

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik

Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen  
Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen

Michael Gallmeier

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung, Landnutzung und Umwelt der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr. J. Meyer

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr. H. Auernhammer, i.R.
2. Univ.-Prof. Dr. B.-R. Höhn
3. Univ.-Prof. Dr. G. Bernhardt, i.R.  
Technische Universität Dresden  
(schriftliche Beurteilung)

Die Dissertation wurde am 22.12.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung, Landnutzung und Umwelt am 27.04.2009 angenommen.



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik der Technischen Universität München in Freising-Weihenstephan.

Ganz besonders möchte ich an dieser Stelle bei Herrn Prof. Dr. H. Auernhammer für das entgegengebrachte Vertrauen danken, mir als FH-Absolventen die Promotion zu ermöglichen. Seinen intensiven persönlichen Bemühungen verdanke ich das Zustandekommen und das Gelingen des Promotionsprojektes in Zusammenarbeit mit der Firma Krone und gefördert durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt DBU. Ganz besonders möchte ich mich bedanken für die Freiheit in der Bearbeitung des Projekts und die unterschiedlichsten Erfahrungen, die ich im Verlauf meiner Tätigkeit sammeln konnte.

Bei den Herren Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn und Prof. Dr.-Ing. G. Bernhardt bedanke ich mich für die Übernahme des Koreferats und die vielen wertvollen Hinweise zur Arbeit. Bei Herrn Prof. Dr. J. Meyer bedanke ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Besonders bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. J. Horstmann, stellvertretend für die Firma Krone, der das Promotionsprojekt in dieser Form erst ermöglicht und das Vorhaben großzügig unterstützt hat.

Ebenfalls gilt mein Dank der Deutschen Bundesstiftung Umwelt DBU und Herrn Dr.-Ing. J. Lefevré die sich nach kritischer Prüfung bereiterklärt haben das zeitlich eng terminierte Projekt zu unterstützen.

Schließlich gilt ein besonderer Dank den Kollegen vom Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik. Den wissenschaftlichen Mitarbeitern, die in sehr freundschaftlicher Art die Arbeit unterstützt haben und in personalintensiven Projektabschnitten ihrerseits mit Personalengpässen zu kämpfen hatten. Der Feldhäckslermannschaft, die trotz des sehr engen Zeitplans für Umbau und Inbetriebnahme die Feld- und Prüfstandsversuche durch großes Engagement erst ermöglicht haben. Mein ganz besonderer Dank gilt hier Herrn Josef Dallinger, der mich mit viel Erfahrung und großem persönlichen Einsatz immer unterstützt hat.

Nicht zuletzt gebührt meiner Familie ganz besonderer Dank. Meinen Eltern, die mich zu Studium und Promotion ermuntert und mir immer die notwendigen Freiräume eingeräumt haben. Und meiner Partnerin Doris die mich in allen Abschnitten unterstützt und angespornt hat.

Das Ziel des Lebens ist es,  
die Summe des Lächelns auf der Welt zu erhöhen  
(Willy Bogner)

---

## Inhaltsverzeichnis

1	RAHMENBEDINGUNGEN FÜR DIE KÜNFTIGE ENTWICKLUNG LANDWIRTSCHAFTLICHER ARBEITSMASCHINEN .....	1
2	PROBLEM UND ZIEL.....	4
3	ANTRIEBSSTRUKTUREN IN SELBSTFAHRENDEN ARBEITSMASCHINEN.....	6
3.1	Anforderungen an Antriebssysteme landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen.....	8
3.1.1	Energieträger - Kraftstoffe .....	9
3.1.2	Primärenergiewandler - Kraftmaschinen.....	11
3.1.3	Hybride Antriebsstrukturen.....	17
3.1.4	Anforderungen an die Antriebstechnik von Baugruppen.....	20
3.1.5	Fahrzeug- und Triebstrangregelsysteme landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen.....	25
3.2	Leistungsübertragung in mobilen Arbeitsmaschinen .....	26
3.2.1	Mechanische Leistungsübertragung .....	26
3.2.2	Hydraulische Leistungsübertragung.....	29
3.2.3	Elektrische Leistungsübertragung .....	35
3.2.4	Leistungsverzweigte Ansätze .....	43
3.2.5	Leistungsübertragungssysteme für Baugruppenantriebe im Vergleich.....	45
4	MATERIAL UND METHODE FÜR DIE ANTRIEBSSTRANGBEWERTUNG.....	47
4.1	Kriterien zur Bewertung von Antriebssystemen und methodisches Vorgehen .....	47
4.2	Hydraulisches Referenzantriebssystem .....	50
4.3	Ermittlung von Belastungszyklen ausgewählter Baugruppen im Feldversuch .....	52
4.3.1	Messmethodik zur Gewinnung typischer Belastungsdaten im Feldversuch .....	52
4.3.2	Messtechnik.....	52
4.3.3	Kennwerte des hydraulischen Referenzantriebssystems von Vorsatz und Einzug .....	53
4.4	Dieselelektrisches Prototypantriebssystem.....	54
4.4.1	Elektrische Maschinen und Leistungsübertragung.....	55
4.4.2	Notwendige Peripheriesysteme .....	56

---

4.4.3	Steuerung und Kommunikation im elektrischen System .....	58
4.5	Ermittlung des Betriebsverhaltens des dieselektrischen Triebstrangs im Feld .....	59
4.6	Generierung von Lastzyklen.....	59
4.6.1	Datenbasis und Differenzierung in Arbeitsphasen.....	61
4.6.2	Verteilungsmatrizen und Kenngrößen zur Beschreibung des Lastverhaltens .....	62
4.6.3	Iteration von Prüfzyklen.....	63
4.7	Wirkungsgraduntersuchungen am Prüfstand.....	64
4.7.1	Prüfstands Aufbau und Messgrößen.....	65
4.7.2	Methodik Prüfstandsversuche .....	71
4.8	Ermittlung von Leistungsgewicht und Leistungsdichte .....	74
5	ERGEBNISSE.....	75
5.1	Belastungsdaten und Betriebsverhalten von Baugruppenantrieben.....	76
5.1.1	Belastungszyklen der Baugruppen Vorsatz und Einzug .....	76
5.1.2	Betriebsverhalten der hydraulischen Baugruppenantriebe .....	78
5.1.3	Betriebsverhalten der elektrische Baugruppenantriebe .....	79
5.2	Repräsentativität der generierten Prüfzyklen.....	80
5.3	Prüfstand und Reproduzierbarkeit der Prüfzyklen .....	83
5.3.1	Prüfstandsverhalten und Prüfspektrum .....	83
5.3.2	Reproduzierbarkeit stationärer Lastvorgaben .....	84
5.3.3	Reproduzierbarkeit dynamischer Lastvorgaben .....	84
5.4	Leistungsübertragung bei hydraulischen Triebsträngen.....	86
5.4.1	Hydraulische Baugruppenantriebe und deren stationäres Übertragungsverhalten.....	87
5.4.2	Stationäres Übertragungsverhalten der hydraulischen Leistungsbereitstellung.....	90
5.4.3	Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter hydraulischer Baugruppenantriebe.....	92
5.4.4	Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter hydraulischer Leistungsbereitstellung.....	96
5.4.5	Hydraulische Baugruppenantriebe bei dynamischer Belastung .....	99
5.4.6	Hydraulische Leistungsbereitstellung bei dynamischer Belastung .....	103

---

5.5	Leistungsübertragung bei elektrischen Triebsträngen .....	106
5.5.1	Elektrische Baugruppenantriebe und deren stationäres Übertragungsverhalten .....	106
5.5.2	Stationäres Übertragungsverhalten der elektrischen Leistungsbereitstellung .....	109
5.5.3	Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter elektrischer Baugruppenantriebe.....	112
5.5.4	Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter elektrischer Leistungsbereitstellung.....	116
5.5.5	Elektrische Baugruppenantriebe bei dynamischer Belastung .....	118
5.5.6	Elektrische Leistungsbereitstellung bei dynamischer Belastung .....	121
5.6	Leistungsgewicht und Leistungsdichte.....	124
5.6.1	Leistungsdichte hydraulischer und elektrischer Wandler im Vergleich.....	124
5.6.2	Leistungsgewicht hydraulischer und elektrischer Wandler im Vergleich.....	126
5.7	Kosten im Vergleich.....	129
6	DISKUSSION UND AUSBLICK .....	132
6.1	Vergleichbarkeit der Systeme und Seriennähe des dieselektrischen Prototyps.....	132
6.2	Wirkungsgrade hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe im Vergleich.....	136
6.3	Zykleneffizienz von Baugruppen und Triebsträngen im Vergleich .....	141
6.4	Konsequenzen aus dem Vergleich von Leistungsdichte und Leistungsgewicht .....	143
6.5	Unterschiede in der Handhabbarkeit .....	144
6.6	Ausblick.....	144
7	ZUSAMMENFASSUNG.....	147
	SUMMARY .....	150
	LITERATURNACHWEIS.....	153
	ANHANG.....	159

## Abbildungsverzeichnis

<i>Nummer</i>		<i>Seite</i>
1	Grundstruktur von Fahrzeugantrieben [Tre02]	6
2	Begriffsvereinbarungen für die Kraftübertragung	7
3	Leistungsverteilung an den funktionalen Einheiten im selbstfahrenden Feldhäcksler (a) und im selbstfahrenden Mähdrescher (b)	7
4	Entwicklung der neu installierten Antriebsmotorleistungen in Traktoren und in selbstfahrenden Arbeitsmaschinen in der deutschen Landwirtschaft (basierend auf [Dem97])	8
5	Strukturvarianten hybrider Antriebe	19
6	Betriebspunkte ausgewählter Baugruppen selbstfahrender Feldhäcksler, Mähdrescher und Rübenroder(basierend auf [SKUGB05])	21
7	Baugruppenantriebe in einem selbstfahrenden Köpfrödebunker (Holmer Terra Dos 2003)	23
8	Baugruppenantriebe in einem Mähdrescher mit Schüttler (Claas Lexion 480)	23
9	Abstrahierte Antriebsstruktur eines Mähdreschers (hier Claas Lexion 460,Baujahr: 2003) mit starren und drehzahlvariablen Riementrieben [GA04]	28
10	Grundschatplan eines stufenlosen hydrostatischen Getriebes mit seriellen und parallelen Triebsträngen	31
11	Aufbau eines Add-on-Systems (a) und eines voll integrierten Systems (b) zum hydrostatisch regenerativen Bremsen	34
12	Grundkonzept eines elektrisch-leistungsverzweigten Fahrentriebskonzeptes mit elektrischer Leistungsschnittstelle für externe Verbraucher [Sal04]	38
13	Planetengetriebe als Schlüsselkomponente leistungsverzweigter Getriebe (a) und Grundkonzept leistungsverzweigter Getriebe (b)[RR05]	44
14	Methodischer Ansatz zur Bewertung hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe auf Basis typischer Belastungszyklen	49
15	Versuchsträger Krone Big X 1000 mit easyCollect 7500 Maisgebiss im Feldeinsatz	51
16	Hydraulischer Serienantriebsstrang mit Messstellen zur Erfassung der Belastung	51
17	Dieselelektrischer Prototyptriebstrang für Vorsatz und Einzug ohne Kühlsystem	55
18	Überblick über die Datenverarbeitung zur Prüfzyklengenerierung	62
19	Interpolation des auftretenden Gradienten aus der Summenhäufigkeitsmatrix	64
20	Schema des Versuchsaufbaus mit Feldhäcksler und DLG-Zugleistungsmesswagen für die mechanisch-hydraulische Antriebsstrangmessung	66
21	Messgrößen hydraulischer Antriebsstrang	67
22	Messpunkte des elektrischen Triebstrang	69
23	Versuchsmethode zum Vergleich hydraulischer und elektrischer Triebstränge mit untersuchten stationären und dynamischen Betriebszuständen im Überblick	71

<i>Nummer</i>	<i>Seite</i>	
24	Typische Belastungszustände am Einzugsmotor in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl am Beispiel einer Messfahrt	73
25	Stationärer (a) und dynamischer (b) Prüfzyklus beispielhaft für eine Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min und einer theoretischen Häcksellänge von 8 mm	74
26	Zeitlicher Verlauf der Belastungen an hydraulischem Vorsatz und Einzug	76
27	Betriebspunkte des hydraulischen Vorsatz- (a) und Einzugsantriebs (b) im Druck-Volumenstrom Diagramm	78
28	Betriebspunkte des elektrischen Vorsatz- (a) und Einzugsantriebes (b) im Effektivstrom-Drehzahl Diagramm	79
29	Häufigkeitsverteilungen des an Vorsatz (a) und Einzug (b) anliegend gemessenen Lastmoments, des simulierten Lastverlaufs und des daraus abgeleiteten DLG-Prüfzyklus mit einer Update-Frequenz von 1 Hz ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min)	81
30	Soll- und Istwerte an der Einzugs-Schnittstelle des Prüfstands während eines stationären Prüfzyklus ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	83
31	Zeitlicher Verlauf des im dynamischen Zyklus gewünschten Lastmoments und die gemessenen Lastmomente im hydraulischen und elektrischen Prüfdurchgang ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	85
32	Wirkungsgradverhalten von hydraulischem Einzugsmotor und hydraulisch-mechanischem Vorsatzantriebsstrang bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments an Einzug und Vorsatz ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	87
33	Wirkungsgrad von hydraulischem Vorsatz und Einzugsantrieb in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	89
34	Baugruppendrehzahl am hydraulischen Einzug in Abhängigkeit von der Auslastung (Laststufen 30 % bis 140 % bei $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min und $x_{\text{th}}=8$ mm)	90
35	Wirkungsgradverhalten der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments an Einzug und Vorsatz ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	91
36	Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	92
37	Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	93
38	Gesamtwirkungsgrad des Einzugsmotors bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Volllast und Teillast ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	94
39	Gesamtwirkungsgrad am hydraulischen Vorsatzantrieb bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	94
40	Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Vorsatzmotors bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	95
41	Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Lastniveau und theoretischer Häcksellänge ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min)	96
42	Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsversorgung bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	97

---

<i>Nummer</i>		<i>Seite</i>
43	Gesamtwirkungsgrad der Pumpen bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8$ mm)	97
44	Wirkungsgrad hydraulische Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit von Antriebsmoment und theoretischer Häcksellänge (Lastniveaus von 50 % bis 140 %, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	98
45	Zeitlicher Verlauf des Lastmoments am Einzug bei Belastung mit den dynamischen Zyklen 60 %, 100 % und 120 % Last	100
46	Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsantriebes in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8$ mm, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	100
47	Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8$ mm, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	104
48	Wirkungsgradverhalten des elektrischen Einzugsantriebs (Motor inklusive Wechselrichter) bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments am Einzug ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	107
49	Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantrieb in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	108
50	Baugruppendrehzahl am Einzug in Abhängigkeit von der Auslastung (Laststufen 30 % bis 140 % bei $n_{Diesel}=1750$ 1/min und $x_{th}=8$ mm)	109
51	Wirkungsgradverhalten der elektrischen Leistungsbereitstellung bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments an Einzug und Vorsatz ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	110
52	Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	111
53	Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs (Motor inklusive Wechselrichter) bei unterschiedlicher Dieselmotordrehzahl (theoretischer Häcksellänge = 8 mm)	113
54	Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs (Motor inklusive Wechselrichter) bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8$ mm)	114
55	Wirkungsgrad des Wechselrichters des elektrischen Einzugsmotors (elektrisch-elektrischer Wandler) bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen ( $x_{th}=8$ mm)	114
56	Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Lastmoment und theoretischer Häcksellänge (Lastniveaus von 50 % bis 140 %, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	115
57	Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsversorgung (Generator inklusive Gleichrichtung und Schutzmaßnahmen) bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{th}=8$ mm)	117
58	Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8$ mm)	118
59	Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebes in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8$ mm, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	119

---

<i>Nummer</i>		<i>Seite</i>
60	Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8$ mm, $n_{Diesel}=1750$ 1/min)	122
61	Baugrößen des hydraulischen Serienmotors, eines luftgekühlten und eines wassergekühlten Elektromotors im Vergleich	125
62	Anschaffungskosten der elektrischen und hydraulischen Antriebslösung für Vor- und Einzug	130
63	Gebundenes Kapital während der Nutzung des hydr. und elektr. Triebstrangs	131
64	Auswirkung der überhöhten Standardabweichung des Lastmoments auf den mittleren Wirkungsgrad dargestellt am Beispiel der Kennlinie des hydraulischen Einzugsmotors	136
65	Elektrischer und hydraulischer Strangwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lastmoment am Einzug ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	138
66	Wirkungsgradvorteil des elektrischen Triebstrangs gegenüber dem hydraulischen unter stationären Betriebsbedingungen bei unterschiedlicher Dieselmotordrehzahl und Auslastungen zwischen 50 % und 140 % am Einzugsmotor ( $x_{th}=8$ mm)	139
67	Energieeffizienz des elektrischen und hydraulischen Triebstranges bei unterschiedlicher dynamischer Auslastung ( $n_{Diesel}=1750$ 1/min, $x_{th}=8$ mm)	142
68	Künftig mögliche Triebstrangarchitektur eines Mähreschers bei zentraler elektrischer Leistungsverteilung	145

## Tabellenverzeichnis

<i>Nummer</i>	<i>Seite</i>
1	13
Grenzwerte und Einföhrungstermine der Grenzwertstufen unterschiedlicher Motorleistungsklassen im Bereich Non-Road Mobile Machinery NRMM basierend auf [EG97] und [EG04]	
2	15
Verschiedene Brennstoffzellentypen und deren Anwendungsbereich im Überblick	
3	46
Bewertung unterschiedlicher Antriebssysteme für Baugruppenantriebe in mobilen Arbeitsmaschinen	
4	53
Kennwerte des hydraulischen Antriebs für Vorsatz und Einzug	
5	56
Eckdaten der eingesetzten elektrischen Maschinen	
6	68
Messstellen und verwendete Sensoren für Untersuchung des hydraulischen Triebstrang	
7	70
Messstellen und verwendete Sensoren für die Untersuchung des elektrischen Triebstrang	
8	77
Zu differenzierende Zyklenabschnitte und deren Kennzeichen	
9	81
Kenngrößen zum Vergleich des realen und des simulierten Lastmomentenverlaufs am Vorsatz	
10	82
Kenngrößen zum Vergleich des realen und des simulierten Lastmomentverlaufs am Einzug	
11	96
Typische mittlere Betriebsparameter für die Häcksellängen von 6 mm, 8 mm und 10 mm bei einer Auslastung von 50 %, 100 % und 140 % ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min)	
12	101
Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz von hydraulischem Einzugs- und Vorsatzantrieb bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	
13	102
Energieeffizienz des hydraulischen Einzugs bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	
14	105
Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	
15	105
Energieeffizienz bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	
16	106
Energieeffizienz der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlichen Häcksellängen ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, Auslastung 100 %)	
17	116
Typische Betriebsparameter für die Häcksellängen von 8 mm und 10 mm bei einer Auslastung von 50 %, 100 % und 140 % ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min)	

---

<i>Nummer</i>		<i>Seite</i>
18	Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz des elektrischen Einzugsantriebs bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	120
19	Energieeffizienz des elektrischen Antriebs, des Motors und des Wechselrichters bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	121
20	Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$ 1/min, $x_{\text{th}}=8$ mm)	123
21	Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{\text{th}}=8$ mm)	124
22	Gegenüberstellung von Bauvolumen und Leistungsdichte der hydraulischen und elektrischen Lösung für Einzugswandler, Vorsatzantrieb und Leistungsbereitstellung	126
23	Gewichtsanteile der Komponenten der Antriebssysteme im Vergleich	128
24	Gegenüberstellung des Wirkungsgradverhaltens der hydraulischen und elektrischen Triebstrangkomponenten	137

## Abkürzungen

AFC	Alkalische Elektrolyt Brennstoffzelle (alkaline fuel cell)
AGR	Abgasrückführung
AlNiCo	Aluminium-Nickel-Kobalt (Dauermagnetwerkstoff)
ASM	Asynchronmotor
BTR	Bipolar Transistor
CNG	Compressed Natural Gas
DMFC	Direkt-Methanol-Brennstoffzelle
$\Delta\eta_{10\%}$	Linearisierte Wirkungsgradänderung in Prozentpunkten bei einer Änderung des anliegenden Lastmoments um 10% der Nennlast
$\varepsilon$	Energieeffizienz
FET	Feldeffekt Transistor
FH	Feldhäcksler
FS	Full Scale
GTO	Gate Turn Off Transistor
IGBT	Insulate Gate Bipolar Transistor
ISO	International Organization for Standardization
LB	Leistungsbereitstellung
LNG	Liquid Natural Gas
MCFC	Schmelzkarbonatbrennstoffzelle (molten carbonate fuel cell)
MD	Mähdrescher
MELA	Mobile Elektrische Leistungs- und Antriebstechnik
MOPS	Modularer Prozessorgesteuerter Signalerfasser
MOSFET	Metal-Oxid Semiconductor Feld Effekt Transistor
NdFeB	Neodym-Eisen-Bor (Dauermagnetwerkstoff)
$n_{Diesel}$	Drehzahl Dieselmotor
PAFC	Phosphorsaure Brennstoffzelle (phosphoric acid fuel cell)
PEMFC	Polymermembran-Brennstoffzelle (Proton Exchange Membrane Fuel Cell)
PSM	Permanentmagneterregter Synchronmotor
RME	Raps-Methyl-Ester
ROZ	Research Oktanzahl
SCR	Selektive katalytische Reduktion
SiC	Siliziumkarbid
SM	Synchronmotor
SmCo	Samarium-Kobalt (Dauermagnetwerkstoff)

SOFC	Festoxid-Brennstoffzelle (Solid Oxide Fuel Cell)
SPT IGBT	Soft-Punch-Through Insulated Gate Transistor
VES	Verkehrswirtschaftliche Energiestrategie
$x_{th}$	theoretische Hacksellänge
$\mu$	Mittelwert
$\sigma$	Standardabweichung

Definition:

Prozentpunkt      Bezeichnung für den absoluten Unterschied zwischen zwei Werten die in Prozent vorliegen (beispielsweise Wirkungsgrade)

## **1 Rahmenbedingungen für die künftige Entwicklung landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen**

Das Bestehen am Weltmarkt und die Sicherung der Arbeitsplätze setzt auf Seiten der Landmaschinenhersteller in Deutschland eine stetige Weiterentwicklung und Anpassung ihrer Produktpalette voraus. Neben neuen Verfahren und Arbeitsprozessen müssen dabei grundsätzlich die sich verändernden Rahmenbedingungen des Einsatzes der Arbeitsmaschinen berücksichtigt werden.

Bisher lag der Schwerpunkt der Entwicklungen vor allem auf der Steigerung der Leistungsfähigkeit und damit der Rentabilität der Maschinen für den Kunden durch größere Arbeitsbreiten und höhere Durchsätze. Aus Gründen der Handhabung, der Komplexität, des Bodenschutzes und der Straßenverkehrstauglichkeit sind dabei jedoch Grenzen gesetzt. Nicht zuletzt deshalb gewinnen zunehmend andere Optimierungsansätze wie Automatisierung und Systemvernetzung an Bedeutung.

Für zukünftige Entwicklungen sind drei Rahmenbedingungen wesentlich:

### 1. Entwicklung der Landwirtschaft

Die Landwirtschaft durchlebt derzeit weltweit eine der größten Veränderung seit Einführung der Subventionsbeihilfen und der Kontingentierung der Produktionsmengen. Die Suche nach regenerativen Energiequellen zum Ersatz der derzeit dominierenden fossilen Energieträger eröffnet den Landwirten neue Produktionszweige und Einkommensquellen. Als Lieferant nachhaltiger Energie wird er aus gesellschaftlicher Sicht vom Subventionsempfänger zum Hoffnungsträger. Daraus ergeben sich auch für die landtechnische Industrie neue Chancen am nationalen und internationalen Markt.

In Deutschland erzielen beispielsweise Ölsaaten und vergärbare Substrate wie Silagemais als Rohstoff zur Produktion von Flüssigkraftstoffen und Biogas im Bereich des Ackerbaus höhere Deckungsbeiträge als übliche Marktfrüchte. Dies ist bedingt durch den politischen Willen, und den damit verbundenen Förderungen [EEG04] bis 2010 mindestens 12,5 % und bis 2020 mindestens 20 % des Energiebedarfs über regenerative Quellen abzudecken. Durch diese Flächenverlagerung weg von der Nahrungsmittelproduktion wurde die Überproduktion der vergangenen Jahre abgebaut, die Preise für Agrarprodukte haben sich stabilisiert oder sind sogar angestiegen. Auf dem Weltmarkt war in den letzten Jahren bedingt durch Missernten und Produktionsverlagerung der Bedarf an Getreide höher als die weltweite Erntemenge. Ähnliches gilt für den globalen Zuckermarkt. Bisherige Überproduktionen, bedingt durch stark wachsende Anbauflächen für Zuckerrohr speziell in Südamerika, werden derzeit durch die Nutzung des Zuckers als Rohstoff zur Gewinnung alkoholischer Treibstoffe überkompensiert.

