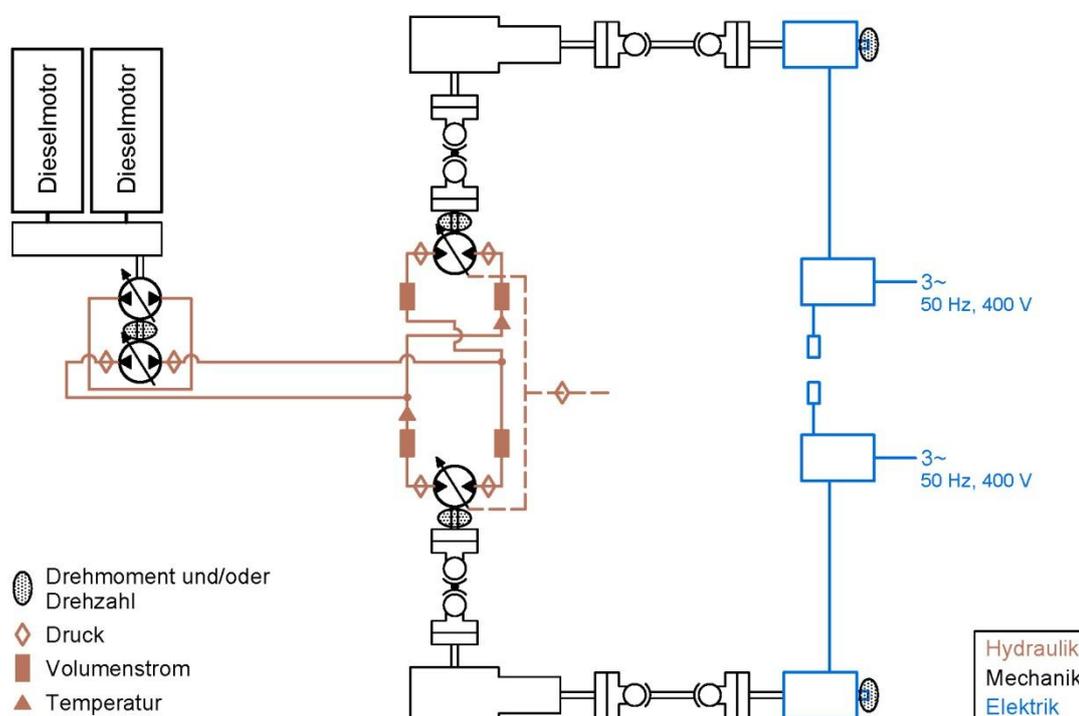


Abbildung 5: Messaufbau und Messpunkte hydraulische Prüfstandsversuche (eigene Darstellung: M. Heckmann)

4.6.2 Prototyp elektrischer Hinterradantrieb

Diese Vorgehensweise wurde auch auf den Versuch mit den elektrischen Komponenten übertragen. Zur Bestimmung der mechanischen Leistungen wurden die Messpunkte der Drehmoment- und Drehzahlmessung beibehalten. Zur Bestimmung der elektrischen Leistungen, analog zum Vergleichsversuch, wurden zwei je 4-kanalige elektrische Leistungsmessgeräte verwendet, welche in einer sogenannten Aron-Schaltung verwendet wurden. An je vier Messstellen im System wurden je zwei Ströme (L1 und L3) und zwei Spannungen (L1 gegen L2 und L3 gegen L2) gemessen, was die Ausgabe der

elektrischen Wirkleistung an diesen Punkten ermöglichte, unter der Annahme, dass die rotatorische Last symmetrisch auf alle drei Phasen verteilt wird. Die Messpunkte waren vor dem Leistungsschalter (bezogen auf den Energiefluss zu den Motoren), um den Generatorwirkungsgrad zu ermitteln, vor jedem der beiden Wechselrichter, um den Wirkungsgrad der Sicherheitskomponenten zu bestimmen und hinter dem linken Umrichter, um den Wechselrichterwirkungsgrad feststellen zu können (Abbildung 6). Da beide Wechselrichter baugleich sind, ist davon auszugehen, dass das Wirkungsgradkennfeld sich im Rahmen der Messgenauigkeit entspricht. Damit ist es möglich, alle relevanten Stellen zeitgleich zu dokumentieren, zusammen mit den mechanischen Leistungen im System.

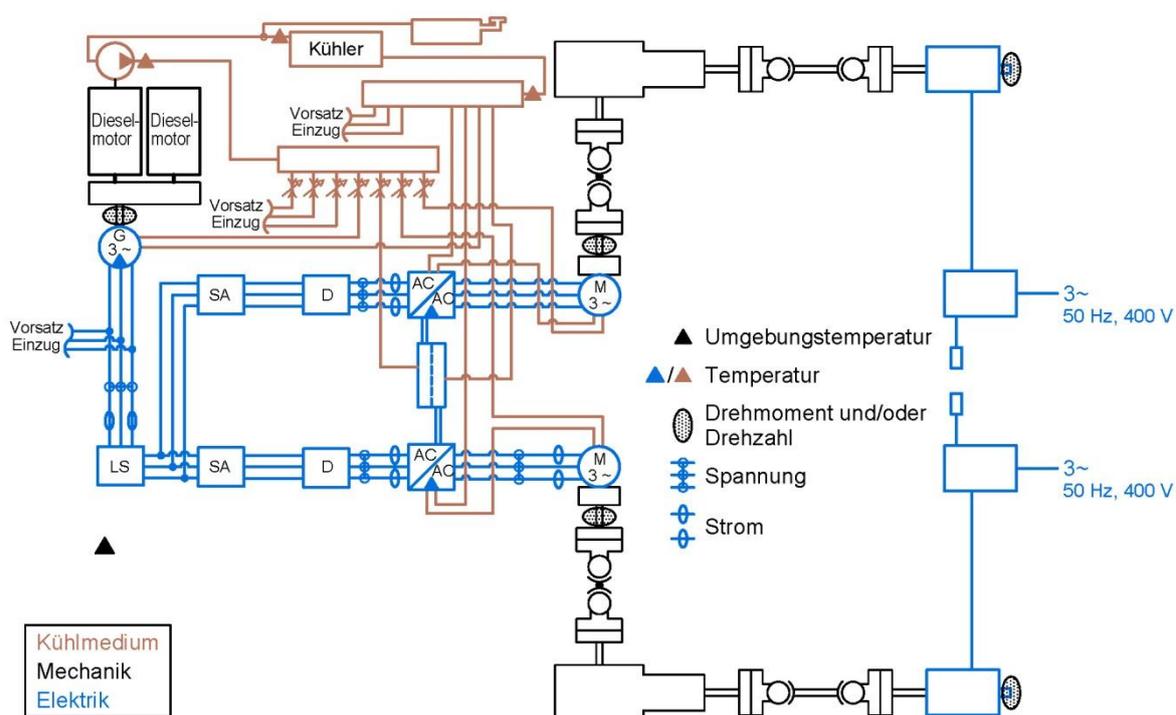


Abbildung 6: Messaufbau und Messpunkte elektrische Prüfstandsversuche (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Darüber hinaus werden alle im System relevanten Innentemperaturen und Kühlmitteltemperaturen parallel mit aufgezeichnet, ebenso wie die Umgebungstemperatur.

4.6.3 Versuchsplan Prüfstandsversuche

Ziel des gesamten Prüfstandes war eine selbstständige Führung von Drehzahl und Drehmoment an den gewünschten Komponenten über eine definierte Abfolge von Betriebspunkten. Basierend auf den Feldversuchen wurde ein Versuchsplan erstellt, welcher zugrunde legt, welche Drehzahl-Drehmomentpaarungen in welchen Antriebsquadranten Gegenstand des Versuches sind. Der genaue Versuchsplan ist in

Anhang 6 im Detail dargestellt. Um den zeitlichen Gesamtumfang der Versuche zu beschränken, wurden nicht alle im Feld vorkommenden Punkte bei jeder Motordrehzahl mit drei Wiederholungen gemessen. Bei den Verbrennungsmotordrehzahlen 1.550, 1.650, 1.750 und 1.850 min^{-1} werden alle im Feld auftretenden Betriebspunkte des I. Quadranten in drei Wiederholungen gemessen. Bei Drehzahlen von 1.600, 1.700 und 1.800 min^{-1} werden alle Punkte des I. Quadranten, welche mit einer Wahrscheinlichkeit größer 1 % im Feld auftreten, und alle Punkte der drei weiteren Quadranten, welche mit einer Wahrscheinlichkeit größer 1 ‰ im Feld auftreten, in dreifacher Wiederholung gemessen. Im hydrostatischen Versuch wurden die Punkte automatisiert für 40 s Dauer eingeregelt, im elektrischen Versuch wurde ein stationärer Zustand schneller erreicht, wodurch die Dauer für alle Betriebspunkte im Nennbereich auf 24 s und im Überlastbereich auf 12 s verkürzt wurde. Dieses Vorgehen wurde erforderlich, da sonst die Zeitdauer in Überlast mehr als 200 s betragen hätte, wofür der Motor nicht ausgelegt wurde.

4.7 Datenaufbereitung Prüfstandsversuche

Im Anschluss an die Prüfstandsversuche werden die Daten ausgewertet, wobei eine möglichst hohe Aggregation der Daten anzustreben ist. Dabei liegt der Schwerpunkt der Vorgehensweise auf der statistisch basierten Weiterverarbeitung der Daten einschließlich Berücksichtigung der Fehlerfortpflanzung. Ausgangsbasis für dieses Vorgehen ist die Rohdatendatei, welche einer Wiederholung je eines Quadranten bei einer bestimmten Verbrennungsmotordrehzahl entstammt. Deshalb werden diese Rohdaten, welche mit einer Rate von 100 Hz aufgezeichnet worden sind, zunächst über einen Filteralgorithmus geglättet, um im Anschluss die entsprechenden Wirkungsgrade zu berechnen. Darauf aufbauend erfolgt die Zuordnung zu den einzelnen Betriebspunkten. Die Berechnung der einzelnen statistischen Maßzahlen (Mittelwert, Standardabweichung etc.) pro Betriebspunkt erfolgt nach der Prüfung auf eine annähernde Normalverteilung der Daten (nach [Sac04]). Daraus wird für jede einzelne Messdatei eine Matrix erstellt, die je Dimension die Informationen nach Betriebspunkt, Messgrößen und Statistischen Maßzahlen beinhalten. Über eine weitere Unterscheidung der jeweiligen Verbrennungsmotordrehzahl sowie der Zuordnung zu Drehmoment-Drehzahl Klassen wird es damit ermöglicht, weitere statistische Methoden, nun allerdings über die Wiederholungen, anzuwenden. Das Ergebnis daraus ist eine fünfdimensionale Matrix, welche alle relevanten Informationen der jeweiligen Prüfstandsversuche beinhaltet.

5 Ergebnisse

Basierend auf dem methodischen Teil dieses Berichtes erfolgt die Darstellung der Ergebnisse in abgeleiteter Art und Weise. Dazu werden zunächst die Lastkollektive des hydraulischen Serienfahrantriebes dargestellt, die aus den Feldversuchen zu Beginn des Projektes resultieren. Dem gegenüber wird das Betriebsverhalten der alternativen Antriebslösung gestellt. In den gleichen Zusammenhang wird das jeweilige Übertragungsverhalten des Serienantriebs und der alternativen Antriebslösung eingeordnet. Den Abschluss dieses Kapitels stellt die Darstellung von Bauraum und Gewicht der zu vergleichenden Komponenten dar.

5.1 Lastkollektive und Betriebsverhalten aus Feldversuchen

Durch die Feldversuche mit dem Versuchsträger war es möglich, die tatsächlich im Feld unter variierenden Bedingungen auftretenden Belastungen zu quantifizieren. Je nach Bedingung haben sich daraus zwei grafische Ergebnisse ableiten lassen, welche in Abbildung 7 und Abbildung 8 dargestellt sind. Dabei ist besonders darauf hinzuweisen, dass allen mit * gekennzeichneten Messgrößen ein theoretischer Wirkungsgrad von $\eta = 1$ zugrunde liegt. Diese Darstellungsform wurde aufgrund der leichteren Interpretierbarkeit der Ergebnisse anstelle einer Darstellung von Druck und Volumenstrom favorisiert.