Damit werden in Zukunft die Nahrungsmittelpreise stark an die Energiepreise gekoppelt sein, was sich aktuell an der Entwicklung der Pachtpreise verdeutlicht. Eine Erhebung für den Freistaat Sachsen zeigt z.B. einen Anstieg von 20 % im Zeitraum von 1997 bis 2003. In Bayern ist im Zeitraum zwischen 1997 und 2005 der im Durchschnitt für alle Flächen bezahlte Pachtpreis um 3,6 % von 221 €/ha auf 229 €/ha angestiegen [SULS03]. Der Durchschnittspreis bei Neuverträgen liegt heute bei 237 €/ha [BSLF06].

Die vorhergehende Konsolidierung durch die über Jahre hinweg schlechte Marktsituation hat die Anzahl der wirtschaftenden Betriebe in Deutschland mit einer Nutzfläche von mehr als 2 ha seit 1991 um ein Drittel reduziert. Da keine Fläche aus der Produktion genommen worden ist bewirtschaftet der Einzelbetrieb heute größere Flächen. In den nun größeren Betrieben kann die Bewirtschaftung häufig nicht mehr durch den Betriebsleiter selbst erfolgen, sondern wird durch Dienstleister oder Fremdarbeitskräfte abgedeckt. Auf Seiten der Energieproduktion entstehen zudem neue Geschäftsformen, wie die Beispiele von Großbiogasanlagen im Bereich über 10 MW zeigen. Diese binden mehrere hundert bis einige tausend Hektar Fläche in ihrer Umgebung zur Substratversorgung.

In beiden Fällen erfolgt die Mechanisierung dabei verstärkt mit leistungsstarken Spezialmaschinen im überbetrieblichen Einsatz durch Maschinenringe, Maschinengemeinschaften oder Lohnunternehmen. Diese fordern neben höheren Arbeits- und Gutqualitäten verstärkt eine automatische Dokumentation der erbrachten Leistungen und nach Möglichkeit eine automatische Parametrierung der Maschinen zur Qualitätssicherung und zur Entlastung der Fahrer.

## 2. Begrenzte Mobilität von landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen

Typisch für diese landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen ist ihr mobiler Einsatz. Im Unterschied zu anderen Industriezweigen bewegen sich hier die Maschinen zu dem zu verarbeitenden Material hin. Diese Grundforderung nach Mobilität beschränkt die möglichen Maschinenkonzepte maßgeblich durch zwei wesentliche Aspekte.

Zum einen greifen die Auflagen der Gesetzgebung, weil die Maschinen beim Umsetzen zwischen den Arbeitsflächen im öffentlichen Raum und im öffentlichen Verkehr gefahren werden. Dabei gilt es länderspezifische Verordnungen als Bedingung zur Teilnahme am öffentlichen Verkehr zu erfüllen. In Deutschland begrenzt die Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung StVZO die zulässigen Achslasten und Abmaße.

Zum anderen gelten große Radlasten heute als Ursache für nachhaltige Schädigungen der Bodenstruktur [GDB07]. Dem schädigenden Bodendruck kann durch größere Aufstandsflächen oder durch Verringerung der Fahrzeugmasse begegnet werden. An die Maschinenhersteller entsteht damit die Forderung nach neuen Fahrwerkskonzepten und/oder nach der Reduzierung der Fahrzeugmasse. Im Bereich der Fahrwerke ist der Trend zu Breitreifen oder Zwillingsbereifung bekannt, der jedoch durch den hohen Bauraumbedarf nur in Grenzen nutzbar ist. Auf

den gleichen Effekt, das Fahrzeuggewicht auf eine größere Aufstandsfläche zu verteilen, zielen Bandlaufwerke und die Erhöhung der Achsenanzahl und damit die Verteilung der Fahrzeugmasse auf mehr Räder. Bandlaufwerke bieten bei geringerem Bauraumaufwand große Aufstandsflächen. Kritisch sind hingegen ihre geringere seitliche Abstützung am Hang und die großen Relativbewegungen zwischen Band und Untergrund bei Kurvenfahrt, sowie der geringere Fahrkomfort auf Straßen und bei höheren Geschwindigkeiten.

Eine Lösungsmöglichkeit zur Reduzierung der Fahrzeugmasse ist im Leichtbau zu sehen. Deshalb ist längerfristig die Entwicklung neuer verfahrenstechnischer Ansätze und Maschinenkonzepte als notwendig zu erachten. Einen Ansatz zur Minderung der auf Feld und Straße zu transportierenden Masse zeigt ein Projekt des Lehrstuhls für Landmaschinen der Technischen Universität Dresden [Kai97][BFK98]. Dabei wird im mobilen Ernteprozess das Fruchtwasser von Kartoffeln abgeschieden, wodurch eine Reduktion der zu transportierenden Masse um etwa 60 % ermöglicht wird.

### 3. Begrenzte fossile Energieträger und steigende Kraftstoffpreise

Eine der größten Herausforderungen an die technische Entwicklung stellen die zur Neige gehenden fossilen Energieträger dar. In den Veröffentlichungen schwankt das Jahr des prognostizierten globalen Ölfördermaximums (Peak-Oil). Skeptiker gehen davon aus, dass es bereits überschritten ist [Wik01]. Die Internationale Energieagentur IEA sieht den Peak-Oil aber nicht vor 2030, wobei bis dahin ein Verbrauchsanstieg um 37% im Vergleich zu 2006 prognostiziert wird [IEA07b]. Gleichzeitig sieht die IEA schon für 2010 die reelle Gefahr einer Ölknappheit bedingt durch unerwartet hohe Steigerungen in der Nachfrage und Krisen in den Förderregionen [IEA07a]. Bereits heute steigt durch Verknappung und besonders dadurch, dass sich die größten Vorkommen in Krisenregionen befinden, der Rohölpreis kontinuierlich an. So ist der reale Ölpreis von 46 US \$ pro Barrel in 2005 auf über 96 US \$ im Herbst 2007 angestiegen. Dies führte zu einem Anstieg der Dieselpreise von 1,07 auf 1,29 €/l. Dadurch steigen beispielsweise für einen selbstfahrenden Feldhäcksler die variablen Kosten von 53 €/h auf 83 €/h an (Basis KTBL-Maschinendaten für 400 kW Maschine [KTBL05]). Dies entspricht einer Erhöhung um 56 %. In gleichem Maß wächst damit auch die Bedeutung der Energieeffizienz der Arbeitsmaschinen.

Die sich verändernden Rahmenbedingungen führen somit eine Verschiebung in der Gewichtung der Bewertungskriterien herbei, die in der Entwicklung über den sinnvollen Einsatz einer Technik oder eines Konzeptes entscheiden. In Konsequenz erfordert dies Anpassungen der bestehenden Konzepte und weiterführende neue Ansätze für die mobilen Arbeitsmaschinen.

## 2 Problem und Ziel

Die grundsätzliche Aufgabe einer mobilen Arbeitsmaschine ist es, das Zusammenspiel der dynamischen Prozesse zwischen Fahr- und Arbeitsprozess, Anforderungen aus dem Leichtbau und dem Mitführen der Energieversorgung zu lösen [Har04]. Daraus resultieren für die Entwicklung der mobilen Arbeitsmaschine und ihrer Antriebssysteme weiter zunehmende und sehr häufig konkurrierende Anforderungen aus den Bereichen:

- Mobilität,
- Komfort,
- Arbeitsqualität,
- Energieeffizienz,
- Wartungsfreundlichkeit,
- Umweltverträglichkeit,
- Wirtschaftlichkeit [Har04].

Entsprechend den in Kapitel 1 aufgezeigten und sich weiter verändernden Rahmenbedingungen verschieben sich jedoch die Bedeutung der einzelnen Anforderungen und damit auch die Schwerpunkte der Entwicklung.

Für die Antriebssysteme der mobilen Arbeitsmaschinen, bestehend aus Primärenergiewandler und Leistungsübertragung, handelt es sich zukünftig insbesondere um die Forderung nach höherer Energieeffizienz bei gleichzeitig optimiertem Leistungsgewicht.

Für die Baugruppenantriebe selbst resultiert daraus die Forderung nach minimalen Übertragungs- und Wandlungsverlusten und nach dynamischer Drehzahlvariabilität des gesamten Antriebsstrangs. Die Drehzahlvariabilität ermöglicht es, durch zwei Ansätze den Verbrauch zu senken. Zum einen erlaubt diese die optimale Einstellung der Baugruppe auf sich verändernde Umweltparameter und dadurch eine gesteigerte Flächen- bzw. Durchsatzleistung durch bessere Maschinenausnutzung [Kut01][Eim93]. Zum anderen birgt die Vernetzung der Baugruppen mit übergeordneten Triebstrang- und Fahrzeugmanagementkonzepten große Potenziale durch neue Freiheitsgrade in der Optimierung der Betriebsstrategie und der Maschineneinstellungen [Boe00]. Die Ansteuerung und Regelbarkeit der Baugruppenantriebe ist hier eine Schlüsselanforderung, um die Vernetzung der Baugruppen darstellen zu können. Ein geschlossener Regelkreis stellt dabei über die Rückkopplung zusätzliche Prozessparameter zur Maschinenführung zur Verfügung.

Für verteilte und drehzahlvariabel zu betreibende Baugruppen stellen heute hydraulische Antriebe die etablierte Lösung dar. Deren Möglichkeiten wurden schon 1962 herausgestellt, wo-

bei gleichzeitig aber auch die Elektrizität als denkbare Alternative aufgezeigt und als effizienter eingestuft wurde [Pre62].

Im Bereich der stationären Anlagen haben in den vergangenen Jahren zunehmend elektrische Antriebslösungen mit Umrichtersteuerung an Bedeutung gewonnen. Diese bieten Vorteile hinsichtlich Regelbarkeit und Energieausnutzung [WKS02][WKS03].

Forschungsprojekte zu elektrischen Fahrtrieben für mobile Arbeitsmaschinen und Traktoren zeigen die Einsatzmöglichkeiten und die Umsetzbarkeit auch im mobilen Sektor auf. In [BK02] und [BS03] wird ein dieselektrisches Fahrtriebskonzept für einen selbstfahrenden Mährescher vorgestellt. Bei [GBMJ05] wurden zudem die Grundlagen zu elektrischen Radantrieben in Traktoren erarbeitet.

Gegenüber diesen Ansätzen ergeben sich jedoch für Baugruppenantriebe insbesondere im Hinblick auf Drehmoment und Drehzahl deutlich abweichende Anforderungen. Sie sind deshalb gesondert zu untersuchen. Ziel muss es dabei sein, exemplarisch ausgewählte hydrostatische Baugruppenantriebe exakt zu analysieren und daran die Eignung elektrischer Alternativlösungen zu messen. Die Hauptkriterien für die vergleichende Bewertung sollen dabei das Wirkungsgradverhalten und die Energieeffizienz im typischen Einsatz sowie das Leistungsgewicht und die Integrierbarkeit in vorhandene oder neue Regelsysteme sein.

In einem ersten Projektabschnitt müssen dazu Antriebsstrukturen typischer selbstfahrender Arbeitsmaschinen analysiert und typische, aus der Leistungsübertragung resultierende Eigenschaften herausgearbeitet werden. Danach soll in einem zweiten Teilziel eine dem hydraulischen Triebstrang vergleichbare diesel-elektrische Lösung dimensioniert und in einer Erntemaschine im Feldversuch erprobt werden. Der Vergleich bezüglich des Leistungsgewichts und der Baugröße kann dadurch auf zwei unter realen Einsatzbedingungen erprobte Systeme gestützt werden.

Detaillierte Aussagen zum Wirkungsgradverhalten der Wandler und der Leistungsübertragung unter typischen Einsatzbedingungen sollen im dritten Teilziel anhand reproduzierbarer Prüfstandsversuche erarbeitet werden. Die Belastung der Aggregate am Prüfstand muss dazu auch die dynamischen Lastbedingungen des typischen Feldeinsatzes widerspiegeln.

In den Projektabschnitten sollen belastbare Fakten für eine vergleichende Bewertung beider Antriebsalternativen erarbeitet werden. Die Arbeit erlaubt so eine Quantifizierung der Unterschiede für deren Einsatz als Baugruppenantrieb in einer mobilen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschine und erarbeitet die Grundlagen für zukünftige Entscheidungsfindungen im Entwicklungsprozess.

### 3 Antriebsstrukturen in selbstfahrenden Arbeitsmaschinen

Ein wesentlicher Aspekt unterscheidet die „mobile Arbeitsmaschine“ von der „stationären Industrieanwendung“: Die Landmaschine muss sich zu dem zu verarbeitenden Material hinbewegen, wohingegen dieses in der industriellen Produktion der Maschine zugeführt wird. Daraus resultieren besondere Anforderungen an das Maschinenkonzept durch die Notwendigkeit die Maschine im öffentlichen Straßenverkehr und auf dem Ökosystem „Acker“ zu bewegen.

Die Grundforderung nach Mobilität definiert den Antriebsstrang einer mobilen Maschine gemäß Abbildung 1. Als Energievorrat muss Kraftstoff (üblicherweise ausreichend für einen Arbeitstag, eine Arbeitsschicht oder ein Feld) mitgeführt werden, welcher in einem zentralen Primärenergiewandler (Dieselmotor) von chemisch gebundener Energie in mechanische Energie überführt wird. Anschließend erfolgt die Verteilung der Leistung an die Baugruppen der Maschine.

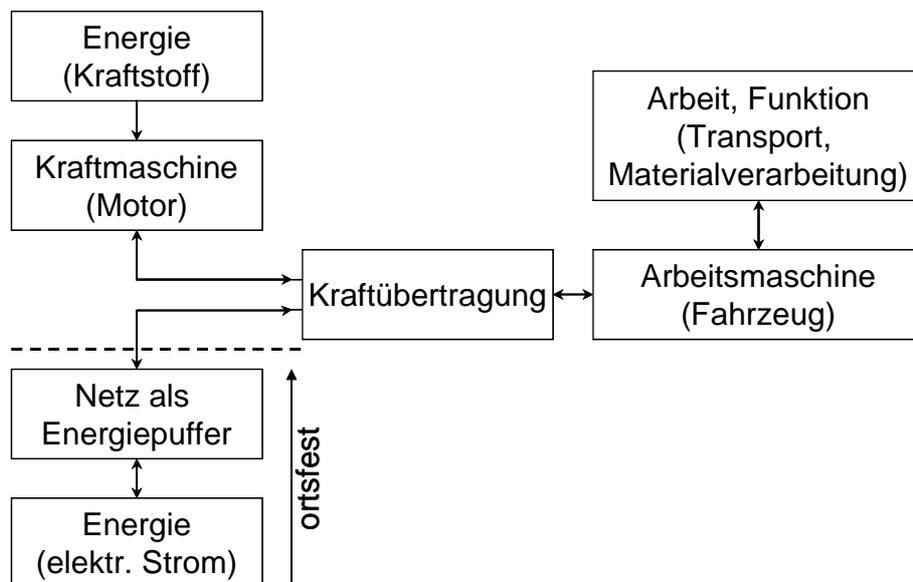
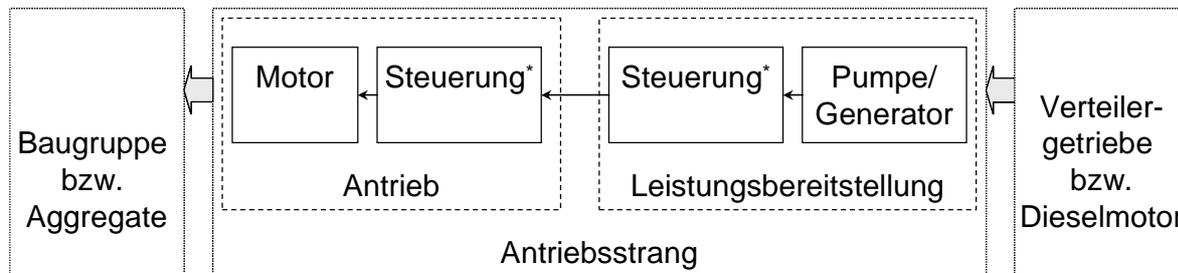


Abbildung 1: Grundstruktur von Fahrzeugantrieben [Tre02]

Alternativ zum Primärenergiewandler Dieselmotor kann eine direkte Anbindung ans Energieversorgungsnetz ersatzweise oder ergänzend genutzt werden. Beispiele dafür sind im Bergbau, bei Kran- oder Transportsystemen zu finden, welche über Kabel oder Energieschienen gespeist werden. Auch im Bereich des Gartenbaus wurden solche Versorgungslösungen über Energieschienen für spurgebundene Portalrahmenfahrzeuge in einem Pilotprojekt erprobt [Röm01].

Für die Aufschlüsselung der hier detailliert betrachteten Kraftübertragung werden die Begriffe gemäß Abbildung 2 vereinbart.

Dabei umfassen die Begriffe Antrieb und Leistungsbereitstellung jeweils einen Wandler samt Steuerung. In einem hydraulischen Antrieb sind dies demnach die hydraulisch-mechanischen oder mechanisch-hydraulischen Wandler inklusive Steuerventile oder Schwenkeinheiten bei Antrieben mit variablem Schluckvolumen. Bei einem elektrischen Antrieb ist darin der elektrisch-mechanische Wandler als Motor und ein Wechselrichter zur Ansteuerung des Motors enthalten.



\*) nur teilweise notwendig

Abbildung 2: Begriffsvereinbarungen für die Kraftübertragung

Als typisches Kennzeichen einer mobilen Arbeitsmaschine tritt im Unterschied zum Traktor der Leistungsanteil des Fahrtriebs bezogen auf den Gesamtleistungsbedarf in den Hintergrund. Die wesentlichen Prozessschritte liegen vielmehr im Bereich der Materialverarbeitung [FH04]. Wie Abbildung 3 zeigt, dominieren die Baugruppenantriebe die Leistungsanforderungen, wobei im Feldhäcksler (links) ca. 90 % und im Mähdrescher (rechts) ca. 84 % der Motorleistung dem Betrieb der Baugruppen dienen [GF01][SKUGB05].

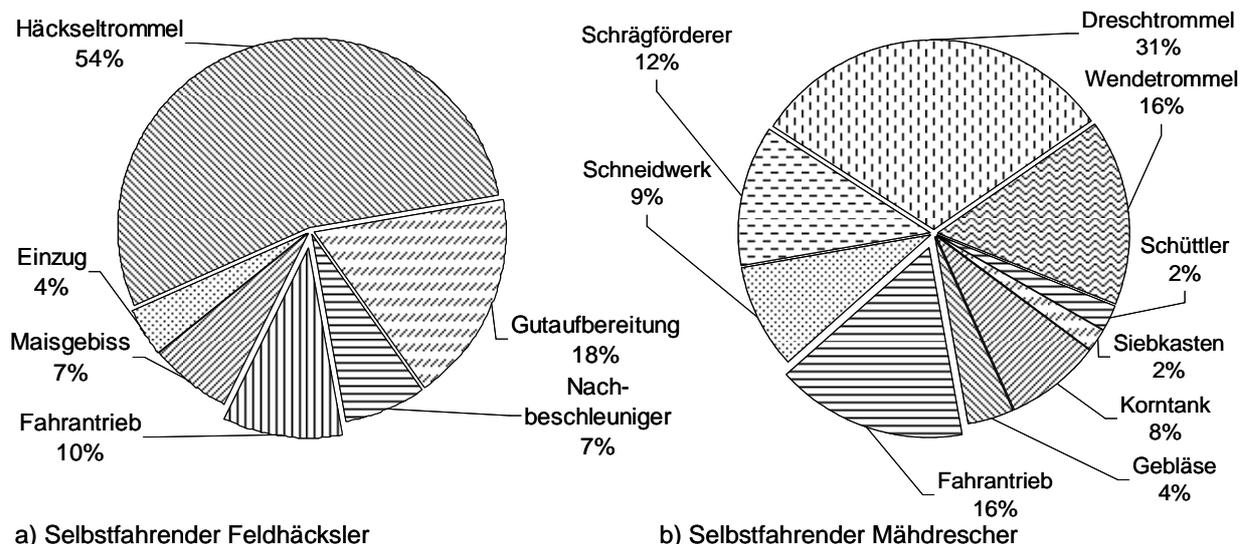


Abbildung 3: Leistungsverteilung an den funktionalen Einheiten im selbstfahrenden Feldhäcksler (a) und im selbstfahrenden Mähdrescher (b)

In der Landwirtschaft haben spezialisierte selbstfahrende Maschinensysteme in den vergangenen Jahren an Bedeutung gewonnen und verdrängen zunehmend den Traktor als Universalmaschine aus verschiedenen Verfahrensschritten. Dabei ermöglicht der überbetriebliche Ma-

schineneinsatz über Maschinengemeinschaften, Maschinenringe oder Lohnunternehmen eine hohe Auslastung und damit einen wirtschaftlichen Einsatz dieser teuren Spezialmaschinen. Abbildung 4 verdeutlicht diesen Trend anhand der jährlich neu installierten Motorleistung in Traktoren und in selbstfahrenden Erntemaschinen.

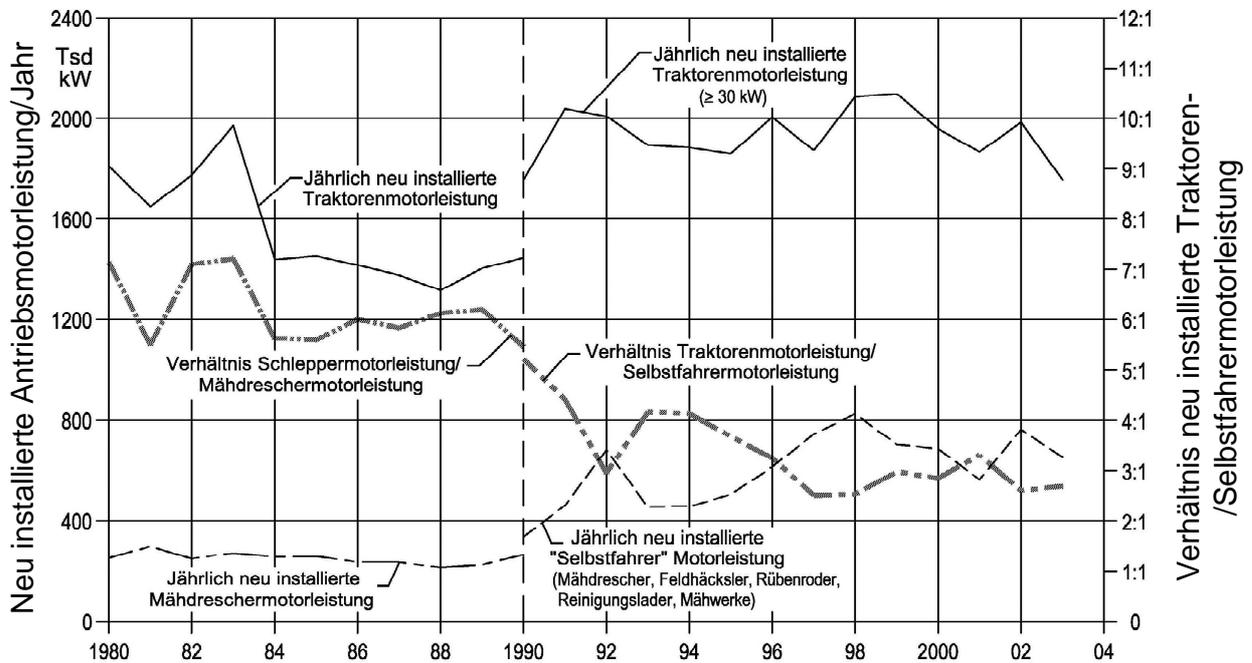


Abbildung 4: Entwicklung der neu installierten Antriebsmotorleistungen in Traktoren und in selbstfahrenden Arbeitsmaschinen in der deutschen Landwirtschaft (basierend auf [Dem97])

Die Forderung nach mobiler Einsatzbarkeit bestimmt neben dem Maschinenkonzept dabei auch sehr stark die Antriebsarchitektur. Die mobile Energiebereitstellung durch die Kraftmaschine und die Kraftübertragung zur Versorgung der Antriebe der zumeist kontinuierliche rotierenden oder oszillierenden Baugruppen stehen dabei im Mittelpunkt der Maschinenentwicklungen (nach [NW97]).

### 3.1 Anforderungen an Antriebssysteme landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen

Für die Kraftbereitstellung und Kraftübertragung in mobilen Arbeitsmaschinen sind im Unterschied zu stationären Lösungen folgende Rahmenbedingungen besonders zu beachten:

- Die Energieversorgung für Bewegung und Arbeitsverrichtung erfolgt über einen Verbrennungsmotor.
- Das Arbeitsvermögen ist durch den Energiebedarf für das Betreiben der Arbeitsmaschine und den Energieinhalt einer Tankfüllung begrenzt.
- Die Effizienz des Antriebs steigert den Aktionsradius oder die Einsatzzeit der Arbeitsmaschine.
- Der Bauraum ist begrenzt.
- Das zulässige Gewicht der Maschine und damit jenes der Antriebe ist begrenzt.

- Die landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen arbeiten unter rauen Umgebungsbedingungen (Umgebungstemperatur, Feuchtigkeit, Schmutz, aggressive Medien, Schwingungsbelastungen) [Noa01].

In Zukunft gewinnt dabei die Energieeffizienz der Arbeitsmaschine zunehmend an Bedeutung. Neben verfahrenstechnischen Ansätzen bieten sich dafür aus Sicht der Antriebstechnik zwei direkte Wege an, um zukünftig den Energieaufwand zu senken.

In einem ersten Ansatz kann dazu die Verbesserung der Wirkungsgrade von Energiewandler und Leistungsübertragung beitragen. Zusätzlich wird an der Vernetzung von Antriebssystemen durch übergeordnete Regelsysteme gearbeitet. Diese könnten Einsparungen durch adaptive dynamische Parametrierung an Material- und Umweltparameter ermöglichen oder auf eine höhere mittlere Auslastung der Maschine abzielen.

An die Antriebstechnik stellt dies zukünftig folgende Anforderungen:

- Bessere Ausnutzung der Primärenergie,
- gesteigerte Leistung und/oder gesteigertes Leistungsvermögen,
- wachsende Funktionalität,
- erhöhter Bedienkomfort,
- verringerte Einbaumaße,
- erhöhter Kostendruck,
- Erfüllung strengerer Umweltschutzaufgaben und gesetzlicher Vorschriften [GK03],
- prinzipielle Eignung zur Einbindung in das Antriebsstrangmanagement,
- kontinuierliche und dynamische Drehzahlanpassung.

Nachfolgend werden der aktuelle Stand und die zu erwartenden Entwicklungen für die Bereiche der mobilen Energieträger, der mobilen Energiewandler, der Leistungsübertragung und des Antriebsstrangmanagement zusammengefasst. Diese definieren die Anforderungen und das Umfeld der Leistungsübertragung.

### **3.1.1 Energieträger - Kraftstoffe**

Aus der Forderung nach mobiler Einsetzbarkeit entstehen für die Energieversorgung der Arbeitsmaschine grundlegende Restriktionen hinsichtlich Energieträger und Energiewandler. Dabei wird heute die für den Betrieb notwendige mechanische Energie überwiegend durch die Verbrennung von flüssigem Dieseldieselkraftstoff in einem Hubkolbenmotor (Dieselmotor) bereitgestellt.

Der flüssige Dieseldieselkraftstoff hat sich, bis auf wenige Ausnahmen, als Primärenergieträger durchgesetzt bedingt durch seine Vorteile in der Transportabilität. Neben der Energiedichte des Energieträgers, welche die zu bevorratende Menge und damit das vorzusehende Bauvolumen für eine definierte Arbeit vorgibt, fließt in das Kriterium „Transportabilität“ auch der

Aufwand zur Mitnahme des Kraftstoffs mit ein. Untersuchungen für den Pkw-Bereich [Foe87] verdeutlichen die Vorteile der Diesel- und Ottokraftstoffe. Diese sind begründet durch das wesentlich höhere spezifische Arbeitsvermögen von Diesel (8,5 MJ/kg) und Benzin (7,8 MJ/kg) im Vergleich zu Alternativen wie Flüssiggas (4,85 MJ/kg), Methanol (3,6 MJ/kg) oder flüssigem Wasserstoff (4 MJ/kg) und der trotzdem wesentlich einfacheren Bevorratung im Tank. In diesem spezifischen Arbeitsvermögen noch nicht berücksichtigt sind die Erhöhung der Fahrwiderstände durch zusätzliches Gewicht aus Energievorrat und Speicher.

Als ungünstig erweist sich die eingeschränkte Transportabilität sowohl von Erdgas (CNG oder LNG) als auch von Wasserstoff. Erreicht Diesel eine Speicherdichte von 35 MJ/l so reduziert sich diese bei LNG auf 20,6 MJ/l bei einer Speicherung bei  $-162^{\circ}\text{C}$  und bei CNG auf 8,4 MJ/l bei einem Speicherdruck von 200 bar. Wasserstoff in flüssiger Form (Liquefied Hydrogen, LH<sub>2</sub>) gespeichert bei einer Temperatur von  $-253^{\circ}\text{C}$  erreicht ca. 8,5 MJ/l, komprimierter Wasserstoff (Compressed Hydrogen, CH<sub>2</sub>) hingegen nur noch 5,0 MJ/l bei einer Speicherung unter 700 bar. Gleichzeitig sind die Tanksysteme für die Hochdruckspeicherung bzw. Kühlung sehr aufwendig [AKL02].

Durch eine andere Gewichtung der Anforderungen, etwa bezüglich Verfügbarkeit, Emissionsverhalten oder Nachhaltigkeit, gewinnen zukünftig aber auch andere Energieträger an Bedeutung. Aus Gründen der Versorgungssicherheit und zur Verringerung von Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Emissionen müssen mittel- bis langfristig die heute dominierenden erdölbasierten Kraftstoffe ersetzt werden. Bezüglich Versorgungssicherheit sind die Reserven fossiler Energieträger zum einen beschränkt und zum anderen zumeist nur in geopolitisch instabilen Regionen vorhanden. Je nach unterstellten Randbedingungen ergeben sich Reichweiten zwischen 40 und 170 Jahren [Nie01], wobei durch Verknappung und Unsicherheit in der Versorgungslage bereits binnen der nächsten Jahrzehnte mit erheblichen Preisanstiegen zu rechnen ist.

Neben dieser Verknappung sind insbesondere auch die entstehenden CO<sub>2</sub>-Emissionen als Problem einzustufen. Diese werden über den Treibhauseffekt für die zunehmenden Klimaveränderungen verantwortlich gemacht. Im Kyoto-Protokoll hat sich deshalb auch Deutschland dazu verpflichtet, den CO<sub>2</sub>-Ausstoß deutlich zu verringern [SKDB97]. Zu berücksichtigen sind dabei allerdings nicht nur die lokalen CO<sub>2</sub>-Emissionen, sondern die der gesamten Energiekette von der Gewinnung des Kraftstoffs bis zur Umsetzung am Rad („Well-to-Wheel“).

Ein Vorteil regenerativer Kraftstoffe ist deren CO<sub>2</sub>-neutrale Verbrennung und deren nachhaltige Produktion auf landwirtschaftlichen Flächen, weshalb diese heute politisch gefördert werden. Über Vergärung bzw. über die Erzeugung eines Synthesegases werden Wasserstoff, Methan oder „Sun fuels“ erzeugt. Der Begriff Sun fuel wird dabei universell für flüssige Biokraftstoffe verwendet, welche aus regenerativen Ressourcen, zumeist aus Biomasse, gewonnen werden. Dazu zählen neben Bio-Diesel (Raps-Methyl-Ester, RME) auch Methanol, Ethanol und über Fischer-Tropsch-Synthese gewonnenes Synfuel. Im Vergleich zu Sun fuels ist

dieses allerdings bezüglich CO<sub>2</sub>-Emissionen durch den hohen Energieaufwand für das Gas-to-Liquid-Verfahren als nachteilig einzustufen.

Die Zielvorgabe des Europäischen Rates zur Nutzung von Biokraftstoffen im Verkehr als Maßnahme gegen die CO<sub>2</sub>-Emissionen wurde auf 10 % in 2020 festgelegt [EK07].

Daneben wird nach Meinung der Europäischen Kommission und des Gremiums „Verkehrswirtschaftliche Energiestrategie“ (VES) mittelfristig Erdgas als kostengünstige Möglichkeit zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung und langfristig Wasserstoff (CO<sub>2</sub>-neutral und nachhaltig) als Energieträger an Bedeutung gewinnen [EK01]. Obwohl Erdgas auch ein fossiler Energieträger ist und damit grundsätzlich bei der Verbrennung CO<sub>2</sub> freisetzt, kann im Vergleich zu Diesel oder Benzin der CO<sub>2</sub>-Ausstoß durch ein günstigeres Wasserstoff-Kohlenstoffverhältnis um 25 % reduziert werden. Wasserstoff hingegen ist vollständig CO<sub>2</sub>-neutral. Im VES-Gremium ist Politik und Wirtschaft mit Fahrzeugindustrie und Energieversorgern vertreten [VES01].

### 3.1.2 Primärenergiewandler - Kraftmaschinen

Zur mobilen Nutzung des Energieträgers werden heute ausschließlich Hubkolbenmotoren als Primärenergiewandler eingesetzt. Diese ermöglichen durch unstetige Verbrennung in einem Carnot-Kreisprozess die in chemischer Form im Kraftstoff gespeicherte Energie in mechanische Energie zu wandeln. Im Bereich der Arbeitsmaschinen hat sich heute der Dieselmotor gegenüber dem Ottomotor bedingt durch folgende Vorteile weitgehend durchgesetzt:

- Geringerer Kraftstoffverbrauch und günstigerer Teillastwirkungsgrad,
- günstigere Drehmoment-Drehzahlkennlinie mit hohem Drehmoment bei niedriger Drehzahl,
- höhere Robustheit,
- Einsatz einfacher herstellbarer und ungefährlicherer Kraftstoffe,
- höhere Lebensdauer [Aue07].

Zunehmend mehr Verbreitung finden dabei mit Abgas-Turboladern aufgeladene Motoren, zumeist mit Abgasrückführung über Bypass (Waste Gate) und Ladeluftkühlung. Die Aufladung mit Drücken zwischen 0,5 und 2,5 bar verursacht zwar zusätzlichen baulichen Aufwand, birgt aber folgende Vorteile:

- Steigerung der Hubraumleistung um 15 % bis 20 %,
- besserer Drehmomentverlauf im Nutzdrehzahlbereich,
- bessere Wirkungsgrade unter Voll- und Teillast,
- geringere Emissionen [Dem06].

Die Wirkungsgrade der eingesetzten Dieselmotoren betragen heute unter Volllast bis 35 %.

Typisch für den Betrieb des Dieselmotors in einer Erntemaschine ist der Betrieb mit konstant hoher Drehzahl, was bei geringer Auslastung zu Betriebspunkten mit hohem spezifischem Kraftstoffverbrauch und ungünstigem Systemwirkungsgrad führt. Diese benötigte konstant hohe Drehzahl des Dieselmotors ist oft bedingt durch eine starre Kopplung der Baugruppenantriebe oder konstant vorzuhaltende Hydraulikleistung.

Neben den Wirtschaftlichkeitsaspekten ist die Entwicklung der zumeist als Einbaumotor zugekauften Einheiten insbesondere durch die Abgasgesetzgebung geprägt. Für den Raum der europäischen Union schränken die Richtlinie 97/68/EG „Abgasemissionen aus Motoren für mobile Maschinen“ [EG97] ergänzt durch Richtlinie 2004/26/EG [EG04] stufenweise die zulässigen Partikel-, Kohlenwasserstoff-, Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen ein. Das Datum der Einführung der Grenzwertstufen und die Grenzwerte selbst sind dabei abhängig von der Motorleistung. Tabelle 1 zeigt die Grenzwerte und Einführungsstermine für unterschiedliche Motorleistungsklassen im Bereich Non-Road mobile Machinery (NRMM) basierend auf [EG97] und [EG04].

Die seit 2004 in allen Leistungsklassen gültige Stufe II A, konnte durch optimierte Einspritzsysteme mit höheren Einspritzdrücken, vollelektronischem Motormanagement und Aufladung erreicht werden. Diese ist umgesetzt in modernen Pumpe-Düse- oder Common-Rail-Systemen. Die seit Anfang 2007 für alle Leistungsklassen gültige Stufe IIIA mit deutlich reduzierten  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissions-Grenzwerten erforderte Maßnahmen wie Ladeluftkühlung und Abgasrückführung (AGR). Das in den Brennraum rückgeführte Abgas reduziert dabei den Brennwert und reduziert so die maximale Verbrennungstemperatur. Zu unterscheiden ist das Zumischen der Abgase über einen Bypass in die Ansaugluft (externe AGR) oder die Rückführung durch Öffnen der Ein-/Auslassventile während des Ausschubens/Ansaugens (interne AGR). Durch zusätzliche Ladeluftkühlung wird dieser Effekt verstärkt und gleichzeitig eine Minderung der Stickoxide erreicht. Als nachteilig muss hingegen die bei geringerer Verbrennungstemperatur vermehrte Bildung von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen berücksichtigt werden, weshalb hier ein Kompromiss eingegangen wird. Die ab 2011 bevorstehende Beschränkung der zulässigen Partikelemissionen in Stufe IIIB um etwa 90 % auf 0,0025 g/kWh ist motorintern nur schwer realisierbar und verlangt zusätzlich nach Abgasnachbehandlungsmaßnahmen z.B. durch Partikelfilter. Die weitere Absenkung der Grenzwerte für  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissionen in Stufe IV ab 2014 wird nur über aufwendigere Nachbehandlungsmaßnahmen wie die selektive katalytische Reduktion (SCR) erreichbar sein, bei denen die Stickoxidemissionen unabhängig von den Kohlenwasserstoffen reduziert werden können. Dazu muss dem Abgasstrom zusätzlich mitgeführter Ammoniak zugemischt werden [HBBAD06].

Tabelle 1: Grenzwerte und Einföhrungstermine der Grenzwertstufen unterschiedlicher Motorleistungsklassen im Bereich Non-Road Mobile Machinery NRMM basierend auf [EG97] und [EG04]

Motor Kategorie		2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	
18 kW ≤ P < 37 kW 19 kW ≤ P < 37 kW <sup>2</sup>	Bauart- zulassung	Stufe II CO 5,5/HC 1,5/ NOx 8,0/PT 0,8			Stufe III A CO 5,5/HC + NOx 7,5/ PT 0,6											
	Markt- einföhrung <sup>1</sup>	Stufe II				Stufe III A										
37 kW ≤ P < 56 kW	Bauart- zulassung	Stufe II CO 5,0/HC 1,3/ NOx 7,0/PT 0,4				Stufe III A CO 5,0/HC + NOx 4,7/ PT 0,4				Stufe III B CO 5,0/HC + NOx 4,7/ PT 0,025						
	Markt- einföhrung <sup>1</sup>		Stufe II			Stufe III A				Stufe III B						
56 kW ≤ P < 75 kW	Bauart- zulassung	Stufe II CO 5,0/HC 1,3/ NOx 7,0/PT 0,4				Stufe III A CO 5,0/HC + NOx 4,7/PT 0,4				Stufe III B CO 5,0/HC 0,19/ NOx 3,3/PT 0,025			Stufe IV CO 5,0/HC 0,19/ NOx 0,40/ PT 0,025			
	Markt- einföhrung <sup>1</sup>		Stufe II			Stufe III A				Stufe III B			01.10.2014			
75 kW ≤ P < 130 kW	Bauart- zulassung	Stufe II CO 5,5/HC 1,5/ NOx 8,0/PT 0,8			Stufe III A CO 5,0/HC + NOx 4,0/ PT 0,3				Stufe III B CO 5,0/HC 0,19/ NOx 3,3/PT 0,025			Stufe IV CO 5,0/HC 0,19/ NOx 0,40/ PT 0,025				
	Markt- einföhrung <sup>1</sup>	Stufe II				Stufe III A				Stufe III B			01.10.2014			
130 kW ≤ P < 560 kW	Bauart- zulassung NRMM	Stufe II CO 3,5/HC 1,0/ NOx 6,0/PT 0,2			Stufe III A (01.07.2005) CO 3,5/HC+NOx 4,0/ PT 0,2				Stufe III B CO 3,5/HC 0,19/ NOx 2,0/PT 0,025			Stufe IV CO 3,5/HC 0,19/ NOx 0,40/PT 0,025				
	Bauart- zulassung Traktoren	Stufe II			Stufe III A				Stufe III B			Stufe IV				
	Markt- einföhrung <sup>1</sup>	Stufe II				Stufe III A				Stufe III B			Stufe IV			
		2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	

1) Für jede Kategorie können die Mitgliedsstaaten den oben aufgeführten Einföhrungszeitpunkt in Bezug auf Motoren mit einem Produktionsdatum vor dem angegebenen Datum bis zu zwei Jahre aufschieben

2) Kategorie wird eingeföhr mit Stufe III A

Vergleichbare Restriktionen gelten auch auf dem nordamerikanischen und japanischen Markt, wodurch die Maßnahmen bei allen Systemlieferanten umgesetzt werden müssen.

Bezüglich der Wirtschaftlichkeit werden als Möglichkeiten zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Dieselmotoren eingestuft [BS01][Tre02]:

- Verbrennung und Thermodynamik mit optimierter Einspritzung und Kolbenmulden- und Brennraumgeometrie,
- Mehrventiltechnik, Ventilsteuerung,
- Minderung der Reibleistung im Motor an Kolben, Kolbenringen, Kurbelwellen-, Pleuellagern, Ölpumpe, Ventiltrieb,
- Abgasrückföhrung,
- variable Kompression und Zylinderabschaltung,

- lokale Fremdzündung und Kompressionszündung nicht homogener Gemische,
- bedarfsgerechte Ansteuerung der Nebenaggregate.

Zukünftige Dieselmotorgenerationen stellen damit mittlere Wirkungsgrade bis 40 % in Aussicht [EC07].

Der mittelfristig erwartete Umstieg zu Erdgas in Form von Compressed Natural Gas (CNG) oder Liquefied Natural Gas (LNG) als Energieträger kann durch geringe Anpassung heutiger Ottomotoren mit dem Hubkolbenmotorprinzip abgedeckt werden. In bivalenten Ausführungen kann neben Erdgas auch weiterhin Benzin genutzt werden, wobei im Erdgasbetrieb dann mit einer Leistungseinbuße von 15 % zu rechnen ist. Bei einer monovalenten Auslegung können die Motoren durch die hohen Research-Oktananzahl ROZ 135 auf eine höhere Verdichtung hin dimensioniert werden und erreichen so wieder vergleichbare Motorleistungen [Ger02].

Ebenso wie beim Erdgasmotor kann auch Wasserstoff im Hubkolbenmotor nach dem Ottoprinzip genutzt werden. Dazu sind spezielle Einblasventile gegen Rückzündung und eine stärkere Kühlung des Brennraums oder das Einspritzen von Wasser gegen Frühzündung des leicht entzündlichen Wasserstoff-Luft-Gemisches nötig. Bedingt durch die schlechtere Schmiereigenschaft des Wasserstoffs sind weiterhin Maßnahmen notwendig um Kolben, Kolbenringe und Zylinderwand vor Verschleiß durch Reibung zu schützen [Ger02].

Als neues Konzept neben den Hubkolbenmaschinen wird seit ca. 25 Jahren an der Brennstoffzelle intensiv gearbeitet, die auch als mobiler Primärwandler einsetzbar ist. Als besonderer Vorteil im Sinne der aktuellen Diskussion zum Klimawandel erscheint, dass sie aus Wasserstoff und Sauerstoff emissionsfrei elektrische Energie als Sekundärenergie erzeugen kann. Anders als beim Hubkolbenmotor erfolgt in der Brennstoffzelle die Umwandlung chemisch gebundener Energie in elektrische Energie über eine elektro-chemische Umsetzung. Bei dieser stehen die aus der Umsetzung von Wasserstoff freigesetzten Elektronen unmittelbar als elektrische Energie zur Verfügung. So kann bei der Wandlung von chemisch gebundener in mechanische Energie ein wesentlich höherer Wirkungsgrad erzielt werden als bei Verbrennungsmotoren. Der Energieträger dabei ist entweder reiner Wasserstoff, Kohlenwasserstoffe oder Alkohole, die jeweils im Fahrzeug mitgeführt werden müssen. Der zur Umsetzung notwendige Sauerstoff wird der Umgebungsluft entnommen. Tabelle 2 zeigt einen Überblick über verfügbare Brennstoffzellensysteme und deren Anwendungsbereiche.

Tabelle 2: Verschiedene Brennstoffzellentypen und deren Anwendungsbereich im Überblick (nach [Ger02])

Typ	Elektrolyt	Arbeits- temperatur [°C]	Besonderheiten	Anwendungen
Alkalische Brennstoffzelle (AFC)	wässrige Kalilauge	60 bis 120	hoher Wirkungsgrad, nur für reinen Wasser- und Sauerstoff geeignet	Raumfahrt, Verteidigungstechnik
Polymer-Elektrolyt-Brennstoffzelle (PEMFC)	Protonen leitende Polymermembran	20 bis 120	sehr flexibles Betriebsverhalten, hohe Leistungsdichte	Fahrzeuge, dezentral Stromerzeugung (kleinere Anlagen)
Phosphorsäure-Brennstoffzelle (PAFC)	Phosphorsäure	160 bis 220	begrenzter Wirkungsgrad, Korrosionsprobleme	zentrale und dezentrale Stromerzeugung, Strom-Wärme-Kopplung
Karbonatschmelze-Brennstoffzelle (MCFC)	Geschmolzene Karbonate	600 bis 650	komplexe Prozessführung, Korrosionsprobleme	dezentrale Stromerzeugung, Strom-Wärme-Kopplung
Oxidkeramische Brennstoffzelle (SOFC)	Festes Zirkonoxid	850 bis 1000	direkte Verstromung von Erdgas, Keramiktechnologie (hohe Temperaturen)	zentrale und dezentrale Stromerzeugung, Strom-Wärme-Kopplung

Deutliche Unterschiede sind im Bereich der Arbeitstemperaturen zu erkennen, wobei diese zwischen 20 und 1000°C systembedingt variieren. Dieser Betriebstemperaturbereich ist eines der Kriterien für die Nutzung der Zelle im mobilen Sektor mit typischerweise nicht dauerhafter Nutzung. Problematisch an den Hochtemperatur-Brennstoffzellen ist, dass mit zunehmender Arbeitstemperatur die notwendige Energie zum Anwärmen und der Zeitaufwand für die Anfahrphase ansteigen. Dies schränkt zum einen den erzielbaren Wirkungsgrad bei nicht stationärem Betrieb ein, zum anderen sinkt die Akzeptanz seitens der Nutzer durch die stark verminderte Flexibilität. Demgegenüber zeichnen sich die Niedertemperaturzellen durch eine hohe Leistungsdichte und einen hohen Wirkungsgrad aus. Hinzu kommt die dynamische Belastbarkeit als Voraussetzung für die meisten mobilen Anwendungen.

Die Vorteile einer Brennstoffzelle als Primärquelle in mobilen Anwendungen lassen sich wie folgt zusammenfassen [Tre02]:

- Hohe energetische Wirkungsgrade insbesondere im Teillastbereich ermöglichen Verbrauchsvorteile.
- Keine Emissionen bei Betrieb auf Wasserstoffbasis, geringe Emissionen bei Betrieb auf Methanolbasis.
- In Abhängigkeit vom eingesetzten Treibstoff und Brennstoffzellenkonzept deutliche Vorteile bei ökologisch relevanten Parametern wie z.B. den Treibhausgasemissionen.
- Mechanisch einfacher Aufbau bedingt geringen Wartungsaufwand (kann gegen den Mehraufwand und die Komplexität der Peripheriesysteme der Brennstoffzelle aufgewogen werden).
- Vibrationsarm und geräuscharm.

- Aus der Kombination von Brennstoffzelle und elektrischer Leistungsübertragung resultieren größere Spielräume beim Fahrzeugentwurf und ein leistungsstarkes elektrisches Bordnetz.
- Modularer Aufbau der Brennstoffzelle je nach notwendiger Leistung ermöglicht Skalierung.
- Integration neuer Kraftstoffkonzepte.

Für mobile Anwendungen wird deshalb die Membran-Brennstoffzelle (PEMFC) als aussichtsreichste Lösung propagiert. Diese arbeitet mit hoher Leistungsdichte bei Betriebstemperaturen unter 100 °C. Allerdings müssen dann Katalysatoren eingesetzt werden, um eine ausreichende Reaktionsgeschwindigkeit sicherzustellen. Die verwendeten Katalysatoren und die Polymermembran stellen allerdings vergleichsweise hohe Anforderungen an die Reinheit des Wasserstoffs als Energieträger.

Wie im Abschnitt 3.1.1 bereits erläutert, ist Wasserstoff als Energieträger für mobile Anwendungen aufgrund seiner schlechten Speicherbarkeit aber nur bedingt geeignet. Einen Ausweg bietet die Erzeugung des Wasserstoffs an Bord des Fahrzeugs über einen vorgeschalteten Reformer. Einen integrierten Ansatz zur direkten Nutzung von Methanol bietet die Direkt-Methanol-Brennstoffzelle (DMFC) die prinzipiell einer modifizierten PEMFC und damit einer Niedertemperaturbrennstoffzelle entspricht. Durch die Einsparung des Methanolreformers kann der Aufbau des Gesamtsystems wesentlich vereinfacht werden. Die DMFC ermöglicht dazu direkt ein Methanol-Wassergemisch als Brennstoff anstelle von Wasserstoff einzusetzen. Zusätzlich kann über diesen Aufbau ein besseres dynamisches Ansprechverhalten erzielt werden.