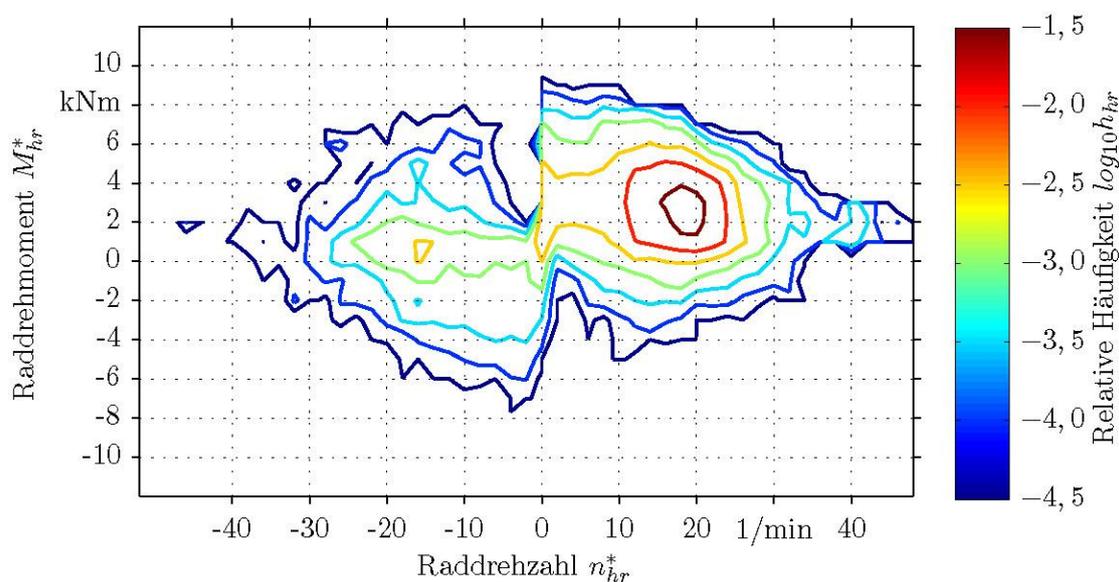


Abbildung 7: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung für den rechten hydrostatischen Hinterradmotor, repräsentativ für Versuchsfahrten im tertiären Hügelland (verändert nach [HB10a])

In Abbildung 7 sind ca. 16 h Versuchsfahrt beinhaltet, die auf unterschiedlichen Flächen im tertiären Hügelland westlich von Freising stattgefunden haben. In der dritten Dimension

dargestellt sind die relativen Auftretenswahrscheinlichkeiten bestimmter Drehmoment-Drehzahl-Paarungen. Dabei sind innerhalb des roten Kreises alle Betriebspunkte enthalten, welche mit einer relativen Häufigkeit größer 1 % während dieser Versuche aufgetreten sind. In absoluten Werten ausgedrückt entspricht dies einer Geschwindigkeit zw. 3,0 und 7,5 km/h bei einem Drehmoment von 0 – 5 kNm. Vor allem im ersten und dritten Quadranten wird eine fast lineare betragsmäßige Abnahme des Drehmomentes mit auf den Betrag bezogener Steigerung der Drehzahl ersichtlich. Im zweiten und dritten Quadranten sind vor allem Abbremsvorgänge in Rück- oder Vorwärtsfahrt zu verzeichnen, was sich auch durch die Abnahme des jeweils entgegengerichteten Drehmomentes bei Annäherung an Drehzahl Null verdeutlicht.

Ein ähnlicher Zusammenhang lässt sich aus der Abbildung 8 ableiten, nur dass dieser in den absoluten Beträgen etwas niedriger ausfällt. Der Hauptarbeitsbereich liegt hier mit einer Auftretenswahrscheinlichkeit größer 1 % zwischen 1,5 und 4,0 kNm bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0 bis 9 km/h. Die Bremsmomente bezogen auf die Verzögerungen in Vorwärtsfahrt sind um ca. 25 % geringer als im Vergleich zum vorhergehenden Beispiel, was zum größten Teil auf die Schlagtopographie zurückzuführen ist. Die Ausdehnung der Verteilung vor allem in Drehzahlrichtung ist auf die relativ kleine Schlagstruktur mit kurzen Feldlängen und den daraus resultierenden häufigen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zurückzuführen.

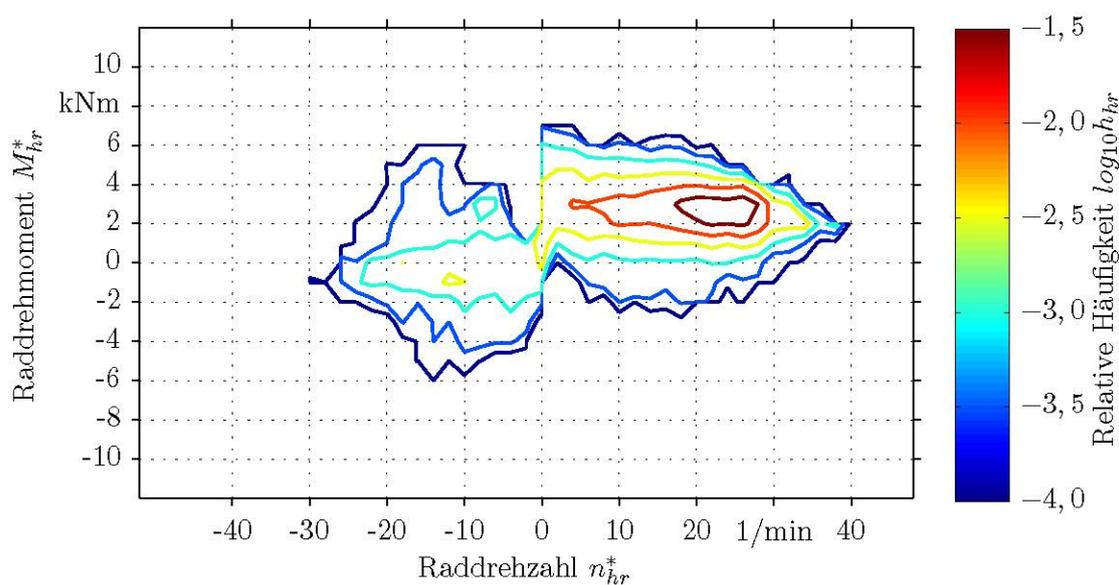


Abbildung 8: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung für den rechten hydrostatischen Hinterradmotor, repräsentativ für Versuchsfahrten im Erdinger Moos (verändert nach [HB10a])

Im Vergleich dazu kann auch die Darstellung des elektrischen Versuchsträgers in dieser Form gewählt werden. In Abbildung 9 ist die Ernte auf einem ähnlichen Schlag, wie dieser

in Abbildung 7 dargestellt ist, aufgezeigt. Auch in dieser Darstellung sind Drehmoment und Drehzahl nur theoretisch errechnet. Beide sind aus den aktuellen Werten der Wechselrichter abgeleitet, wobei beim Drehmoment die Verluste im Planetengetriebe nicht berücksichtigt sind.

Es ist als erstes festzuhalten, dass das Profil gleichmäßiger in alle Richtungen ausgeprägt ist. Bei Drehzahländerungen mit Nulldurchgang bleibt in aller Regel das Drehmoment erhalten. Ein Schwerpunkt der Betriebspunkte liegt bei der Drehzahl Null und einem Drehmoment von 0 – 6 kNm, was eine Folge der aktiven Stillstandsregelung ist, welche neu mit dem elektrischen Achsantrieb in die Maschine implementiert wurde. Bei Stillstand der Maschine war die Parkbremse nicht mehr von Erfordernis, um den Häcksler in seiner Position zu halten. Im Betrieb ist ein Betriebsschwerpunkt der Maschine zwischen 4 – 8 kNm bei 4,5 – 8,4 km/h Fahrgeschwindigkeit vorhanden, welcher Betriebspunkte mit einer Auftretenswahrscheinlichkeit größer 1 % beinhaltet. Bedingt durch die regelmäßigen Wendemanöver am Vorgewende spiegeln sich die Rückwärtsfahrten bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 6 km/h im negativen Drehzahlbereich wieder, die sich über einen relativ weiten Drehmomentbereich erstrecken. Die maximalen Drehmomente bewegen sich im positiven Bereich bis zu 12 kNm, wobei 15,1 % aller Betriebspunkte nicht im Nennlastbereich des Elektromotors liegen. Mehr als 98 % aller Überlastpunkte liegen allerdings im positiven Drehmomentbereich.

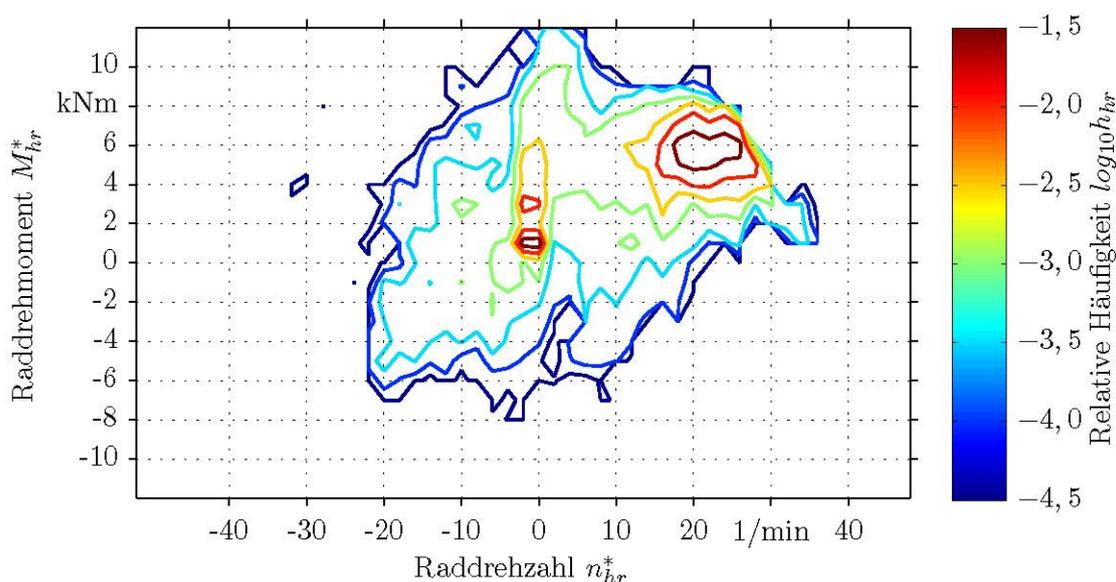


Abbildung 9: Theoretische Drehmoment-Drehzahl-Verteilung einer Messdatenaufzeichnungsreihe für den rechten elektrischen Hinterradmotor bei Feldversuchen auf dem Staatsgut Dürnast (eigene Darstellung: M. Heckmann)

5.2 Prüfstandsverhalten

Um Ergebnisse des Prüfstandes korrekt einordnen zu können, ist es erforderlich die Möglichkeiten und Restriktionen des Prüfstandes zu kennen. Dies hat für die beiden verschiedenen Prüfstandsversuche getrennt zu erfolgen.

5.2.1 Hydrostatischer Serienantrieb

In Abbildung 10 ist die Gegenüberstellung der beiden Regelparameter Druck und Volumenstrom dargestellt. Dabei ist der Qualitätsindikator jeweils die Differenz zwischen Istwert und Sollwert. Es zeigt sich deutlich, dass um den Nullpunkt die meisten Punkte angeordnet sind. Quantitativ ausgedrückt sind innerhalb des roten ovalen Kreises alle Punkte enthalten, die mit einer Wahrscheinlichkeit größer 1‰ während des Prüfstandsversuchs auftreten. Im dargestellten Sektor I ist die Minimierung des Druckes unter gleichen Volumenstromvorgaben über den maximal möglichen Bereich von ca. 90 bar enthalten. Dabei wird die Entspannung des Hydrauliksystems mit der damit einhergehenden Volumenstromsteigerung deutlich. Sektor II spiegelt die Erhöhung des Druckes bei gleichen Volumenstromvorgaben wieder. Der dritte Sektor enthält dementsprechend das Gegenteil, nämlich alle Punkte unter gleicher Druckvorgabe, allerdings mit steigender Volumenstromvorgabe.

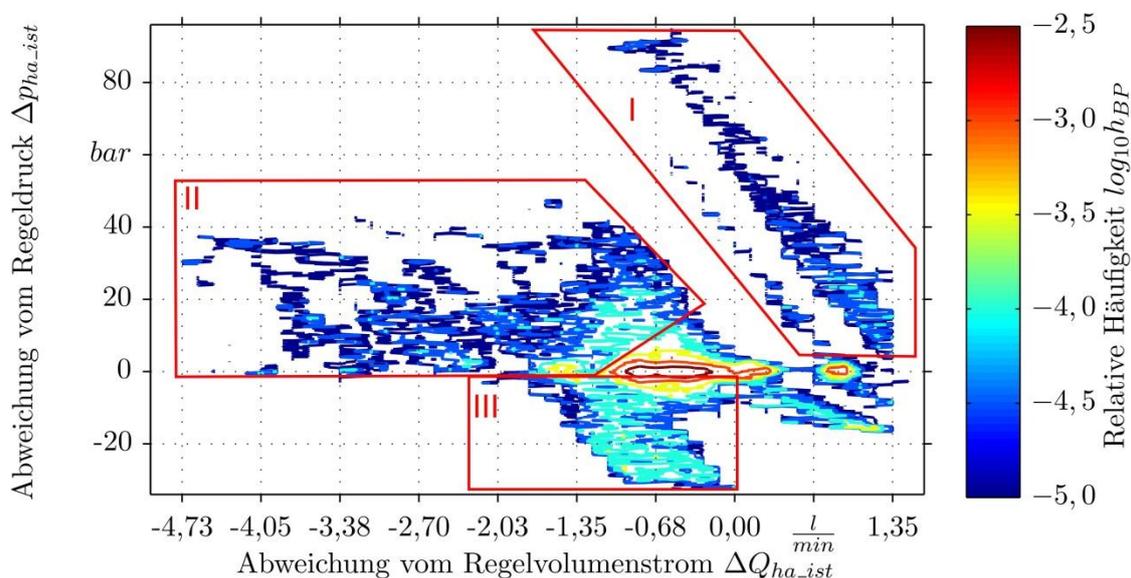


Abbildung 10: Qualitätsparameter Prüfstand hydraulisch; relative Häufigkeit der Soll-Ist-Abweichung für die relevanten Größen (I. Quadrant, Dieselmotordrehzahl 1.700 min^{-1} , eigene Darstellung: M. Heckmann)

Unter Berücksichtigung der Ausgangssituation des Reglers liegen somit 52 % der Betriebspunkte während eines Zyklus innerhalb der vorgegebenen Toleranzgrenzen.