Probleme in der direkten Nutzung von Methanol treten auf durch:

- Die Bildung schwer oxidierbarer Zwischenprodukte, welche die Reaktionskinetik beeinträchtigen,
- unerwünschten Durchtritt von Methanol durch die Membran („Methanol-Crossover“),
- Blasenbildung an der Anode durch Überschreiten der Löslichkeitsgrenze und dadurch geringere wirksame Anodenfläche.

Methanol bietet aber im Vergleich zu Wasserstoff entscheidende Vorteile hinsichtlich der Transportabilität. Zum einen kann es bei Raumtemperatur im Fahrzeug als Flüssigkeit mit hoher Energiedichte (siehe Kapitel 3.1.1) gespeichert werden, wobei es sicherheitstechnisch weniger kritisch und zugleich einfacher handhabbar ist als Wasserstoff. Zum anderen kann es bei gutem Wirkungsgrad (ca. 60 %) sowohl aus nachwachsenden Rohstoffen als auch aus fossilen Rohstoffen gewonnen werden. Im Gegensatz zu Wasserstoff ist für eine flächendeckende Versorgung die vorhandene Tankstellenstruktur mit geringen Modifikationen nutzbar.

Allerdings bietet die wasserstoffbasierte Brennstoffzelle (PEMFC) Wirkungsgrade zwischen 58 % im Teillastbereich und bis 48 % unter Vollast, wohingegen die Wirkungsgrade der methanolbasierten Brennstoffzelle (DMFC) im Bereich zwischen 45 % und 38 % schwanken.

Für eine serientaugliche Markteinführung müssen in der Brennstoffzellentechnologie besonders Wirkungsgrad, Lebensdauer, Robustheit, Dynamik und Betriebstemperaturbereich weiterentwickelt werden. Zusätzlich sind die aktuell hohen Produktionskosten eine wesentliche Hürde. Durch den Schritt in die Serienfertigung und durch die weitere Optimierung von Komponenten, Subsystemen und Materialien wäre jedoch eine wesentliche Reduzierung möglich. Nachfolgende Spezifikationen sind für den Einsatz von Brennstoffzellensystemen in mobilen Arbeitsmaschinen zu verbessern, um bestehende Funktionalität nicht einzuschränken:

- Robustheit,
- Unempfindlichkeit gegenüber Stoßbelastungen,
- Unempfindlichkeit gegenüber Staub,
- Unempfindlichkeit gegenüber Verunreinigungen im Kraftstoff,
- Wartung vor Ort durch „Low-profile-Personal“,
- Lebensdauer von 5.000 bis 30.000 h,
- Einsatz in großen Temperaturbereichen (-20 bis +50 °C).

Der Einsatz der Brennstoffzelle im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen erfordert und ermöglicht jedoch vollständig neue Maschinenkonzepte. Dabei kann die Brennstoffzelle alle bisherigen Bordnetzfunktionen inklusive der zunehmend leistungsintensiven x-by-wire Funktionen unterstützen und gleichzeitig Fahr- und Baugruppenantrieb bedienen. Dies bedingt für den Einsatz in der Erntemaschine den Ersatz bestehender Leistungsübertragungssysteme und damit neue Antriebskonzepte.

Im Gegensatz dazu erscheinen batterieelektrische Fahrzeuge, welche ebenfalls die Nutzung elektrischer Sekundärenergie ermöglichen, derzeit bedingt durch die gewichtsintensive und eingeschränkte Speicherbarkeit elektrischer Energie als nicht zielführend.

### **3.1.3 Hybride Antriebsstrukturen**

Unabhängig von den eingesetzten Primärenergiewandlern bietet auch die Hybridisierung des Antriebsstrangs verschiedenste Möglichkeiten für die Optimierung des Gesamttriebstrangs.

Definitionsgemäß arbeiten Hybridantriebe mit mindestens zwei verschiedenen Energiequellen und zwei verschiedenen Energiewandlern. In den aktuellen Anwendungen wird dabei jeweils ein Verbrennungsmotor in Verbindung mit einem Elektromotor und einer Batterie verwendet. Ziel ist dabei immer die Vorteile beider Primärwandler zu nutzen. Die verschiedenen möglichen Kombinationen bieten unterschiedliche Vorteile, Abbildung 5 zeigt die verschiedenen

Strukturvarianten auf. Wesentliche Unterschiede sind durch die Kombination der Systeme und der Leistungsübertragung gegeben:

Die serielle Anordnung (a) von Verbrennungsmotor, Generator und Elektromotoren hat zur Folge, dass keine durchgängige mechanische Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Baugruppe notwendig ist. Durch die Batterie ist es außerdem möglich die Betriebspunkte der Verbraucher von denen des Verbrennungsmotors zu entkoppeln und diesen weitgehend stationär an optimalen Verbrauchs- oder Emissions-Betriebspunkten zu betreiben. Lastspitzen werden dabei durch die Batterie gedeckt, bei geringer Baugruppenbelastung wird diese wieder geladen. Je nach Speicherkapazität der Batterie kann diese neben dem Kraftstofftank auch als zweiter Energiespeicher genutzt werden, um Energie aus dem elektrischen Netz zwischen zu speichern. Für vollständige Unabhängigkeit müssen neben den Elektromotoren auch Verbrennungsmotor und Generator den vollen Leistungsbedarf des Fahrzeugs abdecken können.

Vorteilhaft, insbesondere als verteiltes Antriebssystem, ist die konstruktive Entkopplung der Baugruppen von der Primärquelle. Die elektrische Verkabelung bietet größere Freiheitsgrade hinsichtlich der Anordnung der Antriebe. Nachteilig ist die bei verbrennungsmotorischem Betrieb eine doppelte Energiewandlung in Generator und Elektromotor.

Die zweite Grundstruktur wird als paralleler Hybrid (b) bezeichnet, wobei sowohl der elektrische als auch der verbrennungsmotorische Strang mechanisch mit den Rädern verbunden ist. Je nach Leistungsbedarf kann einer der Motoren oder beide gemeinsam genutzt werden. Die Motoren können sich so bei Bedarf unterstützen und damit kleiner dimensioniert werden. Wird als Summiergetriebe ein Planetengetriebe eingesetzt, dann wird von Drehzahladdition gesprochen. Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes gibt starr das anliegende Drehmomentverhältnis wieder, die Drehzahlen können frei gewählt werden. Bei Einsatz eines Stirnradgetriebes wird das Drehzahlverhältnis über die Übersetzung vorgegeben und die Drehmomente stellen sich frei ein. Dies wird als Drehmomentaddition bezeichnet.

Allerdings wird durch diese Anordnung ermöglicht, dass nicht in allen Betriebspunkten eine doppelte Energiewandlung notwendig ist, wodurch der mittlere Wirkungsgrad angehoben wird. Um dies nutzen zu können, muss der elektrische Speicher aber als Primärspeicher und nicht nur als Zwischenspeicher entsprechend groß dimensioniert werden. Entscheidender Nachteil als Baugruppenantrieb ist der notwendige durchgängige mechanische Triebstrang, wodurch die Flexibilität in der Anordnung eingeschränkt wird.

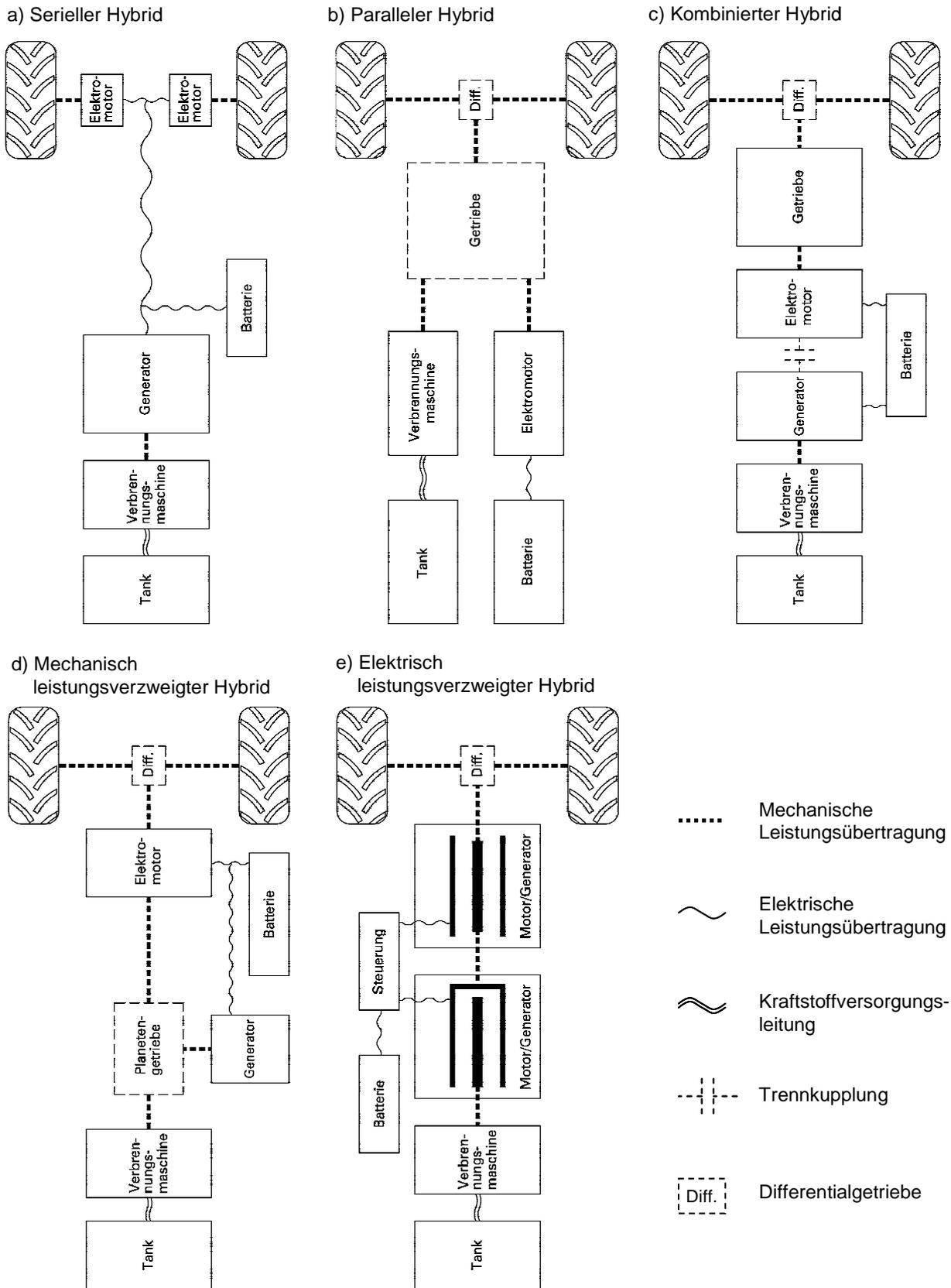


Abbildung 5: Strukturvarianten hybrider Antriebe(ergänzt nach [Ger02])

Der Kombinierte Hybrid (c) vermeidet durch eine Trennkupplung die zwangsweise doppelte Energiewandlung. Diese ermöglicht bei geeigneten Betriebspunkten die verlustarme mechanische Verbindung, allerdings sind die Freiheitsgrade in der Anordnung stark eingeschränkt. Ähnliches gilt für den mechanisch (d) und elektrisch (e) leistungsverzweigten Hybrid. Diese erlauben bei mechanischem Durchgriff wiederum die doppelte Energiewandlung zu vermeiden und ermöglichen zugleich eine vollständige Entkopplung der Betriebspunkte von Verbrennungsmotor und Triebstrang. Problematisch als Baugruppenantrieb sind der geringe Freiheitsgrad in der Anordnung und die Komplexität des Aufbaus.

Generell limitierend für die Reduzierung der Baugröße des Verbrennungsmotors wirkt sich die geringe Leistungs- und Energiedichte bei der Speicherung von elektrischer Energie aus, wodurch die Betriebsdauer des zweiten Wandlerstrangs eingeschränkt wird.

Zukünftig werden aber auch Brennstoffzellenhybride von Bedeutung sein. Dabei entkoppelt eine Batterie die Betriebspunkte der Brennstoffzelle. Die Verwendung des zweiten Energiespeichers kann hier Probleme der Brennstoffzelle bei Leerlauf und Kaltstart eliminieren und zusätzlich die Rekuperation von Energie beim Abbremsen ermöglichen.

### **3.1.4 Anforderungen an die Antriebstechnik von Baugruppen**

Der hohe Leistungsanteil der Baugruppen an der Gesamtmotorleistung der Erntemaschinen (siehe Abbildung 3) unterstreicht die Bedeutung der Antriebstechnik für das Gesamtkonzept und die Konstruktion der Maschine.

#### *Betriebspunkte und Leistungsspektrum von Baugruppenantrieben*

Um Antriebe beurteilen zu können, ist die Kenntnis des geforderten Drehmoment-Drehzahlverlaufs von entscheidender Bedeutung. Abbildung 6 zeigt das weite Spektrum kontinuierlich arbeitender Baugruppenantriebe anhand einiger Beispiele auf. Dies reicht von Klein-Antrieben mit einem Leistungsbedarf von 750 W (Siebband eines selbstfahrenden Rübenroders) bis hin zu Schlüsselbaugruppen wie der Dreschtrommel eines Mähdreschers oder der Häckseltrommel eines Feldhäckslers mit einem Leistungsbedarf von exemplarisch 60 oder 160 kW. Die dargestellten Punkte markieren mittlere Betriebspunkte an den Baugruppen, die Spitzenbelastungen liegen bis zu 100 % höher. Das Spektrum der Drehzahlen reicht dabei von 180 1/min bis 3200 1/min bei Drehmomenten zwischen 16 Nm und knapp 3000 Nm. Kennzeichnend ist dabei, dass das Drehzahlniveau der Baugruppen im Regelfall durch die funktionale Einbindung in die Gesamtmaschine bestimmt ist und die Arbeitsqualität wesentlich definiert. Für ein optimales Arbeitsergebnis muss dazu die Drehzahl von Unterbaugruppen meist proportional zur Schlüsselbaugruppe geführt werden. Eine Änderung des Drehzahlverhältnisses wird zum Einstellen des Arbeitseffektes der Baugruppen genutzt.

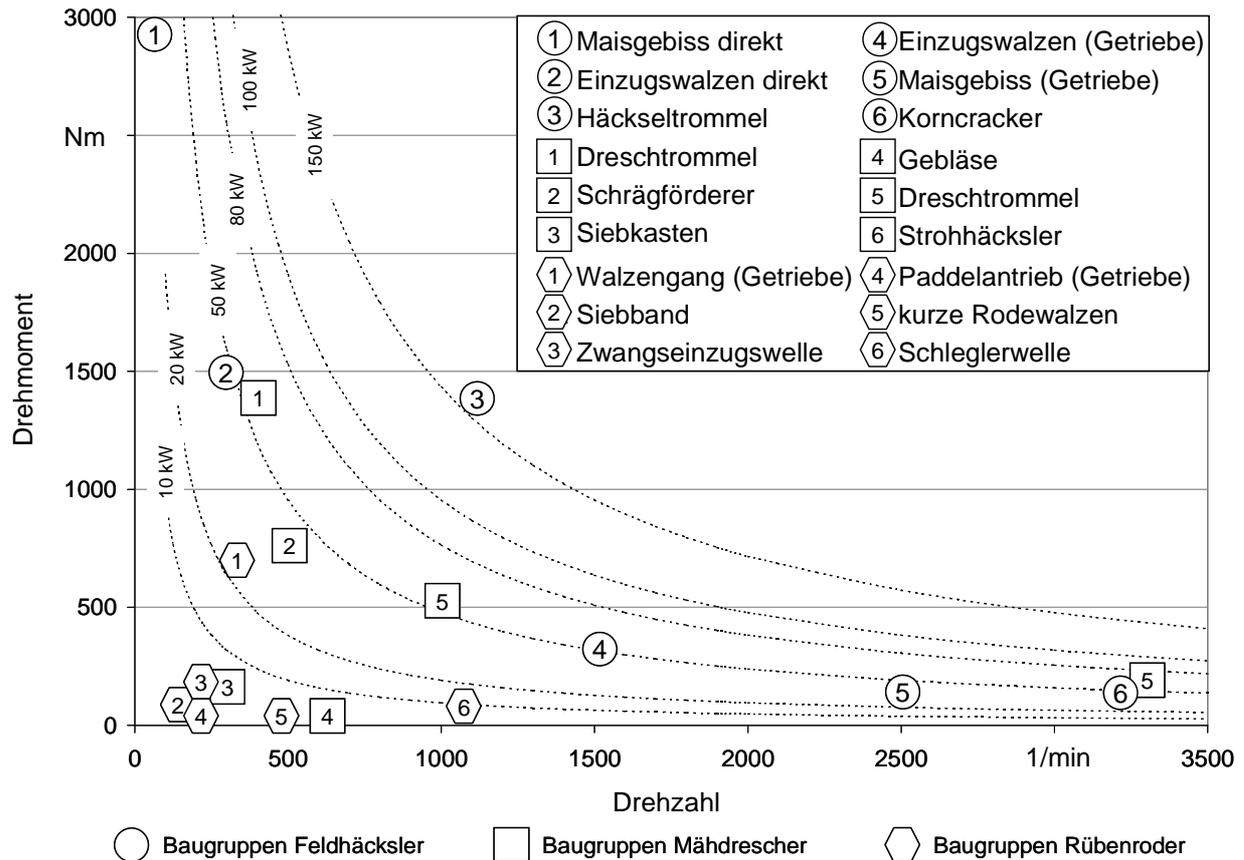


Abbildung 6: Betriebspunkte ausgewählter Baugruppen selbstfahrender Feldhäcksler, Mähdrescher und Rübenroder (basierend auf [SKUGB05])

Die Drehzahl wird damit genutzt, um unterschiedliche Qualitätsmerkmale des Endprodukts einzustellen (Bsp. Häcksellänge) und andererseits, um den Einfluss von Störgrößen in der Materialverarbeitung zu kompensieren. Bei einem Mähdrescher erfordern beispielsweise Schwankungen in Durchsatz oder Schwankungen anderer Materialparameter wie Wassergehalt im Korn, Strohfeuchtigkeit oder Verunkrautung eine Anpassung von Dreschwerks- und Reinigungseinstellungen. Grundsätzlich wird für den Einsatzfall die Drehzahl der Baugruppe vorgewählt und die variierende Last wirkt sich durch Drehmomentschwankungen am Antrieb aus. Allerdings muss das Drehzahlniveau an variierende Gegebenheiten angepasst werden können. Für Schlüsselbaugruppen ist deshalb die Drehzahlvariabilität eine grundlegende Anforderung.

Die Berücksichtigung der aktuellen Spitzenmotorisierung am Beispiel der selbstfahrenden Feldhäcksler und die in Abbildung 3 aufgezeigten Leistungsverteilung zwischen den Baugruppen lassen allerdings noch wesentlich größere Leistungen als oben beschrieben erwarten. Die stärkste Motorisierung weist derzeit, mit einer installierten Motorleistung von 750 kW basierend auf zwei Dieselmotoren, der Feldhäcksler Big X 1000 der Firma Krone auf. Überschlägig hätte diese eine Nennmoment von 3500 Nm bei einer Drehzahl von 1100 1/min an der Häckseltrommel zur Folge.

Wie aber bereits angedeutet sind unterschiedlichste Einsatzbedingungen und Schwankungen in Massestrom und Materialbeschaffenheit typisch für die Erntemaschine. Die Maschinen werden in unterschiedlichen Ländern und unter unterschiedlichen klimatischen Bedingungen eingesetzt. Dabei sind verschiedene Sorten und Erträge ohne weitere Anpassung der Baugruppenantriebe abzudecken, da eine Diversifizierung durch die geringen Stückzahlen nicht sinnvoll wäre. Ähnliches gilt für den Feldhäcksler, der beim Betrieb zur Silomaisenernte mit anderen Drehzahlen an Vorsatz und Einzug arbeitet, als bei Betrieb mit Pick-Up in der Grünfütterernte. Daraus resultieren unterschiedliche Lastbereiche und es entstehen zugleich im einen Einsatzfall hohe Anforderungen an die maximale Drehzahl und im anderen Einsatzfall hohe Anforderungen an das maximale Moment. Der universell eingesetzte Antrieb muss deshalb beides abdecken und dies hat unter den meisten Bedingungen hohe Teillastanteile zur Folge.

Zusätzlich bedingen Heterogenitäten im Aufwuchs, schwankende Materialparameter (Feuchtigkeit, Verunkrautung, etc.) und Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit, dass sich keine stationären Betriebspunkte an den Baugruppen einstellen und die dynamisch schwankenden Lastmomente hohe Drehmomentspitzen aufweisen. Zum Schutz der Baugruppen ist dabei eine Drehmomentbegrenzungsfunktion gewünscht.

Zum Lösen von Verstopfungen besteht für viele Baugruppenantriebe die Forderung nach Reversierbarkeit und damit dem Anfahren bei vollem Moment. Typische Beispiele dafür sind Vorsatz und Einzug an einem Feldhäcksler.

### Räumlich verteilte Baugruppen und Leistungsübertragung

Auch die Leistungsübertragung muss diesen weiten Bereich abdecken können. Im Unterschied zum Traktor ist außerdem die räumliche Verteilung der Baugruppen über die Arbeitsmaschine kennzeichnend. In Abbildung 7 ist schematisch ein selbstfahrender Rübenroder (Bauart: selbstfahrender Köpfrödebunker) vom Typ Terra Dos 2003 der Firma Holmer Maschinenbau dargestellt. Die in den ersten Baureihen (Holmer Typ: BKSF; Baujahr: 1974-1991) durch Riemen angetriebenen Baugruppen sind heute hydraulisch versorgt. Die Umstellung auf die Hydraulik war zum einen durch die Notwendigkeit die Baugruppen über die Drehzahl an unterschiedliche Gegebenheiten anpassen zu können motiviert und zum anderen ermöglicht dies gleichzeitig eine höhere Flexibilität in der Anordnung.

Diese ermöglicht trotz der langen Übertragungswege die Anordnung des Dieselmotors hinter der Hinterachse mit Gegengewichtsfunktion für das Vorsatzgerät, welches 8 von 14 Baugruppenantrieben enthält. Für diesen Aufbau sprechen im Gegensatz zu dem mit Riemenantrieben:

- Eine bessere Gewichtsverteilung bei voll beladenem Bunker,
- dem Motor als Gegengewicht zum Rode- und Schlegelaggregat im Vorbau auch bei leerem Bunker,

- geringere Lärmbelastung für den Fahrer,
- bessere Zugänglichkeit zu Dieselmotor und Hydraulikpumpen.

Die neue Antriebstechnik ermöglicht zudem größere Freiheitsgrade für verfahrenstechnische Verbesserungen an der Maschine. Die Drehachsen der Baugruppen können heute ohne den aufwendigen Einsatz von Winkelgetrieben beliebig im Raum angeordnet werden.