Werden Unter- und Überschreitungen bis zu dem 1,5-fachen der vorgegebenen Toleranz akzeptiert, so liegen ca. 66 % aller Werte innerhalb dieses Teilbereiches, was einer Zeit von 26 Sekunden entspricht.

5.2.2 Prototyp elektrischer Hinterachs Antrieb

In Zusammenhang damit kann nach dem gleichen Prinzip in Abbildung 11 die Leistungsfähigkeit des Prüfstandsversuches mit den elektrischen Hinterachsantriebskomponenten dargestellt werden. Hierbei sind die beiden Regelparameter Drehmoment und Drehzahl am Rad anstelle von Druck und Volumenstrom gewesen. Über diese Tatsache wird sichergestellt, dass die Vergleichbarkeit der beiden Antriebsalternativen über gleiche Abtriebsdrehzahl und –drehmoment erfolgt. Sollte sich eine Unterscheidung im Wirkungsgrad ergeben, wird sich diese in den einzelnen, vorgelagerten Prozessen der Wandelung ergeben. Die jeweiligen Achsenskalierungen entsprechen sich und die Werte sind jeweils äquivalent. Auch in diesem Fall ist ein deutlicher Schwerpunkt um den Nullpunkt zu festzustellen, jedoch mit einer etwas höheren Verdichtung. Sektor I beschreibt hier analog zur vorhergehenden Abbildung die Rückführung des Drehmomentes vom Maximal- auf den Minimalwert bei gleichen Drehzahlvorgabebedingungen. Sektor II stellt die Erhöhung der Drehzahl unter gleichen Drehmomentvorgaben dar und Sektor III den umgekehrten Fall.

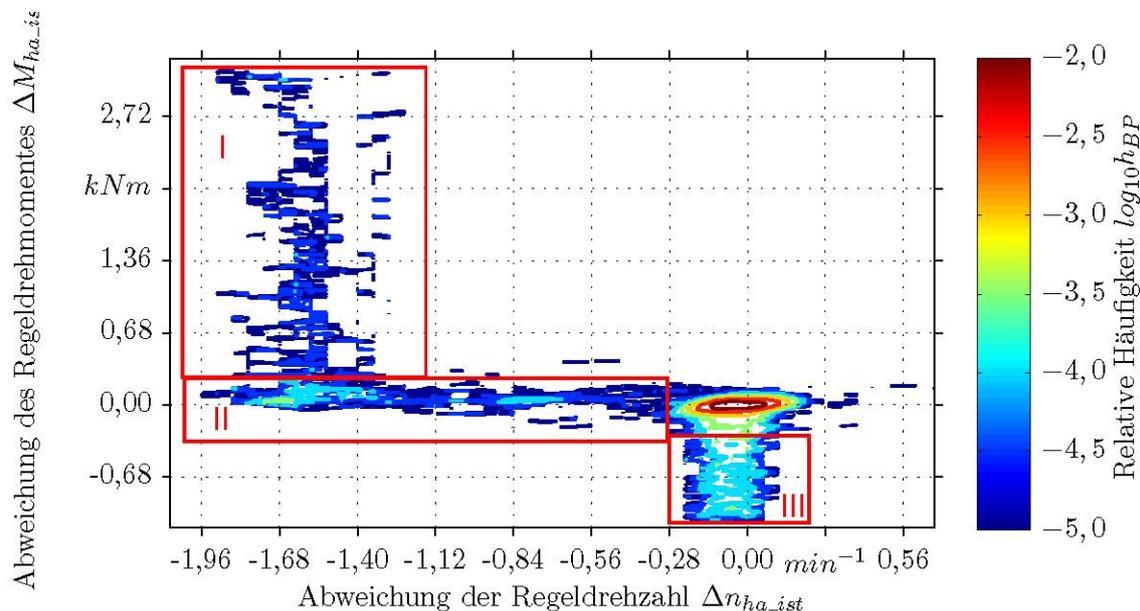


Abbildung 11: Qualitätsparameter Prüfstand elektrisch; relative Häufigkeit der Soll-Ist-Abweichung für die relevanten Regelparameter (I. Quadrant, Dieselmotordrehzahl 1.700 min^{-1} , eigene Darstellung: M. Heckmann)

Somit sind in dieser Variante 74 % aller Werte innerhalb der Toleranzvorgaben. Wird dieser Bereich um den Faktor 1,5 erweitert, so ändert sich der Wert auf 81 %, womit

19,5 s konstanter Messbereich auftreten. Aufgrund der besseren Regelbarkeit der elektrischen Komponenten konnte deshalb trotz Messzeitreduktion pro Betriebspunkt noch eine nutzbare Messdauer von ausreichender Dauer erzielt werden.

5.3 Übertragungsverhalten des hydraulischen Hinterachsfahrantriebes

Nach erfolgreichem Abschluss der Messungen sind die Daten entsprechend der in Kapitel 4 dargestellten Methode weiterverarbeitet worden. Ausgehend davon, können verschiedene Zusammenhänge dargestellt und Rückschlüsse abgeleitet werden. In Abbildung 12 ist der Wirkungsgrad des rechten hinteren Radialkolbenmotors über dem mechanisch geleisteten Drehmoment für verschiedene Verbrennungsmotordrehzahlen bei einer Raddrehzahl von 17 min^{-1} abgebildet. Diese Raddrehzahl entspricht einer in der Praxis üblichen Vorfahrtsgeschwindigkeit von 5 km/h . Dabei sind die Punkte repräsentativ für die einzelnen errechneten Werte, basierend auf drei Wiederholungen. Die farblich zugehörigen Linien spiegeln die über eine exponentielle Regression zweiten Grades (ER2) ermittelte Ausgleichsfunktion wieder, um die Interpretierbarkeit der verschiedenen Graphen zu erleichtern.

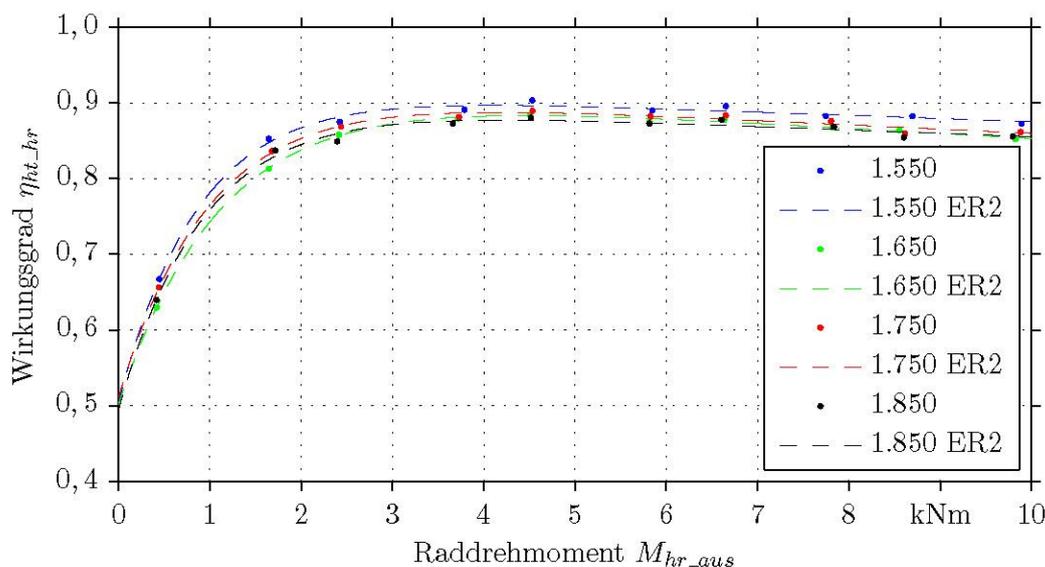


Abbildung 12: Wirkungsgrad des rechten hinteren Radialkolbenmotors in Abhängigkeit des mechanisch geleisteten Drehmoments am Rad bei einer Raddrehzahl von 17 min^{-1} und verschiedenen Verbrennungsmotordrehzahlen (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Es wird deutlich, dass alle vier Drehzahlen das gleiche Verhalten über der Raddrehzahl zeigen. Über einem Drehmoment von 1 kNm stellt sich bei allen vier Varianten ein Wirkungsgrad größer ca. 75% ein, wobei der höchste Wirkungsgrad über den gesamten Bereich bei der Verbrennungsmotordrehzahl 1.550 min^{-1} erreicht wird. Unter 3 kNm besitzt die Verbrennungsmotordrehzahl 1.650 min^{-1} den geringsten Wirkungsgrad,

darüber die Variante 1.850 min^{-1} . Im betriebsüblichen Bereich oberhalb von 2 kNm ist bei allen Varianten der Wirkungsgrad größer als 85% . Das jeweilige Maximum wird bei allen Versuchsausprägungen im Bereich zwischen 3 und 6 kNm Raddrehmoment erreicht und liegt bei der Variante 1.550 min^{-1} sogar kurzzeitig über 90% .

Ein anderes Bild ergibt sich in Abbildung 13, in der das Wirkungsgradverhalten des rechten hinteren Radialkolbenmotors über der Raddrehzahl unter Variation des mechanisch geleisteten Raddrehmomentes aufgetragen ist. Alle Darstellungen in diesem Endbericht, welche einen Zusammenhang über der Raddrehzahl darstellen, beginnen nicht ab Drehzahl 0 , da dies dem Kalibrierbereich der Volumenstrommessrohre geschuldet ist. Die konstante Verbrennungsmotordrehzahl betrug dabei 1.850 min^{-1} und die Drehmomente variierten von $0,5$ bis $6,5 \text{ kNm}$ in 2 kNm -Schritten. Dabei wird deutlich, dass vor allem die Variante $0,5 \text{ kNm}$ den geringsten Wirkungsgrad besitzt, deren Maximum nur bei etwa 65% liegt. Die drei anderen Variationen weisen einen höheren Wirkungsgrad auf, welcher bei einer Raddrehzahl größer 3 min^{-1} über 80% liegt. Ab einer Raddrehzahl von 20 min^{-1} beträgt der Wirkungsgrad der Varianten $4,5$ und $6,5 \text{ kNm}$ um 90% . Herrscht somit ein betriebsüblicher Einsatz der Maschine vor, ist davon auszugehen, dass der Wirkungsgrad über 80% liegt.

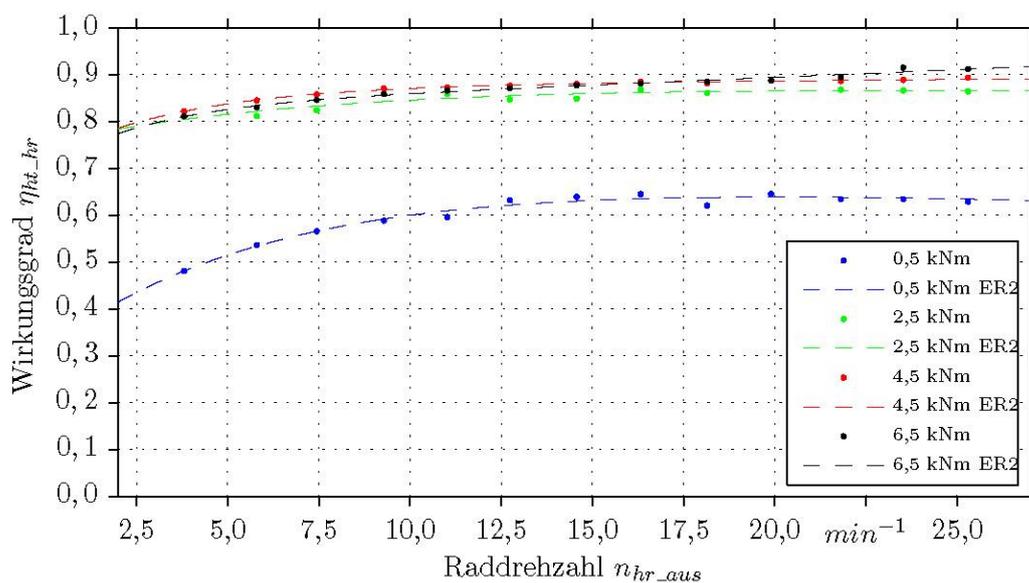


Abbildung 13: Wirkungsgrad des rechten hinteren Radialkolbenmotors in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.850 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Dieses Wirkungsgradniveau wird allerdings nicht von der hydrostatischen Pumpe erreicht. Deren Wirkungsgradverhalten ist in Abbildung 14 in Abhängigkeit des mechanischen Raddrehmomentes für eine Raddrehzahl von 25 min^{-1} dargestellt. Die Ausgabe erfolgt für

die verschiedenen Verbrennungsmotordrehzahlen von 1.550 bis 1.850 min^{-1} , welche direkt mit der Pumpeneingangsdrehzahl gekoppelt ist. Die Raddrehzahl von 25 min^{-1} repräsentiert dabei eine betriebsübliche Vorfahrtsgeschwindigkeit von ca. $7,4 \text{ km/h}$. Der Pumpenwirkungsgrad ist für die Versuche mit 1.550 min^{-1} am höchsten, für die Versuche mit 1.750 und 1.850 min^{-1} abwechselnd am niedrigsten. Es zeigt sich jedoch über die gesamte Betrachtungsskala, dass alle Funktionen mit zunehmendem Raddrehmoment streng monoton steigend sind. Für 1.550 min^{-1} ist der Wirkungsgrad über 60% für ein Raddrehmoment größer 2 kNm . Für dieses Drehmomentniveau liegt der Wirkungsgrad für eine Verbrennungsmotordrehzahl von 1.850 min^{-1} bei 55% .

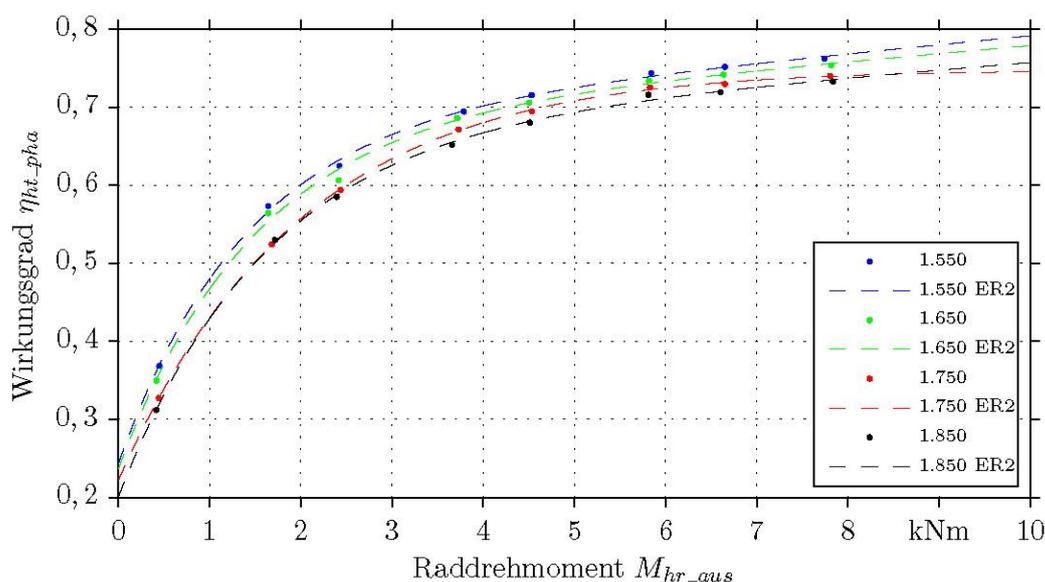


Abbildung 14: Wirkungsgrad der hydrostatischen Pumpe in Abhängigkeit des geleisteten Raddrehmomentes bei einer mechanischen Raddrehzahl von 25 min^{-1} und verschiedenen Verbrennungsmotordrehzahlen (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Um auch den letzten Teilwirkungsgrad im gesamten Antriebsstrang mit in die Betrachtung einbeziehen zu können, ist in Abbildung 15 der Übertragungswirkungsgrad dargestellt. Dieser ist für verschiedene Drehmomentniveaus über der Raddrehzahl aufgetragen. Mit diesem werden die Verluste, welche innerhalb der Verrohrung und an den verschiedenen Ventilen auftreten, quantifiziert. Auch in diesem Zusammenhang zeigt sich, dass der Wirkungsgrad mit steigendem Drehmoment zunimmt. Jede der vier Ausgleichsfunktionen besitzt ein Maximum, welches mit steigendem Drehmoment bei einer höheren Drehzahl auftritt. Es wird deutlich, dass bei hohen Drehmomenten und relativ geringer Drehzahl allerdings auch sehr hohe Wirkungsgrade von ca. 99% auftreten.

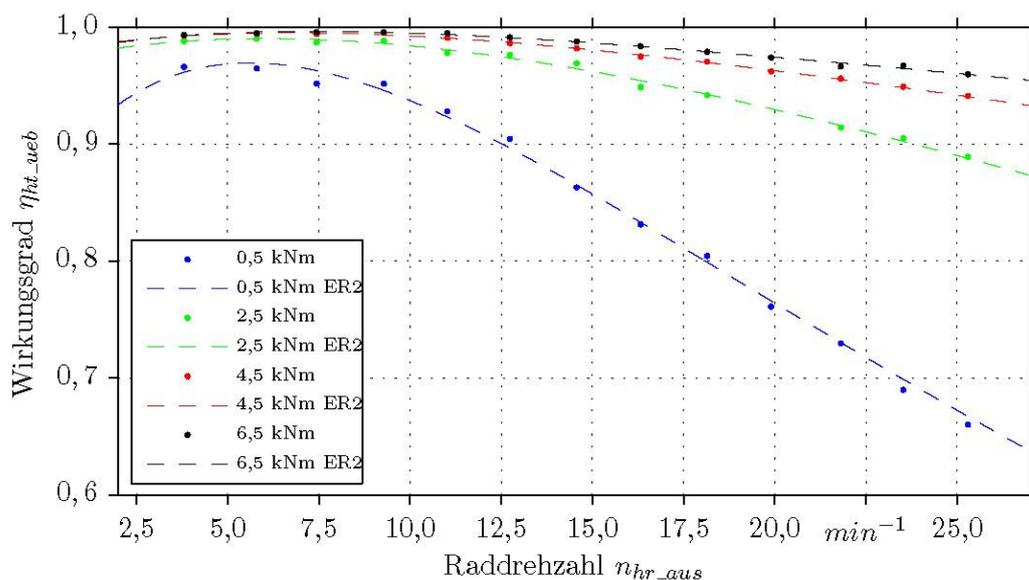


Abbildung 15: Wirkungsgrad der hydrostatischen Leistungsübertragung in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.850 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Nachdem alle Teilwirkungsgrade nun einzeln dargestellt worden sind, ist es für eine vergleichende Bewertung des Antriebsstranges unerlässlich auch den Gesamtwirkungsgrad in Abhängigkeit von Raddrehmoment und Raddrehzahl aufzuzeigen. Abbildung 16 stellt diesen Zusammenhang für eine Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} dar. Sowohl für eine steigende Drehzahl, als auch für ein steigendes Drehmoment nimmt der Wirkungsgrad zu. Der geringste Wirkungsgrad wurde im Betriebspunkt $0,5 \text{ kNm}$ und $2,1 \text{ km/h}$ mit $6,7 \%$ gemessen, welcher allerdings äußerst selten auftritt. Der höchste Wirkungsgrad von $67,7 \%$ tritt im Betriebspunkt bei $6,5 \text{ kNm}$ und einer Vorfahrtsgeschwindigkeit von $8,6 \text{ km/h}$ auf. Die im Feldbetrieb allerdings sehr häufig auftretenden Werte (Auftrittswahrscheinlichkeit größer $3,2 \%$) weisen zwischen $35,7 \%$ und $61,3 \%$ im Gesamtwirkungsgrad auf. Dabei ist festzustellen, dass eine Steigerung des Drehmomentes sich positiver auf den Gesamtwirkungsgrad auswirkt als eine Steigerung der Drehzahl.

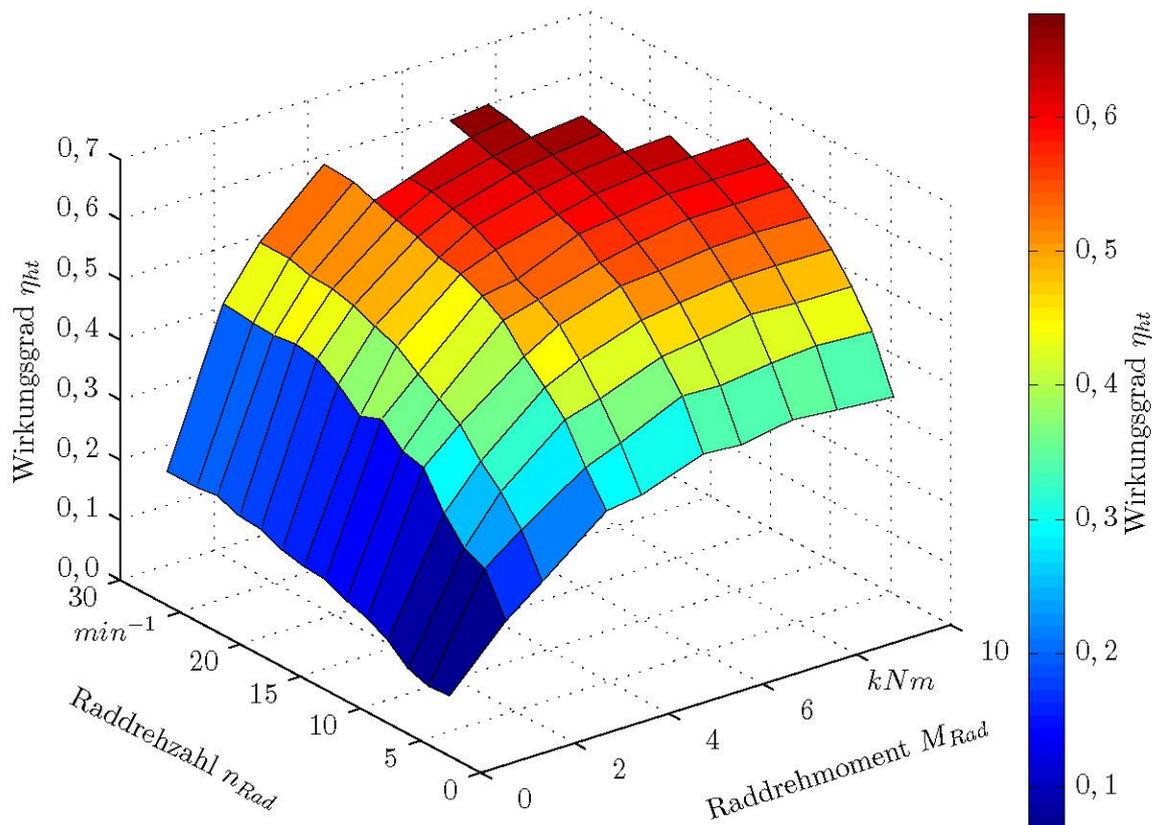


Abbildung 16: Darstellung des Gesamtwirkungsgrades des hydrostatischen Hinterachsantriebes über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} (eigene Darstellung: M. Heckmann)

5.4 Übertragungsverhalten des elektrischen Hinterachsfahrertriebes

Um einen Vergleich der beiden alternativen Antriebslösungen zu ermöglichen, wird ebenso das Übertragungsverhalten des Prototyps elektrischer Hinterradantrieb in analoger Form dargestellt. Abbildung 17 zeigt den Wirkungsgrad des linken Synchronmotors einschließlich des Planetengetriebes bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.500 min^{-1} und verschiedenen Drehmomentniveaus am Rad. In dieser Darstellung beginnt die Abszisse bei $5,0 \text{ min}^{-1}$, alle anderen beginnen, analog zu den zweidimensionalen hydrostatischen Darstellungen, bei $2,0 \text{ min}^{-1}$. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass in der geringsten Geschwindigkeitsklasse, vor allem aber auch bei geringeren Drehmomenten, durch die hohen Trägheiten im Prüfstand der Hinterradmotor trotzdem teilweise generatorisch betrieben worden ist. Zusammen mit der Leistungsmessung haben sich daraus keine sinnvollen Wirkungsgrade ergeben, weshalb diese aus der Betrachtung herausgenommen wurde. Zur detaillierteren Untersuchung wäre in diesem Fall eine andere Versuchsanstellung zu wählen. In der Darstellung selbst besitzt die Variante $0,5 \text{ kNm}$ den geringsten Wirkungsgrad, die anderen drei Varianten

zeigen einen mit der Drehzahl zunehmenden Wirkungsgrad. Diesen drei sind über fast den gesamten Bereich der Raddrehzahl mit ansteigendem Drehmoment abnehmend. Der funktionale Zusammenhang der Variante 0,5 kNm ist in dieser Form ebenfalls wenig aussagekräftig, ebenfalls aufgrund der hohen Massenträgheiten. Über einer Drehzahl von $7,5 \text{ min}^{-1}$, was ca. $2,25 \text{ km/h}$ entspricht, zeigen allerdings alle Varianten über 0,5 kNm einen Wirkungsgrad von ca. 75 % oder darüber. Für die Variante 4,5 kNm erreicht der Wirkungsgrad im Maximum einen Wert von 87,5 %.