- |                            |                   |
|----------------------------|-------------------|
| 1 Fahrtrieb                | A1, A2 Kratzboden |
| 2 Elevator                 | A3 Entladeband    |
| 3 Siebband                 |                   |
| 4 kurze Rodewalze links    |                   |
| 5 kurze Rodewalze rechts   |                   |
| 6 Paddelantrieb            |                   |
| 7 Walzengangtrieb          |                   |
| 8 Zwangseinzug             |                   |
| 9 Rüttelschar              |                   |
| 10 Schlegelantrieb         |                   |
| 11, 12, 13 Siebsterantrieb |                   |

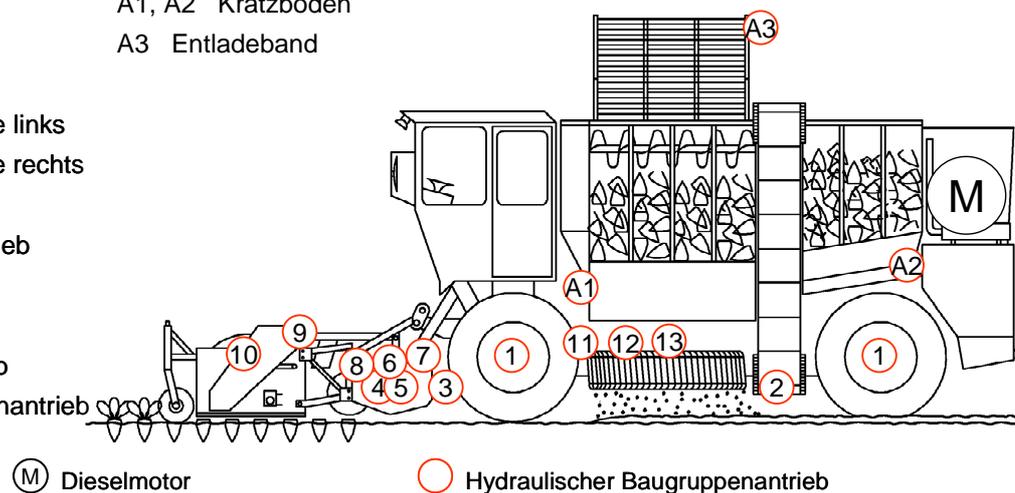
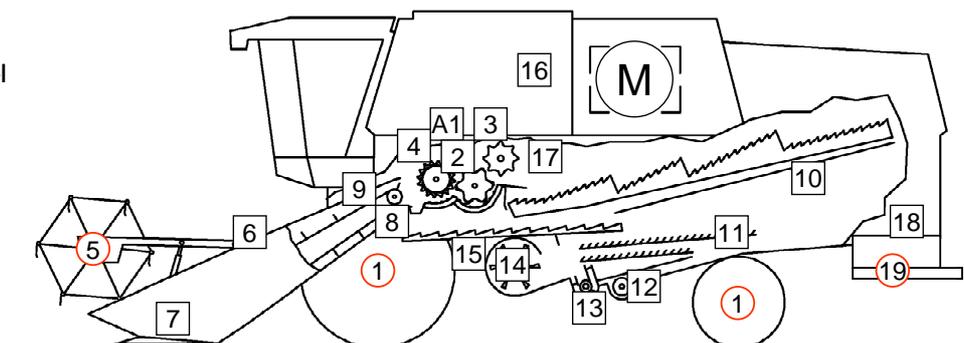


Abbildung 7: Baugruppenantriebe in einem selbstfahrenden Köpfrödebunker (Holmer Terra Dos 2003)

Der Motor des Mähreschers, als Schlüsselmaschine im Bereich der Getreideernte, hat eine ähnliche Vielzahl von Baugruppen anzutreiben (Abbildung 8).

- |                        |  |  |
|------------------------|--|--|
| 1 Fahrtrieb            |  |  |
| 2 Dreschtrommel        |  |  |
| 3 Beschleunigertrommel |  |  |
| 4 Wendetrommel         |  |  |
| 5 Haspel               |  |  |
| 6 Abzugsgebläse        |  |  |
| Einzugskanal           |  |  |
| 7 Messerantrieb        |  |  |
| 8 Schrägförderer       |  |  |
| 9 Synchronantrieb      |  |  |
| 10 Schüttler           |  |  |
| 11 Siebkasten          |  |  |
| 12 Überkehrschnecke    |  |  |
| 13 Kornschnecke        |  |  |
| 14 Gebläse             |  |  |
| 15 Absauggebläse       |  |  |
| 16 Korntankvorgelege   |  |  |
| 17 Fingerkette         |  |  |
| 18 Strohhäcksler       |  |  |
| 19 Strohverteiler      |  |  |
| A1 Korntankentleerung  |  |  |



- M Dieselmotor    O Hydraulischer Baugruppenantrieb    □ Mechanischer Baugruppenantrieb (Umschlingungsgetriebe)

Abbildung 8: Baugruppenantriebe in einem Mährescher mit Schüttler (Claas Lexion 480)

Die meisten davon und insbesondere die leistungsintensiven befinden sich allerdings in der Grundmaschine selbst. Auch hier kann der Dieselmotor nicht in unmittelbarer Nähe der

Hauptbaugruppen angeordnet werden. Zur Leistungsübertragung werden Umschlingungsgetriebe verbaut. Baugruppen, die drehzahlvariabel sein müssen, werden über Variatoren (Dreschwerk, Gebläse) oder hydraulisch (Fahrtrieb, Haspel und Strohverteiler) entkoppelt. Alle riemengetriebenen Baugruppen sind achsparallel in der Maschine verbaut.

Neben den Drehmoment-Drehzahlanforderungen und der Anordnung der Baugruppen in der Maschine definieren der mobile Einsatz und die Umgebungsparameter die zusätzlich zu berücksichtigenden Anforderungen.

### Typischer Maschineneinsatz

Die grundsätzlichen Unterschiede in der Antriebsarchitektur einer mobil eingesetzten Maschine im Vergleich zu stationären Industrielösungen wurden bereits dargelegt. An die Antriebstechnik selbst entstehen daraus durch die notwendige Straßenverkehrstauglichkeit zusätzliche Anforderungen. Zum einen durch die darin begrenzten maximalen Maschinenabmessungen, wodurch der zur Verfügung stehende Raum als Gesamtmaschinenbreite, -länge und -höhe beschränkt ist. Von der Antriebstechnik erfordert dies eine möglichst kompakte Bauweise und die Flexibilität, den Antrieb in durch das Verfahren nicht nutzbaren Nischen verbauen zu können. Zum anderen begrenzt die Straßenverkehrszulassungsordnung die maximal zulässigen Achslasten auf 10 t. Wird dies überschritten sind aufwendige Ausnahmegenehmigungen notwendig. Die aus Gründen der Nachhaltigkeit zu vermeidenden Bodenschadverdichtungen im Acker begrenzen außerdem die unkritische Flächenpressung zwischen Rad und Boden. Auch die Antriebstechnik muss deshalb möglichst leicht sein.

Durch den Einsatz im Feld stellen die Umgebungsbedingungen hohe Anforderungen an die Robustheit der Antriebstechnik. Typische Rahmenbedingungen sind:

- Vibrationen, Schwingungen,
- weite Temperaturbereiche je nach Maschine von  $-40$  bis  $+100$  °C,
- Betauung, verstärkt durch den intermittierenden Betrieb,
- Spritzwasser, Strahlwasser, Regen, Nebel,
- korrosive Medien (Pflanzensäfte),
- Staub und Staubablagerungen,
- intermittierender Betrieb: Erntesaison – Einlagerung im Winter (bis zu 8 Monate beim Mähdröschler).

Daraus resultieren in DIN und ISO genormte Vorschriften, worin die Anforderungen und die zur Überprüfung vorgesehenen Testroutinen festgelegt sind [DIN01][DIN02][DIN03][IEC01].

Die Auslegung nahezu aller Elemente eines Antriebs erfolgt aus Gründen des Leichtbaus und der Kostenersparnis im zeitfesten Bereich [Nie01]. Das Kuratorium für Technik und Bauwe-

sen in der Landwirtschaft (KTBL) gibt als Anhaltspunkt im Mittel für die selbstfahrenden Erntemaschinen die Nutzungsdauer nach Leistung mit 3000 Betriebsstunden für Feldhäcksler und Mähdrescher und mit 4000 Betriebsstunden für einen selbstfahrenden Rübenroder an [KTBL05].

Für zukünftige Maschinengenerationen wird die Forderung nach dynamisch drehzahlvariablen Baugruppen erwachsen. Werden heute die Antriebe meist vor Beginn der Feldarbeit an die im Mittel vorherrschenden Bedingungen über Vorwählen eines Drehzahlniveaus eingestellt, soll dies in Zukunft automatisiert und dynamisch erfolgen. Dies eröffnet die Möglichkeit, die Maschinen nahezu vollständig auszulasten und so effizienter einzusetzen. Die Baugruppen werden dazu in eine übergeordnete Regelung, allgemein als Fahrzeugmanagementsystem zusammenzufassen, mit einbezogen.

### **3.1.5 Fahrzeug- und Triebstrangregelsysteme landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen**

Als so genanntes Fahrzeug- oder Triebstrangregelsystem wird die Vernetzung von Baugruppen durch eine übergeordnete Regelinstanz bezeichnet. Ziel ist, die Parametrierung der beteiligten Baugruppen ganzheitlich zu optimieren und an die Betriebsbedingungen automatisch anzupassen, um eine Führung des Gesamtprozesses zu erreichen [Boe00]. Dies ist bis heute noch nicht in Serie umgesetzt. Für die weitere Zukunft wird jedoch die automatische Parametrierung als Vorstufe zum autonomen Fahrzeugeinsatz gesehen [HB04].

Grundanforderung an die zu integrierenden Systeme ist eine elektronische Ansteuerbarkeit und die Fähigkeit Informationen zum Verfahren, beispielsweise die aktuelle Last oder das Drehmoment, an die übergeordnete Steuerung zurückzumelden.

Verfügbar sind Durchsatzregelungssysteme in Mähdreschern, wobei die Fahrgeschwindigkeit der Maschine angepasst wird. Je nach Hersteller wird dazu das Signal der Dreschtrommelbelastung (Fendt und Massey Ferguson) oder die Schichthöhe im Schrägförderer zusammen mit der Motorauslastung (Claas) verwendet. John Deere nutzt ebenfalls Dreschtrommel- oder Rotorbelastung, bietet aber zusätzlich die Möglichkeit das Verlustniveau mit in die Regelung einzubeziehen [BW06]. Damit wird auch unter variablen Bedingungen eine konstant hohe Auslastung der Maschine erreicht.

Obige Systeme zielen damit auf die optimale Auslastung der Maschine ab. Für Maschinengruppen mit hohen Teillastanteilen sind außerdem Automatisierungsstrategien zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs wichtig. Dazu wird der Verbrennungsmotor mit in die Regelung einbezogen. Durch Entkopplung der Drehzahlen zwischen Baugruppen und Dieselmotor kann im Teillastbereich die Dieselmotordrehzahl abgesenkt werden, um den spezifischen Verbrauch zu senken. Dies bietet ähnliche Potenziale wie die Entkopplung zwischen Fahrtrieb und Dieselmotor durch das stufenlose Getriebe im Traktor.

Für Feldhäcksler ist dieser automotiv Dieselmotorbetrieb bislang nur für den Straßenmodus umgesetzt [Hin01], da im Feldbetrieb zusätzlich alle Baugruppenantriebe drehzahlentkoppelt ausgeführt sein müssten. Die leistungsintensive Häckseltrommel ist aber bis heute per Umschlingungsgetriebe versorgt, weil dies nur geringe Übertragungsverluste aufweist.

In selbstfahrenden Rübenrodern ist der automotiv Dieselmotorbetrieb auch für den Arbeitsmodus in Serie verfügbar, da hier alle Baugruppen hydrostatisch drehzahlvariabel versorgt werden [Hol07][Rop07].

Weiterführende Untersuchungen werden derzeit in einem Forschungsprojekt am Beispiel eines Hydraulikbaggers durchgeführt [For07]. Ziel ist es, automatisiert die Dieselmotordrehzahl an den aktuellen Leistungsbedarf anzupassen und so den Systemwirkungsgrad und Bedienkomfort bei gleichzeitig geringerer Lärmbelastung zu verbessern. Maximal konnte eine Kraftstoffeinsparung von 20 % durch das Triebstrangmanagement bei allerdings beeinträchtigter Dynamik erreicht werden. Mit zu vernachlässigbaren Einbußen seitens der Dynamik sind hingegen noch 8 % Kraftstoff einzusparen.

### 3.2 Leistungsübertragung in mobilen Arbeitsmaschinen

Die Leistungsübertragungseinheiten erfüllen in ihrer Funktion als Verbindung zwischen Primärquelle und Baugruppe grundsätzlich unterschiedliche Aufgaben:

- Energiewandlung (falls keine mechanische Abtriebsleistung an Primärquelle),
- räumliche Überbrückung zwischen Primärquelle und Baugruppe (Übertragungselemente),
- Anpassung an die Drehmoment-Drehzahlanforderungen (Drehmoment-Drehzahl Wandler),
- Entkopplung und Steuerbarkeit.

Dabei sind die in Abbildung 6 aufgezeigten Leistungsspektren durch die Kraftübertragung abzudeckenden. Die möglichen und sinnvollen Lösungsmöglichkeiten werden nachfolgend dargestellt und Aspekte zu obigen Anforderungen erläutert.

#### 3.2.1 Mechanische Leistungsübertragung

Komponenten der mechanischen Leistungsübertragung sind zu differenzieren in form- und reibschlüssige Übertragungselemente.

##### Formschlüssige Leistungsübertragungselemente

Zu den formschlüssigen Übertragungselementen sind sowohl Zahnradgetriebe als auch Ketten- und Zahnriemengetriebe, wie auch Gelenkwellen zu zählen.

Zahnradgetriebe sind nur bedingt geeignet zur räumlichen Übertragung der Leistung. Diese werden üblicherweise als Drehmoment-Drehzahl-Wandler eingesetzt, um die Drehzahl der Baugruppe anzupassen. Kennzeichnend ist ein starres Übersetzungsverhältnis zwischen An- und Abtriebsdrehzahl. Neben dem Einsatz als Wandler werden Zahnradgetriebe auch zur Leistungsaufteilung oder Leistungszusammenführung genutzt. Beispiele sind Motorverteilergetriebe zum Antrieb mehrerer Verbraucher durch den Dieselmotor. Wird dabei ein Kegel- oder Stirnradgetriebe eingesetzt, dann wird von Drehmomentaufteilung bzw. -addition, bei Verwendung eines Planetengetriebes von Drehzahlaufteilung bzw. -addition gesprochen. Für viele Anwendungen bietet die Zulieferindustrie nach dem Baukastenprinzip Baureihen mit Untersetzungs-, Verteiler- oder Schaltgetrieben an [KGJ02]. Bei Stirnrad- und Planetengetrieben sind An- und Abtriebswelle jeweils achsparallel, bei Planetengetriebe sogar koaxial angeordnet. Ein Kegelradgetriebe erlaubt zueinander senkrecht stehende An- und Abtriebswellen. Sonderbauformen von Stirnradgetrieben oder Kegelradgetrieben ermöglichen auch orthogonale Anordnungen oder sogar Achsversatz, werden aber durch die aufwendigere Fertigung nur wenig eingesetzt.

Im Gegensatz zu den Zahnradgetrieben bieten Gelenkwellen keine Möglichkeit der Drehmomentwandlung. Allerdings erlauben diese die Leistung im Raum zu übertragen. Dafür notwendig ist eine freie geradlinige Verbindung zwischen An- und Abtriebswelle, wobei für deren Lage im Raum in Grenzen Achsparallelitäts- und Koaxialitätsabweichungen möglich sind. Dies und die Möglichkeit die Gelenkwelle über Normwellenenden und Normnaben steckbar auszuführen begründet den sehr weit verbreiteten Einsatz, beispielsweise zur Versorgung eines an- und abbaubaren Vorsatzgerätes wie des Schneidwerks eines Mähreschers oder den Maiserntevorsatz eines Feldhäckslers.

Eine gute Möglichkeit sowohl zur Drehmoment-Wandlung wie auch zur räumlichen Übertragung über weitere Strecken bieten Umschlingungsgetriebe. Ketten- und Zahnriemengetriebe zählen dabei zu den formschlüssigen Übertragungselementen und bieten gegenüber den reibschlüssigen den Vorteil, dass das Übersetzungsverhältnis durch die Zähnezahzahl ähnlich wie bei Zahnradgetrieben fixiert ist und kein Schlupf auftritt. An- und Abtriebswelle müssen zueinander achsparallel und die beiden Ketten- oder Zahnriemenräder in einer Ebene liegen. Dadurch ist die Flexibilität in der Anordnung der Baugruppen wesentlich eingeschränkt. Nachteilig sind außerdem die offene Bauweise und der hohe Raumbedarf zur Führung der Ketten oder Riemen.

### Reibschlüssige Leistungsübertragungselemente

Wesentlich verbreiteter als Zahnriemen- oder Kettentriebe sind Umschlingungsgetriebe in Form von Riementrieben. Als Vorteil ist weiterhin der einfache Aufbau und Service zu sehen, wobei zusätzlich durch den Reibschluss eine definierbare Überlastsicherung gegeben ist. Dominierend sind die Riemantriebe insbesondere in Mähreschern. Dort versorgen sie von

einem zentralen Motorvorgelege ausgehend alle wesentlichen Baugruppen, wobei sehr große Achsabstände überbrückt werden können. Dabei werden häufig über einen Riemen mehrere Verbraucher bedient, wobei der Riemenscheibendurchmesser das Übersetzungsverhältnis zueinander bestimmt und so gleichzeitig die Anpassung der Drehzahl erfolgt. Die Sonderform des Riemenvariatorgetriebes ist ebenfalls aus der Mähdruschtechnik bekannt und wird dort genutzt, um das Drehzahlniveau von Dreschwerk und Gebläse vor Arbeitsbeginn auf Frucht und Umweltbedingungen einzustellen. Dabei ermöglichen es elektrisch oder hydraulisch ansteuerbare konische Variatorscheiben durch Öffnen oder Schließen den Umlaufradius des Riemens oder der Kette einzustellen und so das Übersetzungsverhältnis zu verändern. Abbildung 9 stellt beispielhaft den Antriebsstrang eines Mähdreschers (Typ: Claas Lexion 460; Baujahr: 2003) in abstrahierter Form dar.

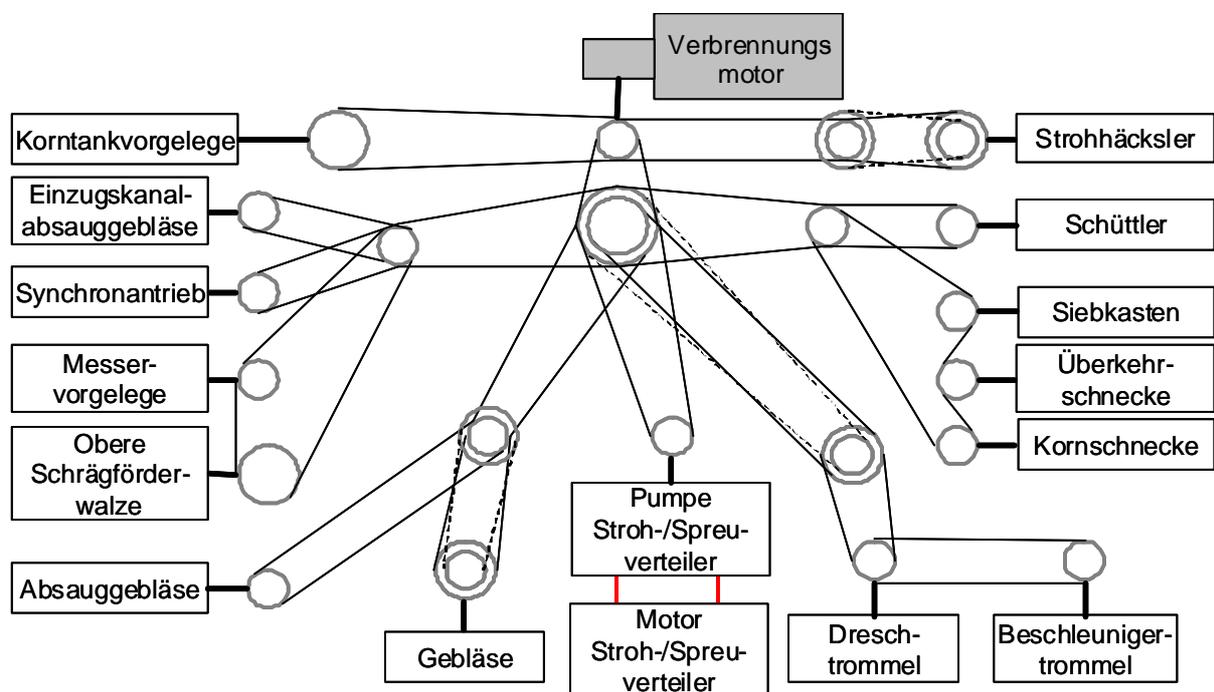


Abbildung 9: Abstrahierte Antriebsstruktur eines Mähdreschers (hier Claas Lexion 460, Baujahr: 2003) mit starren und drehzahlvariablen Riementrieben [GA04]

Nach dem gleichen Prinzip wie die Riemenvariatorgetriebe arbeiten Kettenwandler, wobei für eine höhere Leistungsfähigkeit anstelle des Riemens eine Schubgliederkette verwendet wird.

Für beide Bauformen ist zu beachten:

- Maximaler Stellbereich bis 1:6,
- sehr geringe Drehzahlen und Stillstand nicht darstellbar,
- reversieren nicht möglich,
- keine Drehmomentregelung,
- geringe Standzeiten bei stoßartigen Belastungen
- und hoher Aufwand für die peripheren Systeme beim Kettenwandler.

Für Anwendungen mit größerem notwendigem Stellbereich ermöglichen Variatoren als Schlüsselkomponente in sogenannten  $i^2$ - und  $i/\dot{i}$ -Getrieben durch wechselweisen Betrieb über zwei Eingangswelle Stellbereiche bis zu 1:36 [Kras05] [Hoe07].

Der mechanische Aufbau ist dabei verhältnismäßig einfach, wobei dies bei leistungsintensiven und dynamisch anspruchsvollen Antriebsaufgaben wie zum Beispiel im Fahrtrieb durch aufwendige Regelungsstrategien für die Variatorscheiben aufgehoben wird. Diese Variatorscheibenansteuerung ist bis heute kritisch, wodurch die Einbindung in ein Triebstrangmanagement als Stellglied behindert wird. Außerdem ist zur vollständigen Trennung des Triebstrangs weiterhin eine Kupplung als Zusatzelement notwendig, um die Baugruppen abschalten zu können, da mit dem Variator der Stillstand nicht dargestellt werden kann.

Generell bietet die mechanische Leistungsübertragung sehr hohe Wirkungsgrade, allerdings können die vorab dargestellten mechanischen Varianten nur als passive Systeme eingesetzt werden. Bei Zahnradgetrieben ist je Getriebestufe mit einer Verlustleistung zwischen 1,5 und 4 % zu rechnen [NW97]. Gelenkwellen arbeiten im Mittel mit ca. 97 % Wirkungsgrad, Riem- und Kettentriebe bei etwa 96 bis 98 %.

Weiterentwicklungen auf dem Gebiet der mechanischen Leistungsübertragung sind insbesondere dahingehend zu beobachten, dass bei komplexen Antriebssystemen verschiedene Sicherheits- und Schutzkomponenten wie Freilauf oder Überlastsicherung in das Getriebe mit integriert werden können. Dies setzt aber hohe Zuverlässigkeit voraus, da dadurch die Zugänglichkeit für Wartungs- oder Reparaturmaßnahmen stark beeinträchtigt ist.

Zur Informationsgewinnung und als Regelgröße für Triebstrangmanagementsysteme werden in mechanische Übertragungsstränge Drehmomentsensoren integriert. So stehen direkte Informationen zur Belastung der Baugruppe zur Verfügung. Weitere Arbeiten zum Kettenvariator stellen den Einsatz im Hochmoment- und dynamischen Bereich in Aussicht [RR05].

### **3.2.2 Hydraulische Leistungsübertragung**

Die Hydraulik nutzt zur Leistungsübertragung ruhende oder strömende Flüssigkeiten weshalb zwischen hydrostatischem und hydrodynamischem Prinzip zu unterscheiden ist. Die in Arbeitsmaschinen eingesetzte Mobil-Hydraulik ist wesentlich geprägt durch die Anforderung der Ortsveränderlichkeit und unterscheidet sich geräte- und schaltungstechnisch von der Stationär-Hydraulik. Die Zulieferindustrie bietet dabei modulare Standardbaureihen aller branchentypischen Zulieferkomponenten für unterschiedliche Druck- und Leistungsklassen an, auch speziell abgestimmt auf den landwirtschaftlichen oder mobilen Einsatz. Generell kaufen die Fahrzeughersteller die Grundkomponenten der Antriebslösung, wie Pumpen, Motoren und Ventile zu.

Hydrodynamische Elemente in Form von Drehmomentwandler oder Strömungskupplungen finden im Bereich der Baugruppenantriebe keinen Einsatz und werden hier deshalb nicht weiter angesprochen.

Die hydrostatische Leistungsübertragung hat sich insbesondere etabliert durch:

- Hohe Flexibilität in der Anordnung in den Maschinen,
- mögliche aufgelöste Bauweise des Antriebsstrangs,
- Flexibilität in der Leitungsführung,
- stufenlose Drehzahleinstellung bis zum Stillstand,
- aktiv und passiv darstellbaren Stillstand,
- Reversierbarkeit,
- verschleißfreies Bremsen,
- elektrische Steuerbarkeit zur Drehzahlstellung,
- Absicherung von Drehmoment durch Druckbegrenzung,
- hohe Leistungsdichte,
- Robustheit gegen mechanische Belastungen und Umweltbelastungen,
- gute Verfügbarkeit und große Auswahl an Standardkomponenten.