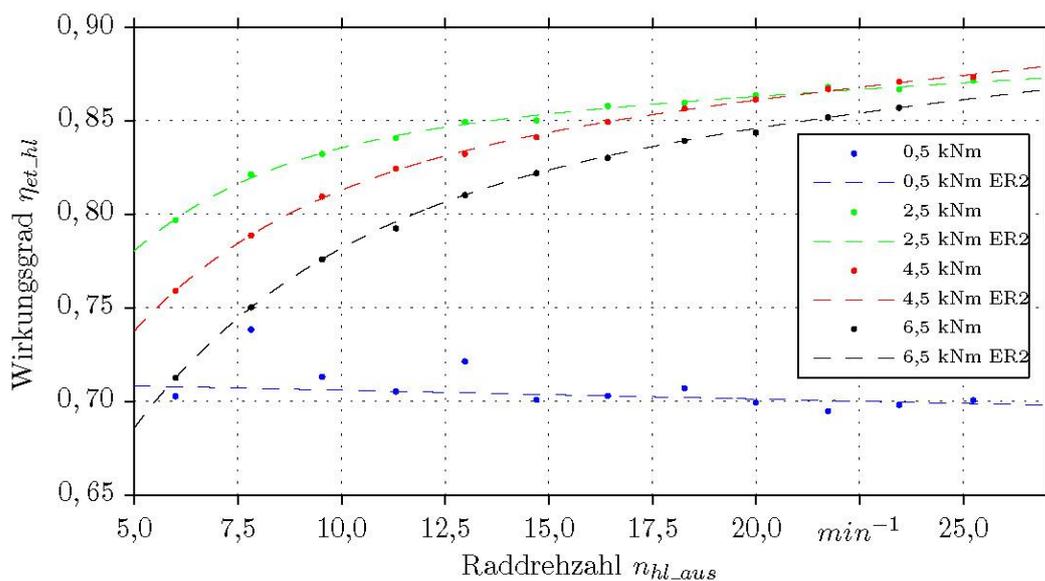


Abbildung 17: Wirkungsgrad des linken Synchronmotors einschließlich Planetengetriebe in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Ein aussagekräftiges Bild zeigt Abbildung 18. Darin ist der Teilwirkungsgrad des Generators unter den selbigen Abhängigkeiten dargestellt wie in der vorhergehenden Abbildung. In diesem Fall ist deutlich zu erkennen, dass sowohl mit einer ansteigenden Raddrehzahl, als auch mit einer ansteigenden Raddrehmomentanforderung der Teilwirkungsgrad zunimmt. Für die Variante 0,5 kNm bewegen sich die Werte in einem Bereich von 0,35 % bis 0,80 %, für die Variante 2,5 kNm allerdings bereits über 65 % und für die Varianten 4,5 und 6,5 kNm über 82 %. Für die Variante 6,5 kNm wird ein Wirkungsgrad von über 95 % bereits ab einer Geschwindigkeit von $2,6 \text{ km/h}$ erreicht. Mit steigender Drehzahl bleibt dieser Wirkungsgrad auf einem geringfügig höheren, konstanten Niveau.

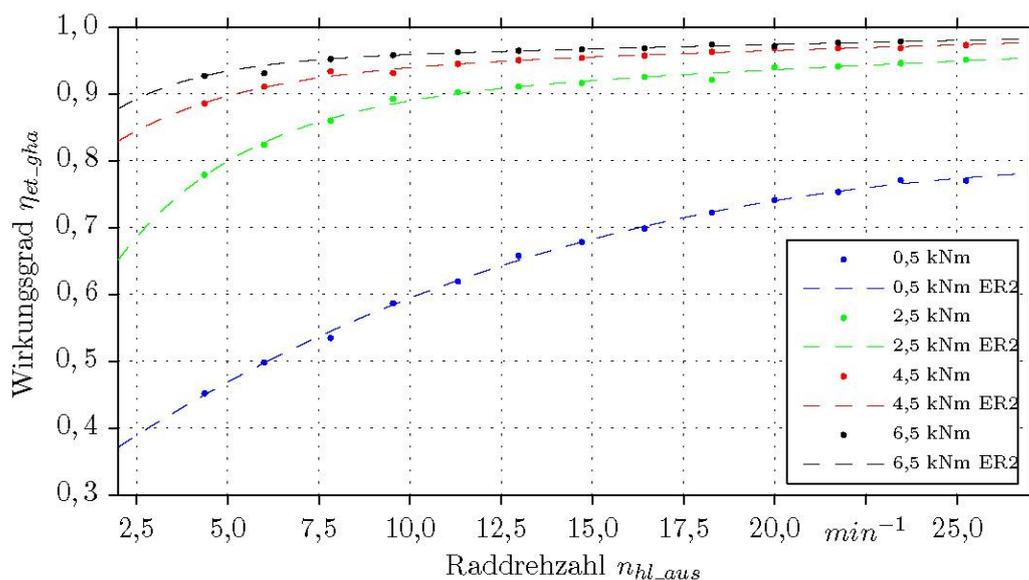


Abbildung 18: Wirkungsgrad des Generators in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Analog zum hydrostatischen Antrieb kann in der elektrischen Variante über eine Leistungsmessung der Wirkungsgrad der Übertragung bestimmt werden. Darin werden die Verluste der Sicherheitskomponenten sowie der Wechselrichter berücksichtigt. Da diese über einen internen DC-Zwischenkreis verfügen, welcher mit Kondensatoren ausgestattet ist, können allerdings Lade- und Entladevorgänge dieser Zwischenkreiskondensatoren dieses Ergebnis verzerren, da die Stromaufnahme zeitlich nicht mit der Stromabgabe gekoppelt sein muss, was sich vor allem bei einem geringen Leistungsniveau auswirken kann.

In Abbildung 19 ist der Wirkungsgrad der Übertragung für das elektrische System dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass in der Klasse 4 min^{-1} Ausreißer in den Varianten 0,5 und 4,5 sowie 6,5 kNm auftreten. Für die Interpretation der Ergebnisse sollen diese eine untergeordnete Rolle einnehmen. Ebenfalls zeigt sich in diesem Zusammenhang, dass der Wirkungsgrad sowohl mit einer steigenden Drehzahl, als auch mit einer steigenden Drehmomentanforderung zunimmt. Die Variante 0,5 kNm befindet sich insgesamt auf einem relativ niedrigen Niveau, alle drei anderen Varianten sind ab 5 min^{-1} im Wirkungsgrad über 90 %, insofern die Ausreißer unberücksichtigt bleiben. Die Variante 4,5 kNm erreicht ab einer Vorfahrtgeschwindigkeit von 3,2 km/h einen Teilwirkungsgrad von über 95 %.

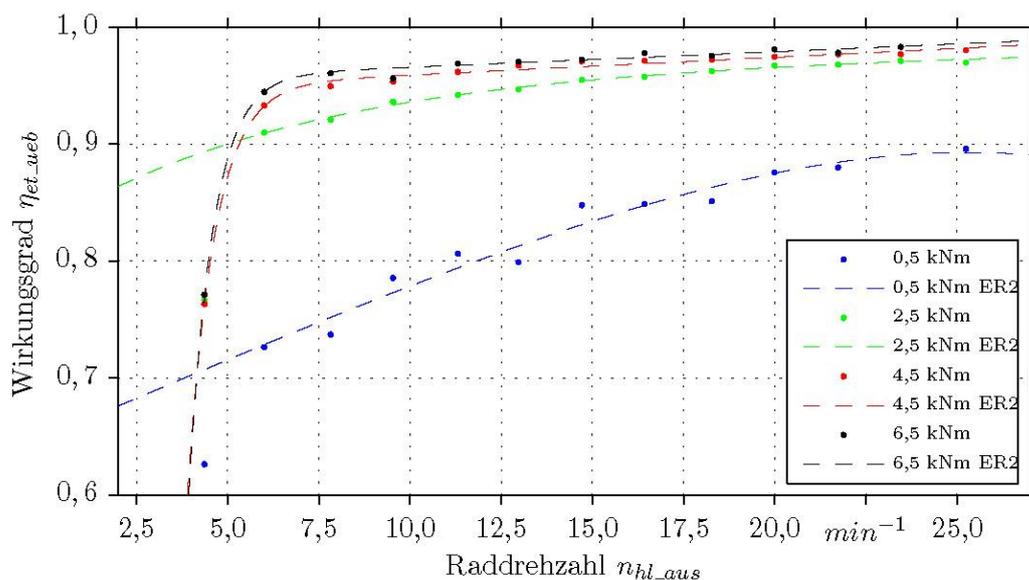


Abbildung 19: Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsübertragung in Abhängigkeit der mechanisch geleisteten Raddrehzahl bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} und verschiedenen Raddrehmomenten (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Die Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades in Abbildung 20 ermöglicht die Darstellung in Abhängigkeit der am Rad auftretenden Drehmomente und Drehzahlen für eine Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} . Bei der niedrigsten Drehmomentklasse von $0,5 \text{ kNm}$ ist der Wirkungsgrad am geringsten, obgleich er in dieser Klasse mit steigender Drehzahlenforderung ebenfalls zunimmt. In der niedrigsten Drehzahlklasse 4 min^{-1} steigt der Wirkungsgrad mit zunehmender Drehzahl sehr stark an, besitzt bei $4,5 \text{ kNm}$ ein Maximum und fällt dann wieder ab. Beim höchsten Drehmoment und der geringsten Drehzahl wird ein Wirkungsgrad von 55% erreicht. Wirkungsgrade von über 70% werden allerdings in einem sehr großen Betriebsbereich erreicht.

So sind die Wirkungsgrade für fast alle Drehmoment-Drehzahlpaarungen mit einem Drehmoment von mehr als $1,5 \text{ kNm}$ und einer Vorfahrtsgeschwindigkeit größer $2,6 \text{ km/h}$ über 70% . Berücksichtigt man bei der Interpretation der Ergebnisse die Daten aus den Feldversuchen (siehe Abbildung 9) und beleuchtet gezielt alle Punkte, welche mit einer Auftretenswahrscheinlichkeit größer 1% im Feld aufgetreten sind (ohne Berücksichtigung der Punkte, die durch die aktive Stillstandsregelung entstanden sind), so ergeben sich daraus Wirkungsgrade zwischen $76,1 \%$ und $84,3 \%$. Über einen relativ weiten Bereich hält der elektrische Antrieb einen hohen Gesamtwirkungsgrad annähernd konstant.

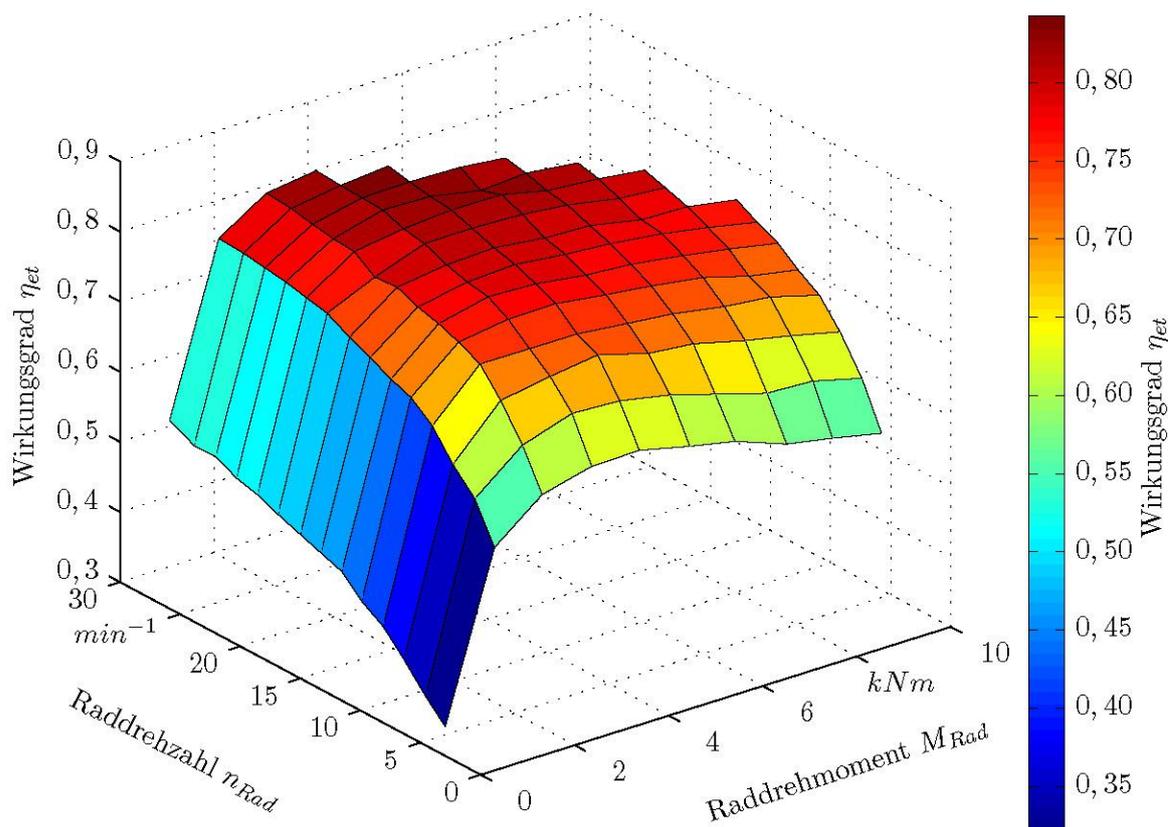


Abbildung 20: Darstellung des Gesamtwirkungsgrades des elektrischen Hinterachsantriebes über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 min^{-1} (eigene Darstellung: M. Heckmann)

5.5 Gegenüberstellung Bauraum und Gewicht

Werden dagegen Bauraum und Gewicht bewertet, so hat das elektrische Antriebssystem deutliche Nachteile gegenüber dem hydrostatischen. Bezogen auf das Leistungsgewicht liegt das elektrische System um den Faktor 2,9 höher. Dies ist vor allem auf die erforderliche Peripherie zurückzuführen, da sich der Faktor auf 2,2 reduziert, wenn nur der Hydraulikmotor mit dem Elektromotor einschließlich Getriebe verglichen wird. Die Unterschiede werden noch deutlicher bei Betrachtung des Bauraumes, worin der elektrische Antrieb um das 5,3-fache über der hydrostatischen Variante liegt. Auch in diesem Fall reduziert sich der Faktor auf 2,2, werden nur die jeweiligen Radnabenmotoren einschließlich erforderlichem Getriebe verglichen. Der Schaltschrank, welcher alle Sicherheitskomponenten beinhaltet, verfügt dabei über ein Volumen von 126 dm^3 und nimmt den größten Einzelanteil ein, gefolgt von einem Motor mit Getriebe, welche zusammen je ein Volumen von knapp 50 dm^3 besitzen.

6 Diskussion

Um die verschiedenen Ergebnisse auch entsprechend bewerten zu können, soll die Diskussion den Vergleich unter den Antriebsalternativen ermöglichen. Der Aufbau erfolgt dabei in Anlehnung an das vorhergehende Kapitel.

6.1 Das Betriebsverhalten im Vergleich

Beide zu vergleichende Systeme wurden im Feldeinsatz unter Praxisbedingungen getestet. Daraus lassen sich Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten ziehen. Beim hydrostatischen Serienantrieb, welcher in Abbildung 7 und Abbildung 8 dargestellt ist, wird deutlich, dass im Vergleich zum elektrischen Alternativantrieb in Abbildung 9 das Drehmoment nicht gegen Null strebt, falls es zu einer Drehzahländerung mit Vorzeichenwechsel kommt. Das Schwenken der Pumpe durch die Neutralstellung begründet diese Tatsache, wobei die elektrische Maschine auch bei Drehzahl 0 ihr maximales Drehmoment aufbringen kann. Die Folge daraus war eine geringfügig sanftere Fahrtrichtungsumkehr.

Die direkte Kopplung von Vorder- und Hinterachsantrieb in der hydrostatischen Variante spiegelt sich auch im Lastkollektiv wieder, da der Systemdruck vornehmlich durch die Vorderachse bestimmt wird, d.h. die Hinterachse wird eigentlich nur sehr selten Ihrer eigentlichen Aufgabe als unabhängige Triebachse gerecht (außer der Feldhäcksler ist im Betriebsmodus ‚Achstrennung‘). Das Drehmoment, welches von der Hinterachse geleistet wird, ist dementsprechend Vorderachsabhängig. In der elektrischen Variante zeigt sich deutlich, dass das Drehmomentniveau durchaus höher angesiedelt ist trotz Versuchsflächen mit geringerer absoluter Steigung Aufgrund der Regelungsstrategie leistet in der elektrischen Variante die Hinterachse einen möglichst gleichmäßigen Beitrag zur erforderlichen Gesamtzugkraft.

6.2 Prüfstandsverhalten

In den beiden Darstellungen Abbildung 10 und Abbildung 11 spiegeln sich zunächst die Grundzusammenhänge der Prüfstandsregelung wieder. Hier wurde immer die Regelung des Druckes bzw. Drehmomentes priorisiert, was sich in beiden Sektoren I zeigt. Dies bedeutet, dass immer zuerst der Druck bzw. das Drehmoment eingeregelt worden ist und dann der Volumenstrom bzw. die Drehzahl unter gleichbleibendem Druck oder Drehmoment verändert wurde. In Sektor II ist der Unterschied in der absoluten Höhe der Abweichungen seitens des Druckes bzw. des Drehmomentes sehr unterschiedlich. So ist die Regelungsabweichung bei der elektrischen Variante um fast zwei Drittel geringer. Dies

hat mehrere Gründe. Zum einen ist im hydraulischen System der Druck direkt mit dem Volumenstrom gekoppelt, d.h. eine Erhöhung des Volumenstroms bringt auch gleichzeitig eine Erhöhung des Druckes mit sich und umgekehrt. Dies wird noch weiter begünstigt durch die Tatsache, dass beim hydrostatischen Prüfstandsversuch als Regelungsstrategie eine doppelte Drehzahlregelung verwendet wurde. Dies wurde zwangsweise notwendig, um die Querdifferenzialwirkung der beiden hydrostatischen Motoren zu unterbinden. Somit wurde die Drehzahlvorgabe der Bremsmotoren zum Gleichlauf des Systems genutzt, eine Verringerung der Drehzahlvorgabe an den Bremsmotoren führte direkt zu einer Drucksteigerung im hydrostatischen System. Während des elektrischen Prüfstandsversuches wurde in den Betriebsmodus Drehmomenten-Drehzahl-Regelung gewechselt, wobei die Drehzahl über die CAN-Schnittstelle des Feldhäckslers verändert wurde und das Drehmoment an den beiden Bremsmotoren über eine analoge Schnittstelle vorgegeben wurde. Somit hatte in diesem Fall eine Drehzahländerung am Feldhäckslers keinen direkten Einfluss auf das Drehmoment.

Ähnliches kann auch für den Sektor III festgehalten werden, bei dem die Ausdehnung in Richtung der Y-Achse bei der elektrischen Variante ebenfalls deutlich geringer ist. Dies ist auch darauf zurückzuführen, dass eine Drucksteigerung eine Erniedrigung des Volumenstromes nach sich zieht. Um den Prüfstand sehr realitätsnah zu gestalten, wurde von der Mess- und Regelungsinstanz mittels CAN-Befehlen der Joystick des Fahrtriebssystems simuliert. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass das gesamte Fahrtriebssystem mit in die Bewertung einfließt. Für den Fahrtrieb mit seiner Befehlsstruktur waren allerdings die sehr fein abgestuften Betriebspunkte limitierend, da beispielsweise ein Verzögerungsbefehl bereits den gesamten Toleranzbereich des Volumenstroms bzw. der Drehzahl überspannen konnte.

6.3 Übertragungsverhalten des hydraulischen Hinterachsfahrtriebssystems

Das Übertragungsverhalten des hydrostatischen Hinterachsantriebes, insbesondere in Bezug auf die Wandelung des Radialkolbenmotors, ist stark abhängig vom anliegenden mechanischen Drehmoment. Vor allem in geringem Drehmomentbereich werden nur geringe Teilwirkungsgrade erreicht. Bei mittleren bis hohen Drehmomenten sind die Wirkungsgrade relativ konstant und weisen nur ein geringes streng monoton steigendes Verhalten in Abhängigkeit der Raddrehzahl auf. In Bezug auf die Axialkolbenpumpe ist der Teilwirkungsgrad sehr stark vom anliegenden Raddrehmoment abhängig. Hinzukommt, dass der Pumpenwirkungsgrad mit steigender Verbrennungsmotordrehzahl abnimmt. Daraus ist zu folgern, dass mit einem steigenden Ausschwenkwinkel der Pumpe der Wirkungsgrad zunimmt, da bei geringerer Verbrennungsmotordrehzahl ein

vergrößerter Ausschwenkwinkel erforderlich ist, um den Volumenstromsollwert zu erreichen. Dadurch, dass die Speisepumpe des geschlossenen hydrostatischen Kreislaufes vollständig in die Pumpe integriert war, war es nicht möglich, die Leistungsaufnahme dieser gesondert zu erfassen. Rückschlüsse, ob und in welchem Umfang diese eventuell für die verbesserungswürdigen Wirkungsgrade im Teillastbereich verantwortlich sein kann, ist deshalb mit den aufgezeichneten Daten nicht zu beantworten.

Für den Teilwirkungsgrad der Übertragung ist der deutlich geringere Wirkungsgrad der Variante mit 0,5 kNm auffallend. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, dass in dieser Versuchsvariante ein Differenzdruck von nur 14,97 bar als Sollwertvorgabe eingestellt worden sind, weshalb sich rein aus dem mathematischen Ansatz heraus bei nur geringen Leitungsverlusten im Bereich von wenigen Bar ein offensichtlich niedriger Teilwirkungsgrad ergibt. Vor allem bei mittleren bis hohen stetig steigenden Volumenströmen nehmen die Wirkungsgrade für alle Drehmomentvarianten ab. Dies resultiert aus der Tatsache, dass der Volumenstrom und damit auch die Strömungsgeschwindigkeit im System in einfacher oder zweifacher Potenz in den Druckverlust eingeht, je nachdem, um welche Strömungsart es sich handelt (vgl. [MR06]).

Für den Gesamtwirkungsgrad bleibt festzuhalten, dass dessen sehr weiter Wertebereich vor allem durch sehr niedrige Werte des Pumpenteilwirkungsgrades, besonders im mäßigen Drehmoment-Drehzahl-Bereich, hervorgerufen wird. Verstärkt wird diese Tatsache zusätzlich noch von dem Wirkungsgrad des Radialkolbenmotors unter einer geringen Drehmomentbelastung von 0,5 kNm. Daraus resultiert ein sehr geringer Wirkungsgrad bei niedriger Drehmomentanforderung, der jedoch stark ansteigt mit einer sich erhöhenden Drehmomentanforderung. Gleiches gilt in ähnlicher Art auch für die Zusammenhänge in Bezug auf die Drehzahlanforderungen.

Wäre ein nächster Schritt die Optimierung dieses bestehenden Hinterachsantriebes, so ist das Augenmerk zunächst auf den Teilwirkungsgrad Pumpe zu legen, da hier das größte Potential zur Wirkungsgradverbesserung gesehen wird. Allerdings ist in diesem Zusammenhang auch zu berücksichtigen, dass der Fahrtrieb, wie er in der Serienmaschine verbaut ist, vor ca. 10 Jahren im Markt eingeführt wurde. Würden selbige Untersuchungen mit den aktuellsten Serienkomponenten durchgeführten werden, ließen sich zweifelsohne bereits deutliche Wirkungsgradverbesserungen in allen Teilbereichen feststellen.

6.4 Übertragungsverhalten des elektrischen Hinterachsfahrtriebes

Wie bereits bei der hydrostatischen Variante ist auch der Wirkungsgrad des elektrischen Synchronmotors einschließlich Planetengetriebe sehr stark vom Drehmoment abhängig (siehe auch Abbildung 17). Mit zunehmender Drehmomentanforderung steigt auch der Strom, welcher vom Wechselrichter für den Motor zur Verfügung gestellt wird. Der Wirkungsgrad ist dabei auch abhängig von der im Motor entstehenden Wärme, welche direkt proportional mit der Höhe des Stromes ist. Aus diesem Grund liegt hier die Vermutung nahe, dass das Verhalten in Bezug auf das ansteigende Drehmoment durch den Elektromotor verursacht wird.

Für den Generator zeichnet sich die Tatsache ab, dass mit einer steigenden Leistungsanforderung auch der Wirkungsgrad deutlich ansteigt. In diesem Zusammenhang ist allerdings zu berücksichtigen, dass in diesem Projekt davon abgesehen wurde, einen auf die beiden Motor speziell angepassten Generator zu verwenden, da weder ein zusätzlicher verbrennungsmotorseitiger Abtrieb vorhanden war, noch der bestehende hydrostatische Pumpenturm ausgebaut werden konnte, da dieser nach wie vor für den Antrieb der Vorderachse bei Straßenfahrt benötigt wird. Deshalb wurde der vorhandene Generator, welcher im vorausgegangenen Projekt ausschließlich zum Betrieb von Vorsatz und Einzug ausgelegt war, verwendet. Dieser ist, um im Prüfstandsversuch ausschließlich die beiden Radnabenmotoren anzutreiben, deutlich überdimensioniert. Mit einem kleineren Generator wäre unter Umständen ein etwas besserer Wirkungsgrad, besonders unter niedrigen Drehmomentanforderungen, zu erwarten.

Die Darstellung des Übertragungswirkungsgrades lässt den Schluss zu, dass die Wirkungsgrade mit steigender Systemleistung zunehmen. Die dargestellten Ausreißer haben ihren Grund wahrscheinlich in Lade- oder Entladevorgängen der Zwischenkreiskondensatoren oder in einem generatorischen Betrieb der Motoren bei geringem Drehmoment. Da die beiden Wechselrichter keinen gekoppelten Gleichspannungszwischenkreis besitzen, ist ein Zustand, dass ein Umrichter den anderen aus seinem Zwischenkreis versorgt nicht möglich. Tritt also ein Zustand ein, dass während des Betriebes bei geringem Drehmoment der Zwischenkreis geladen wird (relativ viel elektrische Leistung wird am Generatorausgang gemessen) und kurz darauf wird der Motor generatorisch betrieben, so steigt die Zwischenkreisspannung weiter an. Wird nun eine gewisse Schwelle überschritten, wird die Zwischenkreisspannung durch den Bremswiderstand abgebaut, was zur Folge hat, dass eigentlich fast keine elektrische Leistung zwischen Umrichter und Motor gemessen wird. Treten solche Betriebszustände auf, sind relativ geringe Wirkungsgrade, wie teilweise in Abbildung 19 dargestellt, möglich.

Die Schlussfolgerung daraus ist, dass nach Möglichkeit alle Gleichspannungszwischenkreise miteinander verbunden sein sollten, um bei Bedarf andere Verbraucher im System mit überschüssiger Energie zu versorgen.

Wird der Gesamtwirkungsgrad betrachtet, so fällt auf, dass es einen Bereich mittlerer bis hoher Drehzahl und ebenso Drehmoment gibt, welcher über einen konstant hohen Wirkungsgrad verfügt. Zusammen mit den Ergebnissen aus den Feldversuchen wird damit deutlich, dass der elektrische Antrieb über einen guten Wirkungsgrad in einem für den Feldbetrieb erforderlichen Bereich verfügt.