Abbildung 10 zeigt einen Grundsaltplan eines geschlossenen hydraulischen Kreises. Die Grundsaltung mit Teilkreis (a) zeigt eine Anordnung wie sie bei leitungsintensiven Baugruppenantrieben üblich ist. Teilkreis (b) zeigt beispielhaft die Reihenschaltung zweier Motoren, deren Drehzahlen sich immer zueinander proportional gemäß ihrer Schluckvolumina einstellen. Optional werden zur Entkopplung des Drehzahlverhältnisses Motoren mit veränderlichem Schluckvolumen oder Stromventile im Bypass eingesetzt, wobei das Bypassventil hohe Verluste verursacht. Im Teilkreis (c) ist die Parallelschaltung zweier Verbraucher dargestellt. An beiden liegt die gleiche Druckdifferenz an, der Volumenstrom teilt sich hingegen auf. Um eine definierte Aufteilung zu gewährleisten werden wiederum Stromventile, bei Bedarf druckkompensiert, genutzt.

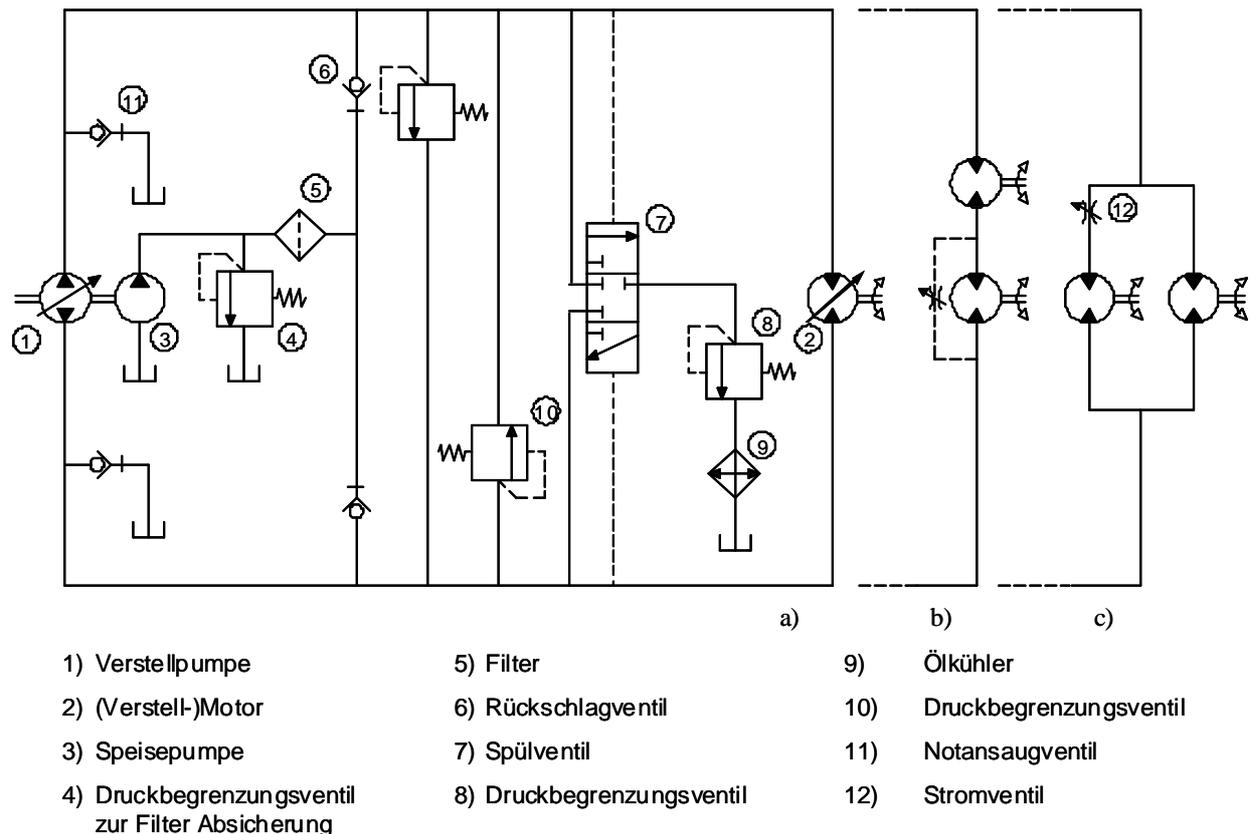


Abbildung 10: Grundschaltplan eines stufenlosen hydrostatischen Getriebes mit seriellen und parallelen Triebsträngen

Dargestellt sind die Grundkomponenten eines stufenlosen hydrostatischen Triebstrangs mit variabler Pumpe (1), optionaler Sekundär-Verstellung am Motor (2) und den benötigten typischen Hilfseinrichtungen. Die zusätzliche Speisepumpe (3) dient dazu, die Leckagen und die zur Filterung (5) und Kühlung ausgespeisten Ölmengen zu ersetzen. Das dafür vorgesehene Spülventil (7) wird jeweils durch die Hochdruckseite geschaltet und speist niederdruckseitig die Spülmenge über den Kühler (9) aus. Durch das Einspeisen jeweils auf der Niederdruckseite über Rückschlagventile (6) kann zugleich ein Vordruck für die Hauptpumpe erzeugt werden, wodurch die Kavitationsneigung vermindert wird. Das Überdruckventil (4) dient dabei der Ausspeisung der Überschussmenge. Dieser Speisekreislauf verschlechtert allerdings die Gesamtenergiebilanz des Kreises. Zur Überdruckabsicherung werden die Druckbegrenzungsventile (10) installiert. Durch die Ventile (11) wird bei Ausfall der Speisepumpe ein Notansaugen durch die Hauptpumpe möglich [MR06].

Die Hydraulik bietet dabei über Einheiten mit variablem Schluckvolumen Stellbereiche bis 1:50. Durch Nullförderung auf der Pumpenseite wird das Abschalten der Baugruppen ohne zusätzliche Kupplung ermöglicht. Das Durchschwenken durch die Nulllage ermöglicht zusätzlich das Reversieren.

Eine typische Anwendung hydraulischer Antriebstechnik ist im Rübenroder (siehe Abbildung 7) gegeben. Sie findet dort vor allem deshalb Anwendung, weil im Unterschied zum Mähdreher die Achsparallelität der Baugruppen und die direkte Verbindung zwischen Ab- und Antriebswellenende sehr oft nicht gegeben sind. Durch das geringe Installationsgewicht, die äußerst flexible Leitungsführung und die Drehzahlvariabilität sind deshalb im Rodeaggregat ausschließlich hydraulische Antriebe zu finden. Typisch dabei ist, dass leistungsintensive Komponenten im geschlossenen Kreis direkt über eine Pumpe angetrieben werden, wodurch die Abstimmung zwischen Motor und Pumpe optimal möglich ist. Neben den Hauptverbrauchern ist es aber notwendig, die Vielzahl von Neben- oder Hilfsantrieben in einem Kreis zusammenzufassen und durch eine zentrale Pumpe im offenen Kreis zu bedienen. Dabei sind Anordnungen mit seriellen und parallelen Strängen im Einsatz.

Bei der seriellen Anordnung addieren sich die Teildifferenzdrücke an den Motoren zum Gesamtdifferenzdruck an der Pumpe auf. So erfolgt eine Drehmomentaufteilung. Bei paralleler Anordnung teilt sich der Volumenstrom auf die verschiedenen Teilstränge auf. Alle Motoren arbeiten mit gemeinsamem Rücklauf bei gleicher Druckdifferenz, aber unterschiedlichem Volumenströmen. Es erfolgt eine Aufteilung des Volumenstroms und damit in Abhängigkeit vom Schluckvolumen eine Drehzahlaufteilung. Um dabei eine lastunabhängige Aufteilung zu erreichen, werden Stromventile (bei Bedarf druckkompensiert) eingesetzt.

Damit einzelne Verbraucher auf anderen Druckniveaus betrieben werden können, müssen diese per Drosselsteuerung entkoppelt werden. In diesen Mehrverbrauchersystemen wird der Systemdruck durch die Drosselsteuerung an den Arbeitsdruck angepasst, wobei an dieser Drosselstelle proportional zur Drosselung Verluste entstehen.

Die Versorgung mehrerer Baugruppen über eine Pumpe bedingt häufig Abstimmungsprobleme durch unterschiedliche Betriebspunkte und unterschiedlichen Hydraulikmotoren. Folglich kann die Auslegung nur für einen der Motoren optimal erfolgen. Daraus resultieren für die übrigen Motoren hohe Teillastanteile. Dabei fallen die Wirkungsgrade in Kolbenmaschinen bedingt durch die geringe umgesetzte Leistung stark ab.

Load-Sensing Systeme ermöglichen eine optimale Anpassung der Pumpenleistung an den Hauptverbraucher und damit, die Drosselverluste am Hauptverbraucher bis auf die Höhe des Vorsteuerdrucks zu reduzieren. An den Nebenverbrauchern im Kreis bleiben diese aber erhalten. Bei direkter Versorgung der Verbraucher ohne Drosselansteuerung birgt ein Load-Sensing System (Open Center oder Closed Center Load Sensing) keine Vorteile, da der pumpeitig bereitgestellte Volumenstrom voll genutzt wird, um die Drehzahl der Baugruppe zu definieren. Einen Ansatz bietet hingegen die Sekundärverstellung an den Motoren. Dadurch können der umlaufende Volumenstrom und damit auch die Strömungsverluste reduziert werden. Zu berücksichtigen sind allerdings die wesentlich komplexere Bauweise, die damit einhergehende höhere Masse und die höheren Kosten.

Wichtig für die Betrachtung der Wirkungsgrade eines hydraulischen Antriebssystems ist damit auch die Kenntnis des Zyklus und der Zeitanteile unter Teil- und Volllast im typischen Zyklus der Maschine oder Baugruppe. Die Bestpunkte von Einzelaggregaten in Axialbauweise liegen heute im Bereich zwischen 90 und 95 % [OP05]. Diese fallen allerdings im Teillastbereich sehr stark ab. Damit erzielt der hydraulische Gesamttriebstrang mit Pumpe, Motor und Peripherie Wirkungsgrade im Bestpunkt im Bereich zwischen 78 und 83 % [MR06].

Für die weitere Entwicklung wird das Niveau des Wirkungsgradbestpunktes der Einzelkomponente als weitgehend ausgereizt eingestuft [Har01]. Potenziale zur Verringerung der Verluste bieten sich allerdings durch die Minimierung der Verluste im Teillastbereich und durch die Optimierung des Gesamtsystems aus Dieselmotor und Hydrauliktriebstrang [OP05].

Durch die Entwicklung hin zur elektrischen Ansteuerung der Ausschwenkung über elektrohydraulische Vorsteuerventile können diese Systeme als gesteuerte Stellglieder in ein Triebstrangmanagement integriert werden. So ist eine Drehzahlentkopplung von Baugruppen, Fahrtrieb und Dieselmotor möglich [DLV04], wodurch Potenziale in Aussicht gestellt sind wie sie durch die Einführung leistungsverzweigter Getriebe bei Traktoren ermöglicht wurden.

Umgesetzt sind heute bereits automotives Fahren, Grenzlastregelung des Dieselmotors, hydrostatisches Inchen sowie Bremsen, Traktionskontrolle, Regelung der Geschwindigkeit und Systemdiagnose [GK03]. Dies verstärkt die allgemeinen anwendungstechnischen Vorteile von höherer Arbeitsproduktivität und wesentlich gesteigertem Komfort zusätzlich. Das Triebstrangmanagement wird dabei neben der Optimierung der Ausnutzung der installierten Motorleistung auch in Richtung Abmilderung von Wirkungsgradnachteilen durch Nutzung verbrauchsgünstigerer Teillastbereiche des Dieselmotors optimiert. Allerdings sind zusätzliche Sensoren notwendig, um die Lastzustände der Baugruppe als Regelgröße für das Triebstrangmanagement zurückliefern zu können.

Eine aktuelle Zielstellung in der Weiterentwicklung der Hydraulik ist die Lärmbelastung durch die Hydraulik zu reduzieren, nachdem die Belastung durch den Dieselmotor stark reduziert werden konnte. Um die Zuverlässigkeit und Standfestigkeit der Komponenten weiter zu verbessern, werden derzeit zusätzlich Condition Monitoring Systeme und verbesserte Filtersysteme erforscht [Har01].

Basierend auf der Vernetzung der Baugruppen und kurz vor der Serieneinführung steht das hydrostatisch regenerative Bremsen für Nutzfahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen durch die Firma Bosch-Rexroth. Die dabei in einem hydropneumatischen Speicher rekuperierte Bremsenergie wird genutzt, um wenig effiziente Betriebspunkte der Primärquelle zu eliminieren. Ein gesamtheitliches Management basierend auf der Vernetzung von Primärquelle, Fahrtrieb und Speichersystem bestehend aus Pumpe/Motor und hydropneumatischem Speicher ist dabei grundlegend. Bosch-Rexroth beziffert die Verbrauchreduzierung und damit einher-

gehend die Emissionsreduzierung auf 35 % bei Fahrzeugen mit kurzen Arbeitszyklen wie z.B. Müllsammelfahrzeugen mit häufigem Bremsen und Beschleunigen im Sammelbetrieb. Zusätzlich kann der Verschleiß der mechanischen Bremsen gemindert und das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs verbessert werden [EGK07]. Abbildung 11 zeigt den Aufbau eines nachrüstbaren Add-on-Systems und eines integrierten Systems. Für den Aufbau kommen weitgehend Standardkomponenten mit hohen Stückzahlen zum Einsatz. Die Funktion basiert auf der intelligenten Vernetzung der Komponenten.

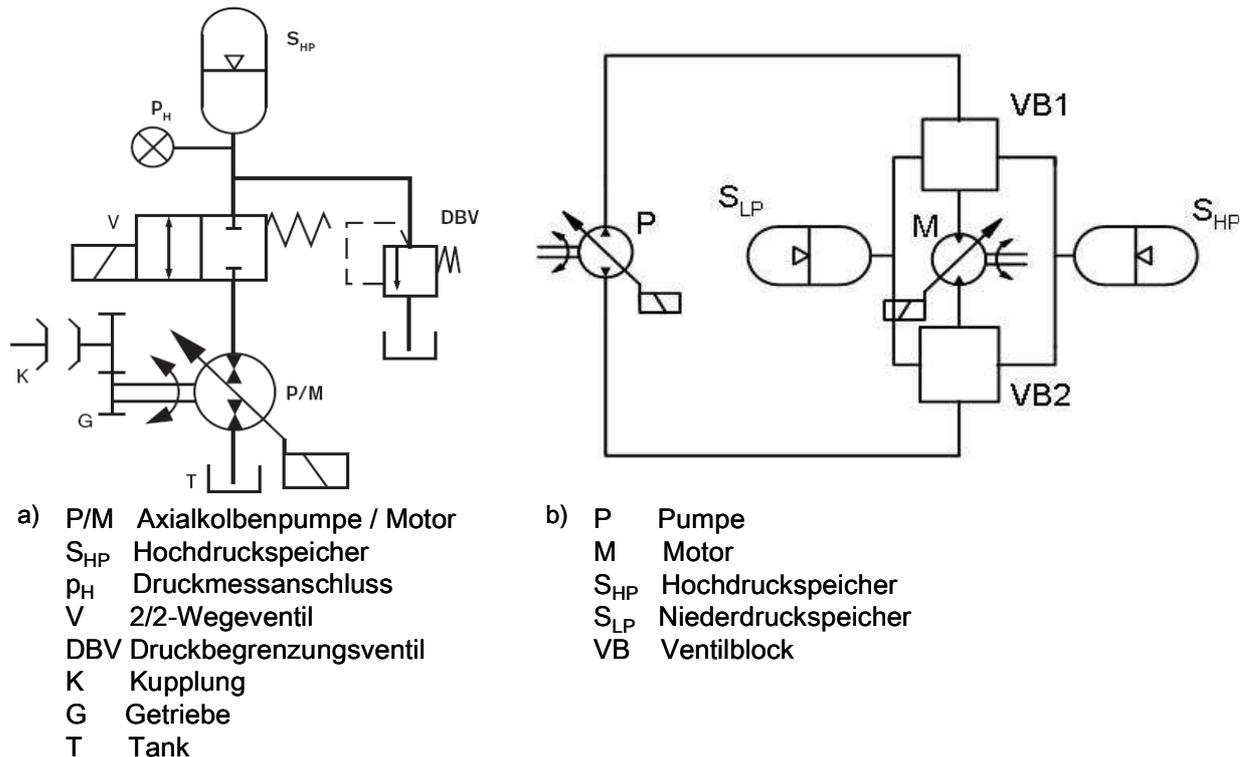


Abbildung 11: Aufbau eines Add-on-Systems (a) und eines voll integrierten Systems (b) zum hydrostatisch regenerativen Bremsen

Zur Verbesserung der Wirkungsgrade insbesondere bei Kreisen mit mehreren, über Drosselung gesteuerter Verbraucher bietet das elektro-hydraulische Flow-Matching die Möglichkeit den Energienutzungsgrad, das dynamische Verhalten und das Ansprechverhalten zu verbessern [Lat07]. Dies basiert darauf, eine elektrisch schwenkwinkelverstellbare Pumpe derart anzusteuern, dass etwa zeitgleich zur Ventilansteuerung der über die Sollwertvorgabe an die Ventile vorgegebene Volumenstrom durch ausschwenken der Pumpe zur Verfügung gestellt wird. Dabei wird nicht druckgesteuert geregelt, sondern ein Volumenstrom aufgeprägt. Die Pumpe wird dazu nur gesteuert und hat folglich keine zu Schwingungen neigende Druckregelfunktion mehr.

Die Vernetzung der Hydraulikkomponenten untereinander und die Integration des Dieselmotors ermöglicht ein elektronisches Antriebsstrangmanagement, wobei die Wirkungsgradkenn-

felder von Hydraulikpumpe, -motor und Dieselmotor Berücksichtigung finden können. Die Optimierung erfolgt in Richtung bestmöglicher Betriebspunkt im Gesamtkennfeld. Die Hydraulik ermöglicht durch ihre Drehzahlvariabilität den Betriebspunkt des Dieselmotors in weiten Bereichen zu variieren und die Drehzahl im Leerlauf oder Teillastbereich zu senken [Fon06]. Bosch-Rexroth bietet diesen Ansatz als Diesel-Hydraulik-Management (DHC) auf dem Markt an.

Diese Ansätze zur Optimierung des Gesamtsystems basierend auf intelligenten und adaptiven hydraulischen Systemen werden als „Fluidtronik“ bezeichnet. Dabei werden Mechanik, Elektrik/Elektronik, Sensorik und Informationstechnik integriert genutzt [Har04].

### 3.2.3 Elektrische Leistungsübertragung

Für die Nutzung als Baugruppenantrieb in mobilen Arbeitsmaschinen bieten elektrische Antriebe ähnliche Vorteile wie die Hydraulischen (siehe Kapitel 3.2.2).

Zusätzlich sind aber offene Netze für viele unterschiedliche Verbraucher realisierbar, die im Gegensatz zur Hydraulik im Netz keine zusätzlichen Wirkungsgradverluste verursachen. So sind neue Triebstrangkonzeppte basierend auf einer zentralen Versorgungseinheit, einem elektrischen Leistungs-BUS und mehrere daran angekoppelte Verbraucher möglich. Bei Nutzung als drehzahlvariabler Antrieb und damit bei Ansteuerung über Leistungselektronik stehen Informationen zu Drehmoment, Drehzahl und Winkellage direkt zur Verfügung und können in einem Fahrzeugmanagementsystem genutzt werden. Bezüglich der Wirkungsgrade der Wandler sind für die elektrischen Lösungen leichte Vorteile im Bestpunkt bekannt. Im Unterschied zur Hydraulik bieten sie aber auch für ein weites Drehzahlfeld und unter Teillastbedingungen hohe Wirkungsgrade und ein gesteigertes Anlaufmoment.

#### 3.2.3.1 Elektrische Antriebssysteme in der Landtechnik

Der Einsatz elektrischer Antriebe in der Landtechnik ist dabei heute wesentlich geprägt durch die 12-VDC-Bordnetzspannung der mobilen Maschinen, die vorhandene elektrische Antriebe speist. Wegen der mit ansteigender Stromstärke einhergehenden Leitungsverluste sind hier Antriebsleistungen über 5 kW nicht sinnvoll. Anstrengungen der Automobilindustrie, aufgrund kontinuierlich gestiegener Leistungsanforderungen die Bordnetzspannung auf 42 VDC zu heben sind bislang daran gescheitert, dass dadurch eine zu große Zahl an Komponenten geändert oder ausgetauscht werden müssten [ESA06]. Dadurch sind die Einsatzmöglichkeiten auf Hilfs-, Stell- und Schaltantriebe beschränkt. Nachfolgend sind typische Beispiel aus dem Bereich selbstfahrender Erntemaschinen für elektrische Antriebe in Mähdreschern (MD) und Feldhäckslern (FH) aufgelistet [Str04]:

#### *Hilfsantriebe:*

- Bedarfsgesteuerter intermittierender Antrieb der Drehsiebbürste,

- reversieren des Schneidwerks.

*Stellantriebe:*

- Verstellung des Streubleches am Strohhäcksler,
- Einstellung der Ober- und Untersiebe,
- Einstellung der Lammellen an Axialrotoren,
- Drehzahlverstellung am Gebläse durch Verstellen der Variatorscheiben,
- Drehzahlverstellung für den hydraulischen Haspelantrieb.

*Schaltantriebe:*

- Fahrgangwechsel über elektrischen Schrittmotor.

Dazu werden intermittierend betriebene Gleichstrom-Nebenschlussmotoren eingesetzt. Die Versorgung erfolgt über den kontinuierlich arbeitenden Bordnetzgenerator mit Zwischenspeicherung in den Fahrzeugbatterien, wodurch eine Pufferung von Lastspitzen erreicht wird. In Flurförderfahrzeugen und elektrischen Kleinfahrzeugen werden derzeit Bordnetze mit bis zu 60 VDC eingesetzt.

Zum Ende des Jahres 2007 stellte John Deere mit der E-Premium Baureihe als erster Anbieter einen Traktor mit wesentlich erweitertem elektrischem Bordnetz vor. Über einen Kurbelwellengenerator können bis zu 20 kW generiert werden. Damit werden Lüfter, Luftkompressor und Klimaanlage bedarfsgerecht betrieben. Die Lüfterdrehzahl wird dazu an den Kühlleistungsbedarf angepasst und kann zur Reinigung des Kühlers reversiert werden. Über Steckdosen können Elektrogeräte und elektrische Antriebe in Anbau- und Anhängengeräten mit bis zu 5 kW hocheffizient versorgt werden.

Im Bereich der Erdbaumaschinen setzt die Firma Liebherr in ihrer Muldenkipperbaureihe T 282 B auf elektrische Fahrtriebe und dringt damit in einen Leistungsbereich von über 2700 kW am Dieselmotor vor. Der Fahrtrieb ist als serieller Hybrid aufgebaut und versorgt über einen generatorgespeisten Gleichspannungszwischenkreis die beiden Radmotoren. Zum Einsatz gebracht sind hier asynchrone Kurzschlussläufermotoren mit aufgesetztem Wechselrichter.

Liebherr setzt dieses System aus verschiedenen Gründen in Serie ein. Wesentlicher Aspekt sind die längeren Wartungsintervalle der Maschine die durch elektrisches Bremsen über einen elektrodynamischen Retarder ermöglicht werden. So kann die mechanische, verschleißbehafete Bremsanlage entlastet werden. Da die Maschine allerdings nicht über einen geeigneten elektrischen Zwischenspeicher verfügt um die Bremsenergie später nutzen zu können, wird diese an zwangsbelüfteten Bremswiderständen in Wärme umgesetzt. Zusätzlich ersetzt der

serielle dieselektrische Antriebsstrang Kupplung und Getriebe und vermindert so wiederum den Wartungsaufwand.

Als weiteren Vorteil gibt Liebherr das geringere Gewicht dieser Maschinenstruktur gegenüber Gleichstrom- oder mechanischem System an, wodurch höhere Nutzlasten möglich sind. Zusätzlich verringern die bessere Beschleunigung und höhere mögliche Arbeitsgeschwindigkeiten die Kosten je transportierter Tonne Nutzlast. Wesentliche Vorteile werden also daraus gewonnen, zusätzliche Funktionen und Aufgaben abdecken zu können.

Die Firma Terex hat 2007 mit dem MT 6300AC einen vergleichbaren Muldenkipper mit dieselektrischem Antriebsstrang vorgestellt, der vollständig ohne mechanische Bremsanlage auskommt und bis zum Stillstand elektrisch abbremsen kann.

Neben den obigen Serien-Lösungen sind in Forschungsprojekten unterschiedliche weiterführende Prototypansätzen erarbeitet und realisiert worden:

An der Universität Hohenheim wurde ein Mähdrescher mit einem seriellen dieselektrischen Antrieb ausgestattet. Als Generator wurde eine permanenterregte Synchronmaschine gewählt, die über einen Gleichrichter den Zwischenkreis mit bis zu 80 kW bei 650 V speist. Daraus wird der Fahrtriebsmotor über einen Wechselrichter versorgt. Dafür eingesetzt wird ein Asynchronmotor mit 65 kW Nennleistung. Für die Straßenfahrt konnte so automotives Fahren mit angepasster Dieselmotordrehzahl umgesetzt werden. Für den Feldeinsatz wurde ein Master-Slave Verhalten realisiert, welches den Fahrtrieb bei Überlastung des Dieselmotors durch die Dresch- und Trennorgane zurücknimmt [BK02]. Im Vergleich zum hydrostatischen Fahrtriebsstrang steigert der elektrische Triebstrang bei einer Auslastung mit 40 kW bei Straßenfahrt den Wirkungsgrad von 45 auf 70 %. Im Zugversuch zeigte der elektrische Antrieb allerdings eine geringere Leistungsfähigkeit im Vergleich zur Hydraulik, weil der zulässige Umrichterstrom begrenzt war.

In dem 2001 gestarteten Projekt „Mobile Elektrische Leistungs- und Antriebstechnik“ (MELA) verfolgen die Projektpartner (Sensortechnik Wiedemann, Agco/Fendt, FH-Regensburg) einen weitergehenden Ansatz. Ziel ist es, ein mechanisch-elektrisch leistungsverzweigtes Getriebe für einen Traktor aufzubauen, welches zum einen im Fahrtrieb den stufenlosen Anteil erbringen und zum anderen auch elektrische Leistung für ein leistungsstärkeres Bordnetz und für Anbaugeräte bereitstellen kann. Abbildung 12 zeigt das MELA-Grundkonzept mit ausgeprägtem Gleichspannungszwischenkreis [Sal04].

Eingesetzt sind 3 baugleiche 6-phasige permanenterregte Synchronmaschinen mit je 130 kW Leistung. Die Primärmaschine dient dabei als Generator, die Sekundärmaschinen sind als Motoren eingesetzt. Zur Nutzung der elektrischen Leistung an Anbaugeräten steht eine 540 VDC Steckdose zur Verfügung, über die hinweg der Schutz gegen elektrischen Schlag mittels Isolationsüberwachung auch bis auf das Anbaugerät ausgedehnt werden kann. Durch das speziel-

le Kühlkonzept mit Flüssigkeitskühlung im Statorbereich wird es möglich die Leistung im Vergleich zu einer konventionellen luftgekühlten Maschine mehr als zu verdoppeln, ohne nennenswerte Wirkungsgradverluste in Kauf nehmen zu müssen [Sal04].

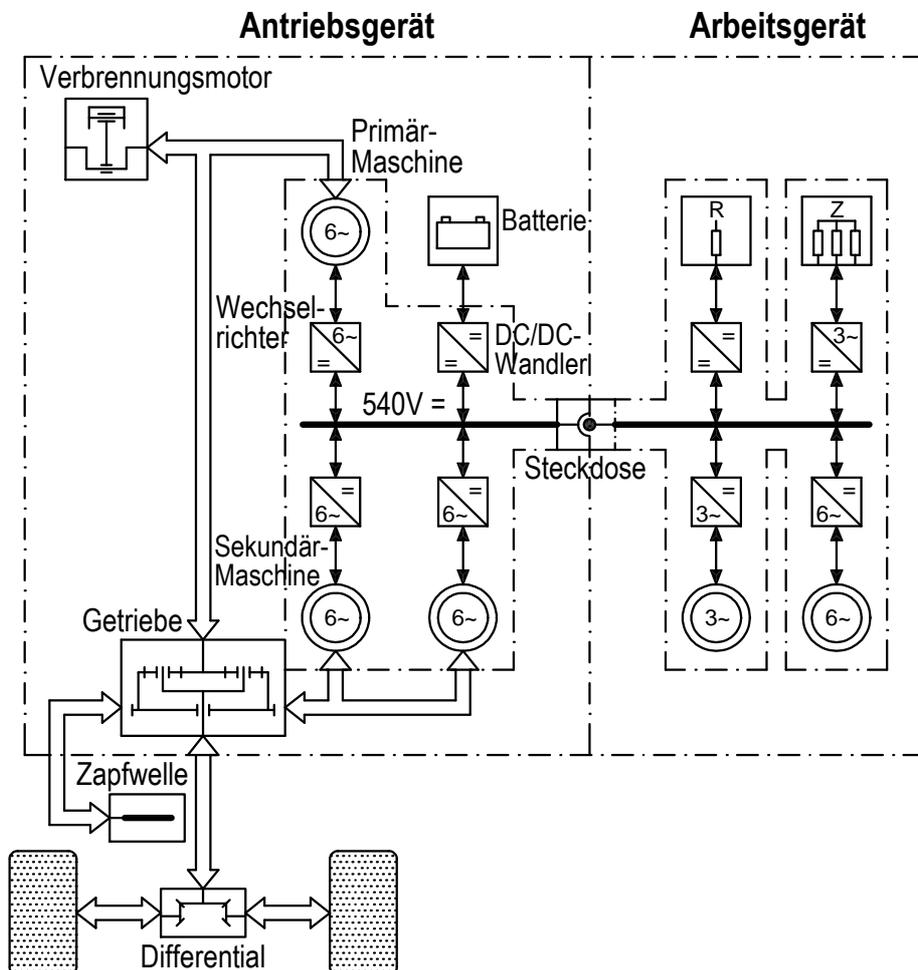


Abbildung 12: Grundkonzept eines elektrisch-leistungsverzweigten Fahrtriebskonzeptes mit elektrischer Leistungsschnittstelle für externe Verbraucher [Sal04]

### 3.2.3.2 Komponenten elektrischer Leistungsübertragung

Das elektrische Antriebssystem wird in der Gesamtheit durch Innovationen in den Bereichen der elektrisch-mechanischen und mechanisch-elektrischen Wandler, sowie im Bereich der Leistungselektronik als elektrisch-elektrischen Wandler vorangetrieben. Die Leistungselektronik gewinnt dabei zunehmend an Bedeutung, weil sie Voraussetzung für einen geregelten Betrieb der Baugruppen und die Rückführung von Parametern zur Prozessüberwachung ist.

#### Elektromechanische Wandler

Im Bereich der elektrisch-mechanischen Wandler werden neben den standardmäßig eingesetzten Asynchron- und Synchronmotoren neue Wandlerkonzepte samt Steuerung erforscht. Zu nennen sind hier insbesondere Motoren die nach dem Reluktanz- oder Transversalflussprinzip

arbeiten. Die Optimierung in Richtung mobiler Anwendungen werden wesentlich durch die Hybrid- und Elektrofahrzeugkonzepte der Automobil- und Nutzfahrzeugindustrie getrieben, woraus großserienfähige und meist hochintegrierte und spezialisierte Lösungen für elektrische Fahrtriebe entstehen, allerdings spezifiziert auf die dort üblichen Einsatzbedingungen und Leistungsanforderungen.

### *Asynchronmaschinen*

In elektrischen Fahrzeugantrieben sind heute Asynchronmotoren (ASM) mit Käfigläufer und Kurzschlussring am weitesten verbreitet [Lan02], weil sie durch die einfache Rotorkonstruktion sowohl robust als auch kostengünstig sind. Ein weiterer Vorteil dieses Maschinentyps ist die hohe zu erzielende Leistungsdichte von bis zu 1 kW/kg [CWR02]. Nachteilig sind der große Blindleistungsbedarf für den Magnetisierungsstrom des Ständers und die dadurch bedingten Verluste sowie die deshalb notwendige Überdimensionierung des ansteuernden Wechselrichters. Für Aufgaben mit großer Drehzahlspitzung ist der eingeschränkte Feldschwächungsbereich zu beachten. Die Wirkungsgrade bewegen sich im Anlaufbereich aufgrund des Blindleistungsbedarfs typischerweise zwischen 70 und 90 % und steigen im Feldschwächbereich bis auf 93 % an. Dies ist zurückzuführen auf die durch den reduzierten Magnetisierungsbedarf geringeren Eisenverluste [CWR02].

### *Synchronmaschinen*

Für die Bauform der Synchronmaschinen (SM) sind Maschinen mit Gleichstrom erregtem und permanentmagnetisch erregtem Läufer (PSM) zu unterscheiden. Im Bereich der Fahrzeuganwendungen geht der Trend in Richtung permanentmagnetischer Erregung. Als kostengünstige Magnetmaterialien, allerdings mit Nachteilen in der Energiedichte, werden Ferrite und Aluminium-Nickel-Kobalt (AlNiCo) eingesetzt. Für hohe Energiedichten muss auf Samarium-Kobalt (SmCo) oder Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) zurückgegriffen werden, wobei NdFeB aus Kostengründen bevorzugt wird [Sch05]. Für den gesteuerten Betrieb am Wechselrichter sind Polradlagegeber notwendig, damit das Ständerdrehfeld läuferstellungsabhängig weiterbewegt werden kann. Im Bereich der Fahrzeugantriebe kommen dabei vermehrt Außenläufermotoren zum Einsatz. Durch die verlustfreie Erregung über Permanentmagnete kann der Wirkungsgrad im Vergleich zur ASM gesteigert werden [Can04]. Da die Permanentmagnete die Erregung außerdem auf kleinem Raum erzeugen, können Volumen und Gewicht reduziert werden. Zudem ist die bürstenlose Technik verschleiß- und wartungsarm, weil keine Stromzufuhr zum Rotor und zu rotierenden elektrischen Teilen notwendig ist [Can04]. Speziell die Außenläuferbauform zeichnet sich durch hohes Drehmoment und damit eine kürzere Bauform aus, weil die erzeugten Umfangskräfte auf großem Radius wirken.

Allerdings ist beim Einsatz von PSM zu beachten, dass bei Ausfall der Leistungselektronik die Maschinen Drehmoment aufnehmen und Leistung ins Netz zurückspeisen können. Daraus

können Spannungsüberhöhungen und entsprechende Folgeschäden entstehen. Dies kann durch besondere Maschinenkonzepte und die Schaffung verschiedener Sicherheitsebenen in der Elektronik abgefangen werden [Fis04].

#### *Geschaltete Reluktanzmaschinen (GRM) / Switched Reluctance Motor (SRM)*

Auch die Reluktanzmaschinen arbeiten am Drehstromsystem. Voraussetzung ist allerdings grundsätzlich die Ansteuerung über einen Umrichter. Stator und Rotor verfügen über eine ungleiche Anzahl ausgeprägter Pole, wobei diese statorseitig mit voneinander unabhängigen, konzentrischen Spulenpaketen bestückt sind. Durch das Herumführen der Wicklungen um die Zähne wird ein hoher Kupferfüllfaktor erreicht. Der Fertigungsprozess ist einfach zu kontrollieren, da die Pole außerhalb der Maschine vorgefertigt werden können. Der Rotor trägt weder Wicklung noch Permanentmagnete.

Die Reluktanzmaschine bietet damit als kommutatorloser Motor Vorteile in Bezug auf Einfachheit, Robustheit und Fertigungskosten. Durch die unabhängigen konzentrischen Wicklungen der Phasen der GRM beeinflusst der Ausfall einer Phase die anderen Phasen nicht [Can04]. Der Motor bietet eine Art Notlauffunktion wenn einzelne Stränge ausfallen, wobei dabei Drehmoment- und Drehzahlschwankungen auftreten. Durch die masselosen Zahnspalten im Außenbereich des Rotors zeichnet sich dieser durch ein geringes Trägheitsmoment und damit durch ein hohes Beschleunigungsvermögen aus. Der gute Wirkungsgrad erlaubt eine kompakte Bauform. In Forschungsprogrammen konnte 1 kW Leistung je Kilogramm Aktivmasse bereitgestellt werden [IASD01]. Problematisch ist bisher, dass keine Modelle zur Feld- oder Drehmomentsteuerung verfügbar sind [DFFB05] und das zyklische Schalten Drehmomentschwankungen zur Folge hat. Diesem kann durch Erhöhung der Strangzahl oder durch gezielte Modulation des Stromes während einer Periode, bekannt als „current profiling“, entgegengewirkt werden. Hier wird die Amplitude des Phasenstroms mit der Rotorstellung verändert. Durch die Drehmomentschwankungen werden außerdem mechanische Schwingungen und damit einhergehend Geräuschemissionen induziert. Ähnlich der Asynchronmaschine ist für die Magnetisierung und durch die hohe Streuinduktivität eine sehr hohe Wechselrichterscheinleistung vorzusehen. Dem entgegenwirken kann nur ein verringerter Luftspalt, was die Anforderungen an die Fertigungstoleranzen stark erhöht [Can04].

#### *Transversalflussmaschine (TFM)*

Als Transversalflussmaschine werden elektrische Maschinen mit quer zur Rotorbewegung ausgerichtetem magnetischem Jochfluss bezeichnet. Dieser wird erreicht, indem die Wicklungen des Stators in der Kreisrichtung des Zylinderradius geführt werden [Lan02]. Dadurch gelingt es, den Bauraum der Wicklungen von der Polteilung konstruktiv zu entkoppeln. Der Rotor ist vergleichbar einer Synchronmaschine aufgebaut und kann mit Gleichstromerregung oder permanentmagnetisch erregt ausgeführt sein.

Vorteile sind hohe Wirkungsgrade auch im Teillastbereich und bereits realisierte Leistungsgewicht zwischen 0,75 kW/kg und 1,25 kW/kg [Lan02]. Im günstigsten Betriebspunkt können typische TFM bis zu 95 %, bei niedrigen Momenten und beim Anlauf 84 bis 90 % erreichen [CWR02]. Hohe Nenn-, Halte- und Anlaufmomente begünstigen außerdem den Einsatz als Baugruppenantrieb.

Von Nachteil ist die aus vielen Einzelteilen bestehende Konstruktion des magnetischen Kreises. Außerdem führen die stark ausgeprägten Streufelder insbesondere bei der häufig verwendeten dreidimensionalen Flussführung zu starken Drehzahleinbrüchen bei Überlast [Can04], weshalb der Überlastbereich stark einzuschränken ist. Ursache hierfür ist, dass der Kurzschlussstrom etwa dem Nennstrom entspricht und damit auch das maximale Moment etwa dem Nennmoment [CWR02]. Der Herstellungsaufwand und der zur Bereitstellung der notwendigen Blindleistung aufwendigere Wechselrichter können im Vergleich zur ASM bis zu 30 % mehr Kosten verursachen.

#### Leistungselektronik als Elektrisch-elektrische Wandler

Die Leistungselektronik in Form von Gleich- und Wechselrichtern stellt für die bedarfsgerechte Ansteuerung der Baugruppen die Schlüsselkomponente dar. Diese ermöglicht durch Wandlung von Frequenz und/oder Spannungsniveau die Drehzahl eines elektrischen Antriebes zu variieren und an den Bedarf der Baugruppe anzupassen. Heute kann dabei eine Drehzahl-, Drehmoment oder Lageregelung umgesetzt werden, um Antrieb und Baugruppe in einen übergeordneten Regelkreis mit einzubinden. Damit werden viele neuartige Maschinenkonzepte im mobilen Bereich erst realisierbar. Moderne Leistungselektronik ermöglicht dabei sowohl das Treiben des Motors in beiden Drehrichtungen mit geregelterm Betrieb ab Stillstand, als auch das definierte Abbremsen der Baugruppe und aktives Halten im Stillstand. Je nach Systemausprägung kann beim Abbremsen die Leistung auch rückgespeist werden. Diese Rückgewinnung der Bremsenergie ist als Rekuperation bekannt. Werden beide Drehrichtungen bedient und kann aktiv aus beiden Richtungen gebremst werden wird allgemein von einem Vier-Quadranten-Betrieb gesprochen.

In den heutigen Schaltungen der Leistungselektronik werden fast ausschließlich Leistungshalbleiter als kontaktlose Schalter verwendet. Wie jede Energiewandlung ist auch diese elektrisch-elektrische Wandlung durch Gleich- oder Wechselrichter verlustbehaftet. Verluste entstehen dabei zum einen durch den Spannungsabfall am Schalter im durchgeschalteten Zustand, der so genannten „Durchlassspannung“, und durch den „Sperrstrom“ der trotz offenem Schaltzustand nicht unterdrückt werden kann. Zusätzlich sind Schaltverluste zu berücksichtigen die beim Übergang vom leitenden in den nicht-leitenden Zustand und umgekehrt auftreten. Die Durchlassverluste haben dabei den größten Anteil. Trotz der nur sehr geringen Verlustanteile im Vergleich zum Gesamttriebstrang stellt das Abführen der in Wärme umgesetzten Verlustleistung an der geringen Bauteiloberfläche eine Herausforderung dar. Abhilfe kön-

nen Kühlkörper zur Oberflächenvergrößerung, Zwangs- oder Flüssigkühlung schaffen. Für den mobilen Sektor verfolgen Forschung und Entwicklung daher aktuell zwei Ziele im Bereich der Leistungselektronik:

- Zum einen sollen die Wirkungsgrade weiter erhöht und die mögliche Kühlung optimiert werden.
- Zum anderen gilt es die Komponenten der Leistungselektronik in den Motor zu integrieren.

In mobilen Anwendungen werden heute vor allem auf Silizium basierende Bipolartransistoren (BTR), Feldeffekttransistoren (FET), Insulated Gate Bipolar Transistors (IGBTs) und bei sehr leistungsintensiven Anwendungen Gate-Turn-Off Thyristoren verwendet. Nachfolgend werden zukünftig nötige Entwicklungen dieser Bauteile zur Verbesserung der Einsatzigenschaften zusammengefasst. Wesentliche Kriterien sind:

- Verluste im offenen und geschlossenen Zustand,
- Verluste beim Schalten,
- zulässige Schaltgeschwindigkeit,
- Ansteuerung und notwendige Ansteuerleistung,
- Anschlussmöglichkeiten für den zu schaltenden Strom,
- Möglichkeiten zur Wärmeabfuhr.

Das größte Potenzial zur Verringerung der Verluste liegt in der Optimierung des horizontalen und vertikalen Zelldesigns der Halbleiter sowie der Verfeinerung der Zellstrukturen durch selbstjustierende Prozesse im Halbleiterbauteil. So werden kleinere Durchlasswiderstände und eine größere Robustheit der Chips erreicht. Eine Erhöhung der Robustheit bedeutet hier die Festigkeit gegen Überstrom, Überspannung und die Schaltfestigkeit zu steigern und damit die zulässige Stromdichte je Chip zu erhöhen. Chipfläche und Kosten werden so reduziert [Sch05].

Für MOS-FET (Metal-Oxid-Semiconductor FET) und IGBT ermöglicht das „Trench-Gate“-Design durch Vergrößerung der aktiven Siliziumfläche eine bessere Steuerbarkeit des Kanalquerschnitts und so einen geringeren Kanalwiderstand. Zusätzlich kann die Zellfläche verkleinert werden, wodurch höhere Stromdichten, sowie niedrigere Durchlass- und Schaltverluste möglich sind. Diese Trench-Technologie ermöglicht eine Senkung der Verlustleistung und Erhöhung der Leistungsdichte, sodass ein bis zu 60 % höherer Effektivstrom zulässig ist. Zu den weiteren Vorteilen zählt die realisierbare Verkleinerung des Kühlkörpers um 50 % [Sat07]. Dieser Trend stellt in Folge allerdings auch höhere Anforderungen an die Aufbau- und Verbindungstechnik der Halbleitermodule und deren Kühlung [BW05].

Einen zusätzlichen Entwicklungsschritt stellt die „Soft Punch Through“ (SPT) Technik dar. Dabei wird eine gering dotierte n-Zwischenzone zur Dämpfung der Schalttransienten mit ei-

ner planaren Gate-Struktur kombiniert. Dies erlaubt einen dünneren Chipaufbau und dadurch eine Reduktion der Durchlass- und Schaltverluste [ABB02]. Zusätzlich vermindert sich der thermische Widerstand, wodurch die Wärmeabfuhr begünstigt wird. Damit ist eine um bis zu 50 % höhere Nennstrombelastung möglich [Kuc06].

Andere Entwicklungen zielen auf die Steigerung der zulässigen Schaltfrequenzen ab. Thin-Wafer-Technologie, eine feinere Maskengeometrie sowie ein leichteres Dotierungs-niveau im Kollektorbereich reduzieren die gespeicherte Ladung und senken die Abschaltenergieverluste. So können Schaltfrequenzen bis 150 kHz erreicht werden [Sat07]. Die Steigerung der möglichen Schaltfrequenz ist Grundlage für oben genanntes „Current profiling“ zur Reduktion von Drehmomentschwankungen an Transversalflussmotoren.

Siliziumkarbid (SiC) als alternatives Halbleitermaterial bietet im Vergleich zu Silizium eine um den Faktor 10 erhöhte Durchbruchfeldstärke und wesentlich verringerte Durchlasswiderstände. Außerdem sind mit Siliziumkarbid Betriebstemperaturen bis 500 °C im Halbleitermaterial möglich, wodurch die Anwendung in Nähe des Dieselmotors oder hoch integriert im Triebstrang erst möglich werden. Silizium ist im Vergleich dazu auf 200 °C beschränkt.

### 3.2.4 Leistungsverzweigte Ansätze

Die bisher behandelten Technologien mechanischer, hydraulischer und elektrischer Leistungsübertragung stellen technische und physikalische Grundprinzipie dar. In den nachfolgend erläuterten leistungsverzweigten Getrieben werden zwei dieser Technologien zur Leistungsübertragung kombiniert. Ziel dabei ist, die jeweiligen Vorzüge zu verstärken.

In den vergangenen Jahren haben sich insbesondere hydraulisch-mechanisch leistungsverzweigte Lösungen für den Fahrtrieb in Traktoren etabliert. Diese kombinieren die hohen Wirkungsgrade der mechanischen Leistungsübertragung mit der stufenlosen Drehzahlvariabilität der Hydraulik

Abbildung 13 zeigt das Grundprinzip einer leistungsverzweigten Getriebestruktur mit konstantem mechanischem und variablem hydraulischem Übertragungspfad und das Planetengetriebe als Schlüsselkomponente der Leistungsverzweigung.

Die motorseitig eingebrachte Leistung wird dabei auf zwei Übertragungswege aufgeteilt. Zum einen auf den mechanischen Pfad mit konstantem Übersetzungsverhältnis und zum anderen auf einen Pfad mit verstellbarem Übersetzungsverhältnis. Ausgangsseitig werden beide Teilpfade wieder zusammengeführt. Die Wirkungsgradvorteile gegenüber dem rein hydrostatischen Getriebe wachsen mit geringer werdendem hydrostatischem Anteil. Die erzielbaren Bestpunkte treten im Betrieb ohne hydraulischen Anteil auf. Sie liegen allerdings bedingt durch Leerlauf- und Leckageverluste der Hydraulik unter dem Wirkungsgrad einer rein mechanischen Übertragung [RR05].

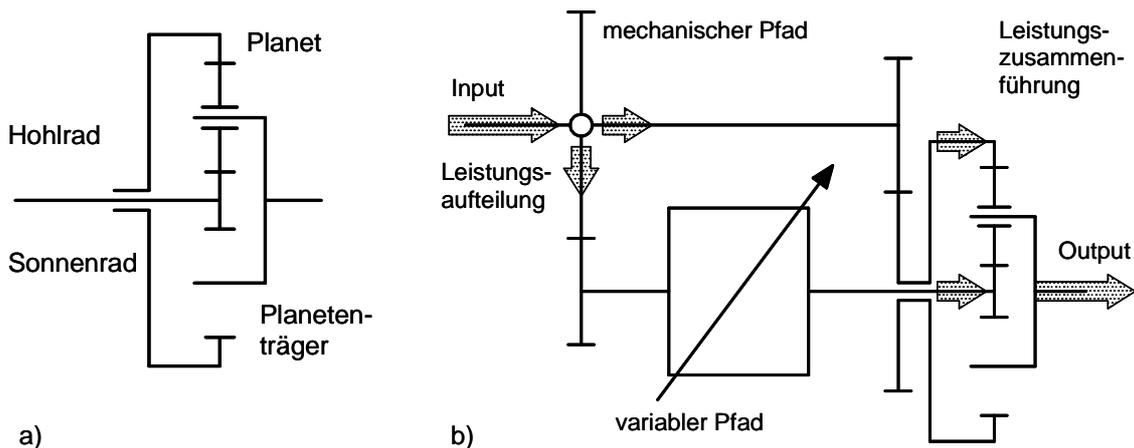


Abbildung 13: Planetengetriebe als Schlüsselkomponente leistungsverzweigter Getriebe (a) und Grundkonzept leistungsverzweigter Getriebe (b)[RR05]

Leistungsverzweigte Getriebe zeichnen sich vor allem durch folgende Eigenschaften aus:

- Hoher Drehzahlvariabilität und Drehrichtungsumkehr,
- Aktivem und passivem Stillstand,
- besserem Wirkungsgrad als bei direktem hydrostatischen Antrieb,
- kompakte Lösung für zentrales Antriebsproblem, z.B. Fahrtrieb,
- weniger komplexem Aufbau im Vergleich zum Stufenschaltgetriebe mit Verlagerung des Entwicklungsaufwandes in die Ansteuerung,
- deutlich gesteigertem Bauvolumen, Gewicht und Komplexität im Vergleich zur Hydraulik.