6.5 Vergleich der beiden Antriebssysteme

Werden nun die beiden Systeme miteinander verglichen und wird die Wirkungsgraddifferenz gebildet, welche den Wirkungsgrad des hydrostatischen Antriebs vom Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs subtrahiert, ergibt sich das Ergebnis, welches in Abbildung 21 dargestellt ist.

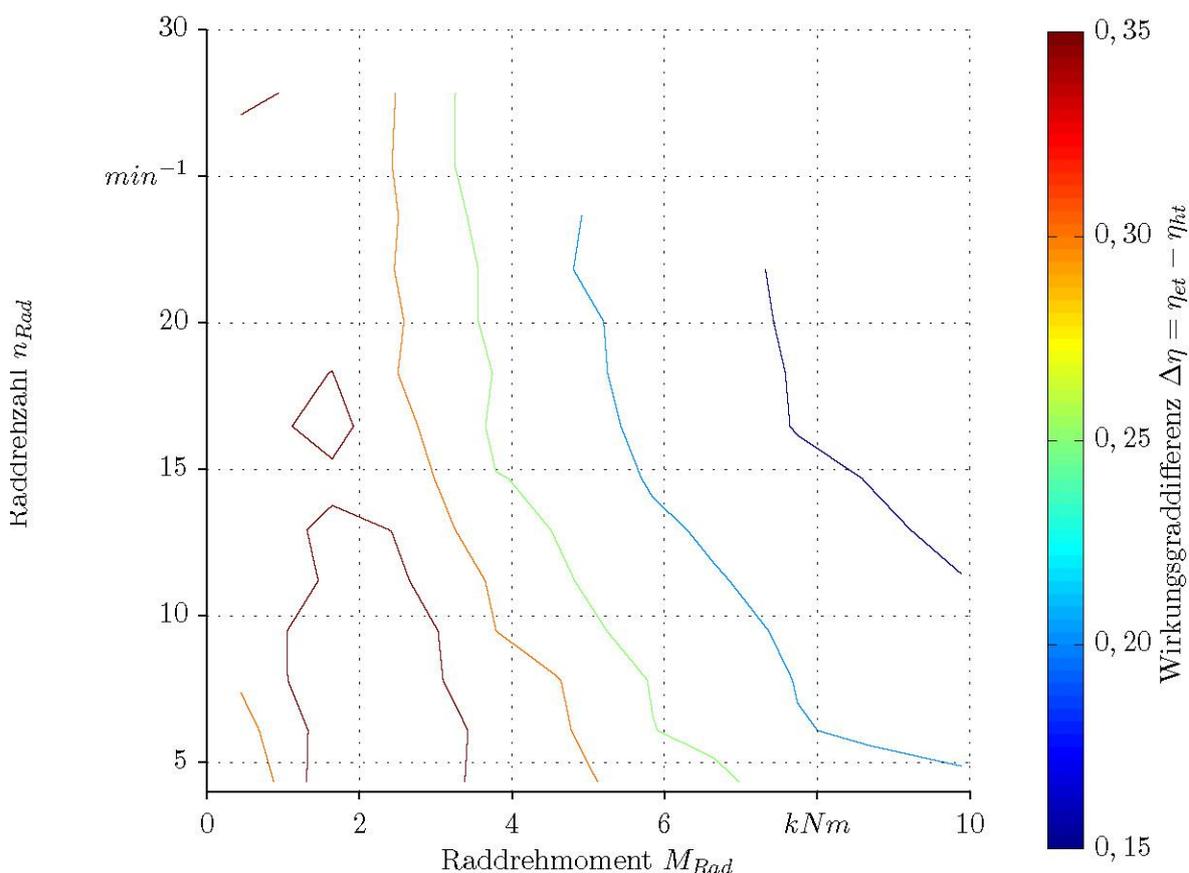


Abbildung 21: Darstellung der Wirkungsgraddifferenz der verschiedenen Antriebssysteme über Drehmoment und Drehzahl am Rad bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 1.550 1/min (eigene Darstellung: M. Heckmann)

Im Volllastbereich bei hohem Wirkungsgrad und hoher Drehzahl sind die Wirkungsgradvorteile im Bereich von unter 15 %. Mit fallenden Drehmoment und Drehzahlwerten nehmen die Wirkungsgradvorteile zu. Die grüne Line in der Abbildung kennzeichnet dabei den Übergang bei 25 % Wirkungsgradvorteil, welche annähernd das Betriebspunktepaa 4 kNm Drehmoment und 15 min^{-1} Raddrehzahl schneidet. Zieht man auch hier die Feldversuche mit in Betracht, so ist dieser Punkt einer, welcher mit 1 % Wahrscheinlichkeit im Feld auftritt (siehe auch Abbildung 9) und die geringsten Drehmoment- und Drehzahlwerte aufweist. Die anderen Punkte mit gleicher oder noch höherer Wahrscheinlichkeit erstrecken sich annähernd bis zur maximalen Drehzahl und bis 8 kNm Drehmoment. Dies bedeutet, dass der größte Teil dieser Punkte zwischen den beiden blauen Linien in der Darstellung liegt, was einem Wirkungsgradvorteil des elektrischen Antriebs zwischen 15 % und 20 % entspricht.

Jedoch ist auch in diesem Zusammenhang zu berücksichtigen, dass der hydrostatische Vergleichsantrieb nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik entspricht. Würde ein aktueller Antrieb mit dem elektrischen System verglichen, würden die Wirkungsgradvorteile geringer ausfallen.

6.6 Bauraum und Gewicht

Bezogen auf Bauraum und Leistungsgewicht ist der hydrostatische Antrieb gegenüber dem elektrischen Antrieb deutlich im Vorteil. Bei der Bewertung dieser Unterschiede ist allerdings zu berücksichtigen, dass aufgrund der Tatsache, dass ein Teil der hydraulischen Komponenten auch zum Antrieb der Vorderachse bei Straßenfahrt erforderlich ist, nur ein Teil der Komponenten entfernt werden konnten und somit in die Berechnung nur die entfallenen Komponenten eingingen. Bei diesem Vergleich sind somit nur die ausgebauten Komponenten mit den neu hinzugekommenen saldiert betrachtet worden.

Der verbaute Schaltschrank ist aufgrund einfacherer Änderungen am System etwas größer dimensioniert worden, um Änderungen in der Verdrahtung der einzelnen Systeme leichter zu ändern und auch dadurch die gute Zugänglichkeit möglichst vieler Klemmstellen zu erhalten, was durchaus die Fehlersuche während der Inbetriebnahme erleichtert hat. Darüber hinaus wurde vor allem in Hinblick auf die Radnabenmotoren nebst Getrieben der verfügbare Bauraum innerhalb der Felgen zum größten Teil für die Volumensteigerung verwendet. Somit konnten sie Auswirkungen auf die bestehende Maschinenkonstruktion durch das gesteigerte Bauvolumen auf ein Minimum reduziert werden.

6.7 Prüfung der Übertragbarkeit auf landwirtschaftliche Anhänger

Die bisherigen Ergebnisse haben sich im Speziellen auf den im Projekt verwendeten Versuchsträger beschränkt, wobei diese auch auf weitere landwirtschaftliche Selbstfahrer übertragen werden können. Ein weiterer Anwendungsbereich für aktiv angetriebene Achsen liegt im Bereich der landwirtschaftlichen Transportanhänger im weitesten Sinn, wozu in diesem Fall auch der Gülletankwagen und der Ladewagen gezählt werden kann. Beide Maschinengruppen haben gemein, dass sie im alternierenden Einsatz zwischen Feld und Straße sind. Somit werden relativ leistungsstarke und schwere Traktoren benötigt, um die erforderliche Zugkraft auch im stark kupierten Gelände aufbringen zu können.

In diesem Fall würde die aktiv angetriebene Achse von einer hohen Achslast, welche in aller Regel 10.000 kg beträgt, profitieren, die zu einem hohen Laufwerkswirkungsgrad führt. Dies hat zur Folge, dass das am Rad aufgebrachte Drehmoment sehr gut in Zugkraft umgesetzt wird, was eine effektivere Auslastung der Gesamtmotorleistung des ziehenden Fahrzeugs oder eine Verkleinerung des Traktors zur Folge hat. In beiden Fällen würde allerdings die Umwelt profitieren, insbesondere durch verringerte Emissionen und geringere Bodenverdichtungen. Die in diesem Projekt dargestellte Lösung ist in einem lenkbaren 30-Zoll-Rad integriert, womit sich diese beispielsweise auch in die vielfach verwendeten 30,5-Zoll-Räder von Gülletankwagen integrieren lässt. Vereinfachend kommt hinzu, dass es sich bei diesen Rädern in aller Regel um keine oder nur geringfügig lenkbare Räder handelt. Da sich ebenfalls auch die Geschwindigkeitsbereiche entsprechen, scheint eine Übertragbarkeit möglich.

Prinzipbedingt ist allerdings für dieses Verfahren immer eine Kombination aus Traktor und Anhängegerät erforderlich, um diesen Lösungsansatz zu realisieren. Im Vergleich zum selbstfahrenden System ist in diesem Fall allerdings zu berücksichtigen, dass die notwendige Interaktion zwischen Traktor und Anhängegerät erschwerend hinzukommt. Je nach Zugfahrzeug ändern sich die erforderlichen Parameter für den Lenkalgorithmus, welcher die Drehzahlunterschiede der einzelnen Räder bei Kurvenfahrten ermittelt, was im Falle von in den Radnaben integrierten Motoren benötigt wird. Alternativ kann dazu ein mechanisches Differential verwendet werden, welches von nur einem Elektromotor angetrieben werden kann. Darüber hinaus sind Ansteuerung und Energieversorgung in Anlehnung an die Ergebnisse der AEF⁶ Projektgruppe 7 ‚High Voltage‘ anzupassen.

⁶ Agricultural Industry Electronics Association

7 Fazit

Die Erweiterung der Projektgruppen um das Themengebiet ‚High Voltage‘ innerhalb der AEF bekräftigt die zukünftige Bedeutung der Elektrischen Antriebe in der Landtechnik. Diese Tatsache wird durch die Ergebnisse dieses Forschungsprojektes ebenfalls unterstützt. Ein Vorteil der elektrischen Antriebstechnik ist der verbesserte Wirkungsgrad gegenüber hydrostatischen Antrieben, vor allem im Teillastbereich. In diesem Forschungsprojekt war es von der Vorgehensweise nur möglich, einen bereits bestehenden hydrostatischen Serienantrieb mit einem neuartigen elektrischen Antrieb zu vergleichen. Daraus folgte ein gewisses Serienalter der hydrostatischen Lösung, was dazu führt, dass diese Lösung nicht dem aktuellsten Stand der Technik entsprach. Diese Tatsache ist bei der Bewertung der beiden Antriebssysteme mit zu berücksichtigen. Diesen Punkt betreffend wären weitergehende Untersuchungen erforderlich, um eventuell auch einen neuentwickelten hydrostatischen Antrieb mit in den Vergleich aufzunehmen.

Andererseits besitzt der elektrische Antrieb bisweilen deutliche Nachteile in Bezug auf Bauraum und Gewicht im Vergleich zum hydrostatischen Antrieb. In diesem vorliegenden Fall war die Integration der Radnabenmotoren mit Getriebe in die bestehende Achskonstruktion gerade noch möglich. Darüber hinaus wurde das Gewicht durch den elektrischen Antrieb deutlich erhöht. Dies ist insofern negativ zu bewerten, da diese Gewichtszunahme nicht zu einer Entlastung der Vorderachse, vor allem bei schweren Erntevorsätzen, führt, womit keine Kontergewichte am Feldhäckslerheck eingespart werden können.

Bezogen auf die Steuerung- und Regelung des gesamten elektrischen Systems bleibt festzuhalten, dass vor allem die Informationen über den aktuellen Betriebszustand der einzelnen Komponenten ein großes Potential für die Zukunft bieten. Damit wird es ermöglicht, dass stetig mehr Informationen über die Belastungszustände der einzelnen Aggregate gewonnen werden können, auch von Maschinen, welche sich im Praxiseinsatz beim Landwirt oder Lohnunternehmer befinden. Dieser zusätzliche Informationsgewinn kann dann zu einer Weiterentwicklung einzelner Komponenten genutzt werden, die sich dann auf eine wesentlich breitere Informationsbasis stützen, als dies mit einzelnen Versuchsmaschinen möglich wäre. Somit können elektrische Antriebe in der Zukunft eine Alternative zu bestehenden Antriebssystemen darstellen, insofern die Punkte Bauraum, Gewicht und Einsatzsicherheit im täglichen landwirtschaftlichen Einsatz noch in den nächsten Jahren verbessert werden können.

Maßnahmen zur Verbreitung der Vorhabensergebnisse

Um die Vorhabensergebnisse auch einem breiten Fachpublikum zugänglich zu machen, sind verschiedenste Veranstaltungen genutzt worden, um den jeweiligen aktuellen Projektstand vorzustellen. Die bereits publizierten Beiträge sind im Nachfolgenden chronologisch aufgelistet:

- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Elektrifizierung eines Feldhäckslers - Vor- und Nachteile im Vergleich zu mechanischen Antrieben*. 11. Tagung Landtechnik im Alpenraum, 9.-10. Mai 2012, Feldkirch/Österreich, 2012.
- HECKMANN, M., BEUCKE, M., HARPERT, T., WEISS, P., et.al.: *Hydraulische und Elektrische Energiewandler im Vergleich*. Agritechnica 2011, 13.-19. November 2011, Hannover, Stand Technische Universität München, 2011.
- HECKMANN, M., BEUCKE, M., HARPERT, T., WEISS, P., et.al.: *Hydraulische und Elektrische Energiewandler im Vergleich*. Agritechnica 2011, 13.-19. November 2011, Hannover, Stand Maschinenfabrik Bernard Krone GmbH, 2011.
- BERNHARDT, H., HECKMANN, M.: *Elektrische Antriebe im Feldhäckslers*. VDI-MEG Kolloquium „Elektrische Antriebe in der Landtechnik“, 19. Mai 2010, Dresden., 2010.
- HECKMANN, M., GALLMEIER, M., AUERNHAMMER, H., BERNHARDT, H.: *Lasten im Fahrtriebsstrang eines selbstfahrenden Feldhäckslers*. Landtechnik Jg. 65, H. 1, S. 38-41, 2010.
- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Method for comparing alternative traction drives in agricultural working machines based on load spectra analysis*. International Conference on Agricultural Engineering AgEng 2010, Clermont-Ferrand, France, 6.-8. September 2010, 2010.
- HECKMANN, M., BERNHARDT, H.: *Systematic approach for comparative validation of alternative traction drives in mobile working machines*. International Conference 1. Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern 16.-18. März 2010, 2010

Darüber hinaus ist noch ein weiterer Vortrag bei der Tagung LAND.TECHNIK im Vorfeld der Agritechnica 2013 geplant, welcher über das Gesamtprojekt zusammenfassend berichtet.

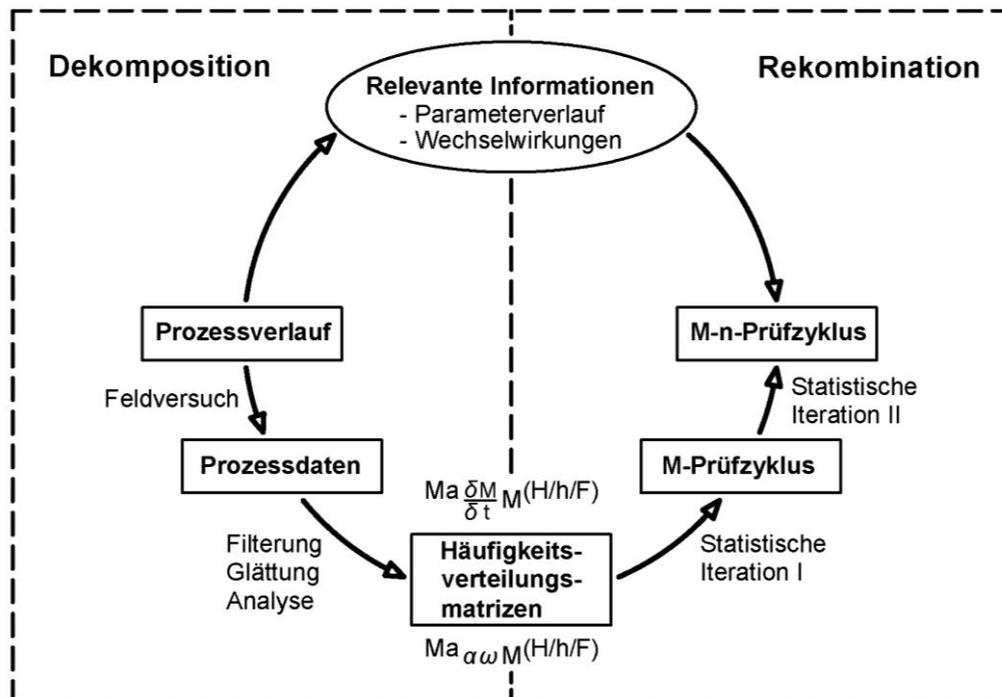
Dies soll das gesamt Projekt erfolgreich abschließen.

Quellen- und Literaturverzeichnis

- [ALGHB08] AUMER, W., LINDNER, M., GEIßLER, M., HERLITZIUS, T., BERNHARDT, G.: *Konzeptioneller Vergleich von elektrischen und hydrostatischen Fahrtrieben im Mähdrescher*. Landtechnik 63. Münster. 02-2008: S. 88-89.
- [Beu12] BEUCKE, M.: *Prüfstand zur Wirkungsgradbestimmung eines hydrostatischen Achsantriebes*. Seminararbeit Technische Universität München. 2012.
- [BKS04] BERNHARDT, H., KILIAN, M. UND SEUFERT, H.: *Silageketten für wachsende Milchviehbetriebe*. Landtechnik 59. Münster. 01-2004: S. 40-41.
- [BS05] BERNHARD, B. und SCHREIBER, M.: *Experimenteller Vergleich von Fahrtrieben am Mähdrescher*. Landtechnik 60. Münster. 02-2005: S. 60-61.
- [DBU08] DBU (Hrsg): *Projektkennblatt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU). Optimierung im Exakt-Feldhäcksler zur Energiereduzierung bei der Zerkleinerung und zur Qualitätssicherung des Häckselgutes*. Az 23326. Osnabrück. Verfügbar auf: <http://www.dbu.de>. Abrufdatum: 17.03.2009.
- [DIN69] NORM DIN 45667 Oktober 1969. *Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen*
- [FH04] FORCHE, J. und HARMS, H.H.: *Management hydraulischer Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen*. Landtechnik 59. Münster. 03-2004:
- [GA07] GALLMEIER, M. und AUERNHAMMER, H.: *Hydraulic and electric drivelines for mobile working machines*. Proceedings of the Conference Agricultural Engineering 07: S. 115-120. VDI-Verlag GmbH. Düsseldorf.
- [Gal09] GALLMEIER, M.: *Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen*. Forschungsbericht Agrartechnik Nr. 479, 2009. ISSN 0931-6264
- [GF01] GARBERS, H. und FRERICHS, L.: *Leistungs- und Technologieentwicklung von selbstfahrenden Feldhäckslern*. Landtechnik 56. Münster. 06-2001: S. 394-395.
- [HAGO07] HORSTMANN J.; AUERNHAMMER H.; GALLMEIER M.; OSTERMEIER R.: *Optimierung im Exakt-Feldhäcksler zur Energiereduzierung bei der Zerkleinerung und zur Qualitätssicherung des Häckselgutes*. Abschlussbericht AZ 23326 Deutsche Bundesstiftung Umwelt. Juli 2007.
- [Har99] HARMS, H.-H.: *Elektrische oder hydraulische Antriebe in der Landtechnik*. Tagung Landtechnik 1999: S.61-63. VDI-Verlag GmbH. Düsseldorf.
- [HB09] HECKMANN, M. ; BERNHARDT, H.: *Lastdaten zur Optimierung von Antrieben in mobilen Arbeitsmaschinen*. Agritechnica 2009, 08. - 14. November 2009, Hannover, Stand Technische Universität München, 2009

- [HB10a] HECKMANN, M.; BERNHARDT, H.: *Method for comparing alternative traction drives in agricultural working machines based on load spectra analysis*. International Conference on Agricultural Engineering AgEng 2010, Clermont-Ferrand, France, 6.-8. September 2010, 2010
- [HB10b] HECKMANN, M.; BERNHARDT, H.: *Methodischer Ansatz zur vergleichenden Bewertung alternativer Fahrtriebssysteme in mobilen landwirtschaftlichen Antriebssystemen*. In: Proceedings of the International Conference 1. Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern 16.-18. März 2010, S. 248–258, Shaker Verlag, 2010.
- [Hec08] HECKMANN, M.: *Messung und Auswertung von Lastkollektiven am hydrostatischen Antriebsstrang eines selbstfahrenden Feldhäckslers*. Unveröffentlichte Diplomarbeit Technische Universität München, Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik, Freising-Weihenstephan, 2008.
- [Imm97] IMMEL, G.: *Synthese von Prüfzyklen für Straßenfahrzeuge*. IfE Schriftenreihe Heft 37, 1997. – ISBN 3–9805179–1–8
- [KTBL05] KURATORIUM FÜR TECHNIK UND BAUWESEN IN DER LANDWIRTSCHAFT (Hrsg.): *Faustzahlen für die Landwirtschaft*. Darmstadt, 2005.
- [LAK10] LANDESARBEITSKREIS ÜBERBETRIEBLICHE MASCHINENVERWENDUNG IN ZUSAMMENARBEIT MIT DEM LANDESBETRIEB LANDWIRTSCHAFT HESSEN (Hrsg.): *Verrechnungssätze für überbetriebliche Maschinenarbeit in Hessen – Richtwerte 2010 - 2012*. Griesheim, 2010.
- [MR06] MATTHIES, H. J. UND RENIUS, K. TH.: *Einführung in die Ölhydraulik*. B. G. Teubner Verlag. Wiesbaden. 2006.
- [RK08] RENIUS, K. TH. und KNECHTGES, H.: *Traktoren*. Jahrbuch Agrartechnik – Band 20 / 2008. DLG-Verlag. Frankfurt. S. 63-70.
- [Sac04] SACHS, L.: *Angewandte Statistik*. Bd. 11. Springer-Verlag, 2004. – 423–424 S. – ISBN 3–540–4055–0
- [SB12] STATISTISCHES BUNDESAMT (Hrsg.). *Spezielle Bodennutzung und Ernte*. URL: <https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/Wirtschaftsbereiche/LandForstwirtschaft/Bodennutzung/Tabellen/AckerlandHauptfruchtgruppen.html> - Abrufdatum: 20.11.2012
- [WG09] WOHLFAHRT, M. und GREVEN C.: *Fast überall sinkende Milchpreise*. ZMP GmbH i.L. (Zentrale Markt- und Preisberichtsstelle für Erzeugnisse der Land-, Forst- und Ernährungswirtschaft GmbH in Liquidation). Bonn. Verfügbar auf: <http://www.zmp.de>. Abrufdatum: 17.03.2009.
- [Wi09] WILMER, H.: *New Holland NH²: Der Blick in die Zukunft*. Profi 21. Münster. 3-2009: S. 28-30.

Anhang



Anhang 1: Schematischer Überblick über die Datenverarbeitung zur Prüfzyklusgenerierung (eigene Darstellung: M. Heckmann, nach [Gal09], verändert)



Anhang 2: Elektrischer Radantrieb Hinterachse links vor Reifenmontage (Foto: M. Heckmann)



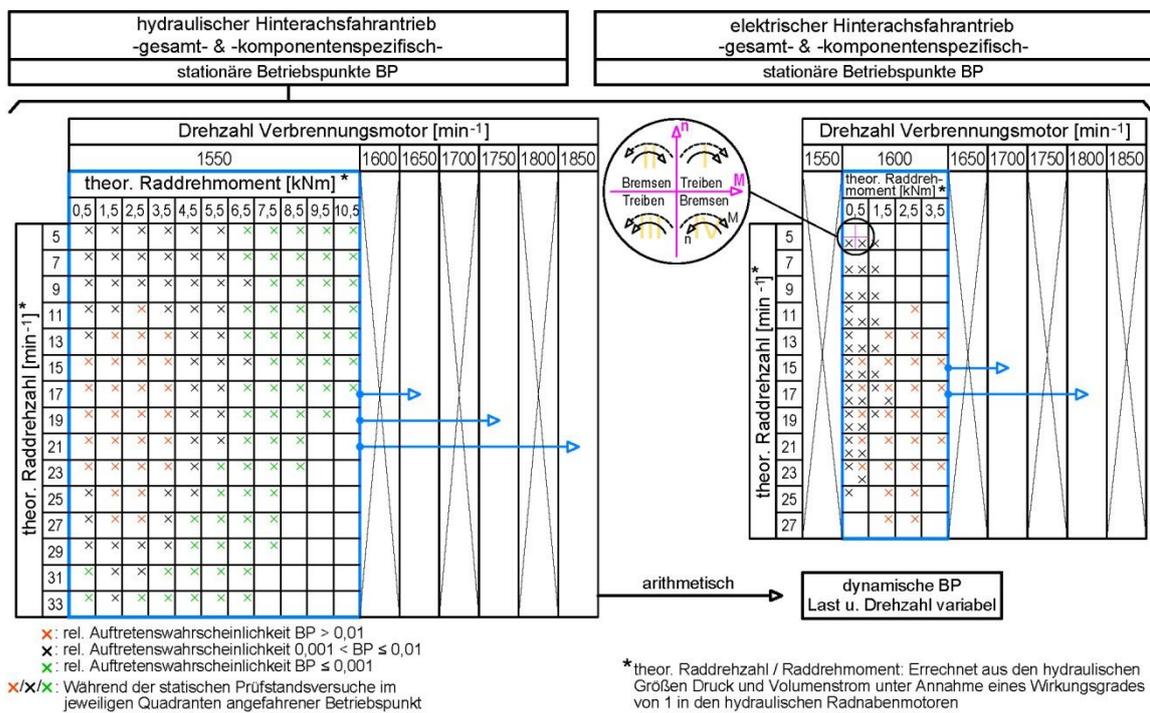
Anhang 3: Elektromaschine hinten links während des Feldeinsatzes (Foto: H. Auernhammer)



Anhang 4: Schaltschrank, Wechselrichter und Bremswiderstand während der Prüfstandsversuche (Foto: M. Heckmann)



Anhang 5: Prüfstand Hinterachsantrieb in der Halle des Staatsgutes Dürnast (Foto: M. Heckmann)



Anhang 6: Versuchsumfang Prüfstandsversuche (eigene Darstellung: M. Heckmann)