Die Wirkungsgradverbesserung gegenüber dem hydrostatischen Antrieb resultiert zum einen aus der Reduzierung des hydraulisch übertragenen Leistungsanteils durch Verlagerung in den mechanischen Übertragungsstrang und zum anderen aus dem Vermeiden von Betriebszuständen im hydraulischen Strang mit schlechtem Wirkungsgrad. Allerdings sind Informationen zu Drehmoment und Drehzahl nicht direkt für ein Managementsystem verfügbar.

Grundsätzlich kann der drehzahlvariable Stranganteil auch über Elektromaschinen dargestellt werden (siehe MELA-Projekt in Kapitel 3.2.3.1), für die obige Schlüsse ebenfalls gültig sind.

Für beide Varianten (mechanisch-hydraulisch und mechanisch-elektrisch) sind zudem Getriebe mit interner und externer Leistungsverzweigung zu unterscheiden, wobei interne Varianten bisher nur in Prototypen realisiert worden ist. Bedeutend für Serienanwendung ist bisher nur die äußere Leistungsverzweigung, die weiterhin in Systeme mit Eingangsplanetengetriebe und Ausgangsplanetengetriebe unterteilt werden kann.

Die erste Markteinführung gelang 1996 der Firma Agco/Fendt mit dem „Vario-Getriebe“ in dem Traktormodell „Favorit 926“ mit inzwischen mehr als 50.000 produzierten Einheiten in allen Traktormodellen oberhalb 70 kW. Mittlerweile bieten alle Hersteller für die gehobenen

Leistungsklassen hydraulisch-mechanisch leistungsverzweigte Getriebe an, wobei Eigen- und Fremdentwicklungen durch Systemlieferanten eingesetzt werden. Neben gesteigertem Kundennutzen durch Wirkungsgradvorteile und zugkraftunterbrechungsfreiem Arbeiten ist die volle Integrierbarkeit in ein Fahrzeugmanagementsystem ein wesentlicher Aspekt, der für eine weitere Verbreitung spricht.

Dieser hydraulisch-mechanisch leistungsverzweigte Ansatz findet zunehmend auch bei Baugruppenantrieben Anwendung. Bedingt durch die Komplexität, ist er allerdings beschränkt auf leistungsintensive Schlüsselbaugruppen deren Drehzahlvariabilität wesentlicher Aspekt im Gesamtverfahren ist. So setzt zum Beispiel CNH in der Axialfluss-Mähdrescherbaureihe (AFX 7010 und 8010) leistungsverzweigte Getriebe mit aufgelöster Hydraulik als Antrieb für den zentralen Dresch- und Trennrotor und auch für die Einzugsschnecke und den Schrägförderer ein. John Deere bietet für seine Feldhäcksler der 7000er Baureihe eine stufenlose Schnittlängeneinstellung über ein leistungsverzweigtes Getriebe an. Dabei werden Vorsatz und Einzugswalzen grundsätzlich mechanisch über die Häckseltrommel angetrieben. Allerdings ist es möglich, diese Drehzahl mit Hilfe eines Hydraulikmotors und einem Planetengetriebe zu überlagern. Neben der stufenlosen Schnittlängeneinstellung bietet eine zusätzliche Trennkupplung mit integrierter Bremse zum Abkoppeln des Trommeltriebstrangs die Möglichkeit hydraulisch zu reversieren.

### **3.2.5 Leistungsübertragungssysteme für Baugruppenantriebe im Vergleich**

Nachfolgend sind für mechanische, hydraulische, elektrische und leistungsverzweigte Lösungen zur Versorgung von Baugruppenantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen die Aspekte aus den vorangegangenen Kapiteln zusammengefasst. Tabelle 3 greift die wesentlichen Kriterien aus Kapitel 3.1.4 auf und erlaubt somit einen Überblick über die Eignung der verschiedenen Technologien.

Tabelle 3: Bewertung unterschiedlicher Antriebssysteme für Baugruppenantriebe in mobilen Arbeitsmaschinen

	Wirkungsgrad	Drehzahlvariabilität	Drehmomentregelung/-begrenzung	An-/Abschalten ohne Kupplung, Reversieren	Flexibilität in der Anordnung	Flexibilität in der Leistungsverteilung	Verfügbarkeit von Prozessführungsgrößen	Leistungsdichte	Leistungsvolumen	Robustheit	Verfügbarkeit von Standardkomponenten	
Zahnradgetriebe	++	-	-	-	0	-	-	++	++	++	++	
Gelenkwellen	++	-	-	-	0 - +	0 - +	-	+	+	+	++	
Keilriemenvariator	+	0 - +	+	-	-	0	0	0 - +	0 - +	+	+	
Schubkettenvariator	+	+	+	-	-	-	+ )1	0 - +	0 - +	0	-	
geschlossener hydraulischer Kreis, ein Verbraucher	0 - +	+	+	++	++	+	0	++	++	++	++	
offener hydraulischer Kreis, diverse Verbraucher	- - 0	+	+	+ )2	0 - +	++	+	0	++	++	++	
dieselektrischer Antrieb	+	++	+	++	++	++	+ )3	++	0 - +	0 - +	0 - +	0
Brennstoffzellenbasierter elektrischer Antrieb	++	++	+	++	++	++	+	++	0 - +	0 - +	0 - +	0
Leistungsverzweigtes Getriebe	+++	++	+ )4	+	0 - +	0	-	0	0	0	+	0

1) Abschalten einzelner Verbraucher nur über Wegeventile möglich

2) Vereinfachte Systemarchitektur bei dezentraler Leistungselektronik durch Leistungs-BUS, aber zusätzliche Kühlleitungen

3) Eingeschränkt durch die Forderung nach Achsparallelität von An- und Abtrieb

4) Durch Auswertung der Ansteuersignale der Variatoren indirekt verfügbar

Zusammenfassend ist festzustellen, dass sich die mechanische Leistungsübertragung durch hohe Wirkungsgrade auszeichnet, aber mit Ausnahme der Variatorlösungen keine Anpassung an sich ändernde Prozessparameter durch Drehzahlvariabilität bietet. Diese Drehzahlanpassung ermöglichen hingegen hydrostatische Antriebssysteme sehr kostengünstig. Vorteile durch flexible Anordnung und Leistungszuführung haben für eine weite Verbreitung als Baugruppen- und Fahrtrieb in landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen gesorgt. Als zunehmend kritisch ist allerdings die schlechtere Energieausnutzung, die Gefahr der Leckagen und die schwierige Trennung der Versorgungsleitungen bei abnehmbaren Maschinenvorsätzen anzusehen. Einen Ausweg könnten hier elektrische Antriebslösungen ermöglichen. Dazu wird nachfolgend ein alternativer Ansatz vorgestellt und mit der etablierten hydrostatischen Lösung verglichen und bewertet.

## 4 Material und Methode für die Antriebsstrangbewertung

Um die Eignung zweier Antriebssysteme als dynamisch parametrierbare Baugruppenantriebe bewerten zu können, müssen die wesentlichen Anforderungen für den Einsatz in einer mobilen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschine erarbeitet werden. Unabhängig davon ist die Gewichtung der Einzelkriterien für eine Gesamtbewertung projektspezifisch zu definieren.

Zur Quantifizierung der Unterschiede in der Kriterienerfüllung für den Einsatz in einer Erntemaschine ist ein Vergleich unter typischen Einsatzbedingungen und Belastungssituationen notwendig. Der Feldversuch ist hierzu geeignet, um den Betrieb unter realen Einsatzbedingungen zu erproben, sofern nicht auf allgemein gültige Lastzyklen zurück gegriffen werden kann. Für reproduzierbare Aussagen zur Energieeffizienz und zum Wirkungsgrad als Schlüsselkriterien sind hingegen Prüfstandsversuche vorzuziehen. Die alleinige Simulation erscheint hier aufgrund zu vieler unbekannter Rahmenbedingungen als nicht zielführend.

Für beide Ansätze ist aufgrund der genannten fehlenden allgemein anerkannten Lastzyklen die tatsächliche Umsetzung des alternativ zu bewertenden Triebstrangs unumgänglich. Dafür muss ein dieselektrisches Prototypsystem in eine Erntemaschine integriert und in Betrieb genommen werden. Nachfolgend werden dafür die wesentlichen Kriterien abgegrenzt und eine Methode vorgestellt, um ein hydraulisches und ein elektrisches System vergleichend bewerten zu können.

### 4.1 Kriterien zur Bewertung von Antriebssystemen und methodisches Vorgehen

Im Gegensatz zu den zumeist stationären Anwendungen der Industrie muss für den mobilen Einsatzfall in der Landmaschine der Kriterienkatalog erweitert werden. Zusätzliche Anforderungen resultieren aus dem Einsatz auf den nicht befestigten landwirtschaftlichen Nutzflächen und der Verarbeitung von sehr unterschiedlichem Erntegut unter stark variierenden Bedingungen. Zudem muss zum Schutz des Bodens vor Schadverdichtungen das Fahrzeuggewicht möglichst gering gehalten werden und es sind dynamisch adaptierbare Baugruppen notwendig, um die variablen Einsatzbedingungen kompensieren zu können.

Zusammenfassend definieren Teichmann und Bernhardt [TB02] deshalb zur Bewertung mobiler landtechnischer Antriebssysteme folgende Kriterien:

1. Steuer- bzw. Regelbarkeit von Drehzahl, Drehrichtung, Position, Drehmoment,
2. Einbindung in komplexe übergeordnete Steuer- und Regelkreise,
3. einfache Montage an die Baugruppe,
4. dezentraler Aufbau,
5. Entkopplung von Funktionen,
6. hoher Wirkungsgrad,

7. einfacher Aufbau der Antriebseinheit,
8. modularer Aufbau/Baureihen,
9. hohes spezifisches Moment,
10. geringes Gewicht und Volumen.

Für den konkreten Vergleich von hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben wurde in [Har98] bereits ein spezifischer Bewertungskatalog erarbeitet. Neben konstruktiven Kriterien wie Bauraum (Leistungsdichte), Leistungsgewicht und der Notwendigkeit zur Kühlung werden Kriterien für das Betriebsverhalten aufgeführt. Dazu zählen beispielsweise Anfahrcharakteristik, Überlastbarkeit, Regelbarkeit, Emissionsverhalten und Wirkungsgrad. Für eine ökonomische Bewertung werden Preis, Wartungs- und Betriebskosten herangezogen.

Durch die in Kapitel 1 dargestellten Veränderungen in den Rahmenbedingungen gewinnt der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung dabei zunehmend an Bedeutung. Zum einen steigen durch die höheren Kraftstoffpreise die Betriebskosten sehr stark an, wodurch aufwendigere Technik zur Kraftstoffeinsparung ökonomisch sinnvoll wird. Zum anderen steigt der ökologische Druck mit den endlichen fossilen Ressourcen hauszuhalten.

Für die Bewertung verschiedener Triebstrangssysteme nach obigen Kriterien stehen aus Forschungsarbeiten im Bereich der Industrieanwendungen und der Agrartechnik grundlegende Daten zur Verfügung. Allerdings reichen diese für den vorgesehenen Vergleich nicht aus. Offen bleiben dafür:

- Bewertung des Wirkungsgrads und der Energieeffizienz einer geeigneten Systemkonfiguration unter mobilen landtechnischen Einsatzbedingungen und Einsatzzyklen,
- Ermittlung des Leistungsgewichts einer geeigneten Systemkonfiguration und deren Einzelkomponenten,
- Bestimmung der Leistungsdichte einer geeigneten Systemkonfiguration und deren Einzelkomponenten und
- Kosten für die Anschaffung und den Betrieb.

Um diese methodische Lücke zu schließen und um Aussagen über den Wirkungsgrad treffen zu können, werden typische Betriebspunkte anhand stationärer Drehmoment-Drehzahl-Konfigurationen untersucht und verglichen. Der Bewertung der Energieeffizienz liegen hingegen die typischen Einsatzzyklen mit Voll- und Teillastanteilen zugrunde. Abbildung 14 zeigt den Gesamtansatz der vorliegenden Arbeit.

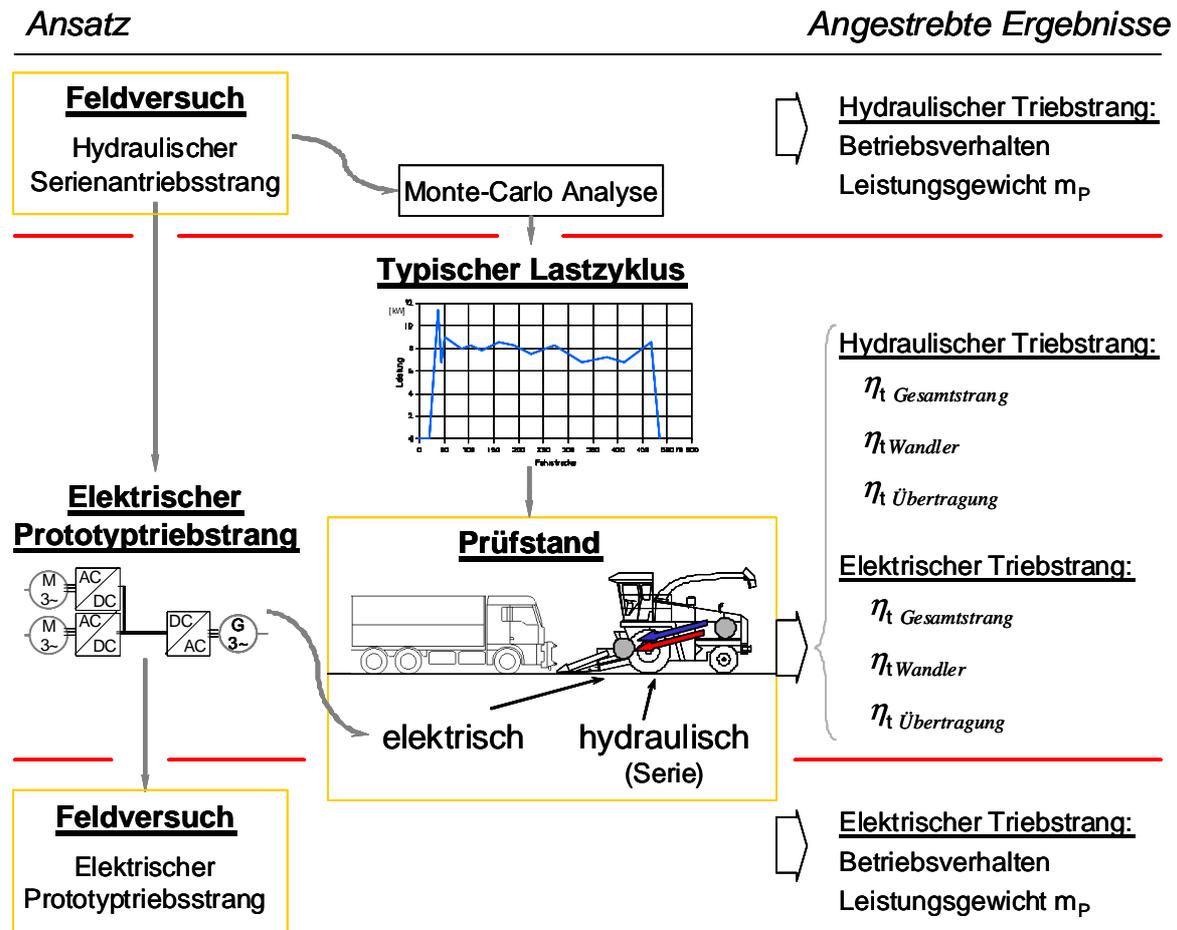


Abbildung 14 Methodischer Ansatz zur Bewertung hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe auf Basis typischer Belastungszyklen

Grundlage sind dabei die im Feldversuch ermittelten Lastdaten der für den Vergleich ausgewählten hydraulischen Baugruppenantriebe Vorsatz und Einzug in einem selbstfahrenden Feldhäcksler. Diese Daten werden genutzt:

- Zur Dimensionierung des elektrischen Prototyp-Antriebssystems,
- zur Abgrenzung typischer Betriebspunkte im Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld der Baugruppen und
- als Datenbasis für die Generierung typischer dynamischer Prüfzyklen.

Die zur Prüfzyklengenerierung nötige Nachbildung von Lastniveaus, Lastgradienten und Häufigkeitsverteilungen der Messdaten in den Prüfzyklen basiert auf einer erweiterten Monte-Carlo Methode (siehe Kapitel 4.6). Dabei werden auch die Wechselwirkungen zwischen den Antrieben berücksichtigt. Diese statistisch typischen Lastzyklen dienen während der Prüfstandsversuche der Ansteuerung von Lastbremsen, um dabei beide Triebstrangalternativen reproduzierbar dynamisch belasten zu können. Dies ermöglicht eine detaillierte Analyse des Leistungsübertragungsverhaltens, indem sowohl der hydraulische Serienantriebsstrang als auch der elektrische Prototyp unter definierten Bedingungen wiederholt beaufschlagt werden kann. Diese Untersuchungen am Prüfstand ermöglichen zusätzlich eine wesentlich detaillier-

tere Analyse, weil dabei leistungsfähigere, nicht mobil einsetzbare, Messtechnik verwendet werden kann. Damit wird es möglich, Wirkungsgrade und Betriebsverhalten sowohl auf der Ebene des Gesamttriebstrangs als auch auf der Ebene der einzelnen Wandler zu erfassen.

Da beide Antriebssysteme die gleiche effektive Leistung im Prozess erbringen, können auch Leistungsgewicht und Leistungsdichte der verbauten Konzepte direkt miteinander verglichen werden. Um die Eignung des Prototypsystems unter Beweis zu stellen, erfolgt anschließend die Validierung im Feldversuch. Dies ermöglicht zusätzlich die Analyse des Betriebsverhaltens unter tatsächlichen Feldbedingungen und ergänzt die Auswertung des Betriebsverhaltens des hydraulischen Triebstrangs.

## 4.2 Hydraulisches Referenzantriebssystem

Als Referenzantriebssystem wird der hydraulische Serienantriebsstrang der Baugruppen Vorsatz und Einzug eines selbstfahrenden Feldhäckslers genutzt (siehe Abbildung 16). Beide werden über je eine Axialkolbenpumpe mit variablem Schluckvolumen im geschlossenen Kreis betrieben. Die Leckageströme und die zur Kühlung ausgespeisten Volumenströme beider Kreise ersetzt eine gemeinsame Speisepumpe. Alle drei Pumpen sind als Mehrfachanordnung am übersetzenden Motorverteilergetriebe montiert. Die beiden Hydraulikmotoren arbeiten jeweils an einem Getriebe mit einstufiger Untersetzung. Dieses ist maschinenseitig hinter der Vorderachse verbaut. Die Leistungsübertragung sowohl an das Einzugsverteilergetriebe als auch in das Vorsatzgerät erfolgt über je eine teleskopierbare Gelenkwelle zum Ausgleich von Relativbewegungen beim Heben und Senken des Vorsatzgerätes. Im betrachteten Maiserntevorsatz „easyCollect“ der Firma Krone (Typ: easyCollect 7500; Baujahr 2005) wird das Drehmoment im Anschluss auf die zwei Teilarbeitsbreiten mittels eines Kegelradgetriebes aufgeteilt und durch mehrere Gelenkwellen je Teilarbeitsbreite über ein Stirnradgetriebe an die beiden Kollektorradwinkelgetriebe übertragen. Dies reduziert die Drehzahl zum Antrieb der Kollektorkette, welche die Pflanzen schneidet und an der Fahrzeuglängsachse zusammenführt. Abbildung 15 zeigt den Versuchsträger im Feldeinsatz, Abbildung 16 verdeutlicht schematisch den Aufbau des hydraulischen Serienantriebsstrangs.

Zum Schutz des Häckselaggregates vor metallischen Fremdkörpern ist der Einzugsmotor mit einer hydraulischen Schnellstop-Funktion ausgestattet. Diese wird über einen in der ersten Einzugstrommel befindlichen Metalldetektor ausgelöst, schaltet über ein Vorsteuerventil den Ölstrom auf Umlauf und bremst zusätzlich den Motor über ein Druckbegrenzungsventil bis zum Stillstand. Dadurch werden Schäden an der Häckseltrommel und am Trommelboden resultierend aus der Aufnahme von ferromagnetischen Fremdkörpern verhindert.



Abbildung 15: Versuchsträger Krone Big X 1000 mit easyCollect 7500 Maisgebiss im Feldeinsatz

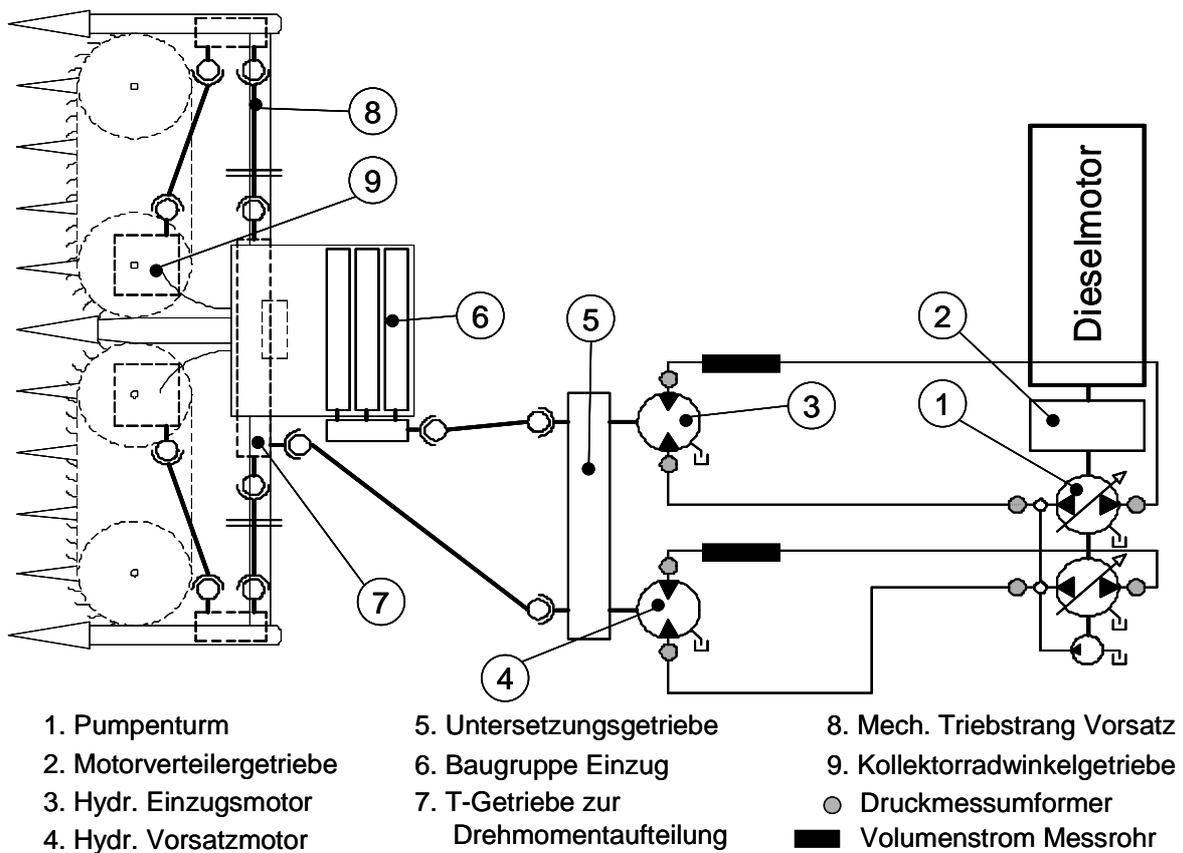


Abbildung 16: Hydraulischer Serienantriebsstrang mit Messstellen zur Erfassung der Belastung

Die Steuerung der Drehzahlen beider Motoren erfolgt durch die Vorgabe eines Sollwertes für die Häcksellänge durch den Fahrer am Bedienterminal. Dieser Sollwert legt die Ausschwen-

kung der Pumpen fest. Die Aussteuerung erfolgt dabei entlang einer Rampenfunktion durch Ansteuerung mit eingepprägtem Strom. So wird das Verhältnis zwischen Trommeldrehzahl und Vorschub der Einzugwalzen fixiert, welches die theoretische Häcksellänge bestimmt.

Die Drehzahl des Vorsatzgerätes wird dabei proportional zur Einzugsdrehzahl gesteuert. Eine Minderung der Häckseltrommeldrehzahl bedingt durch die Drückung des Dieselmotors wird dabei automatisch durch die damit ebenfalls geminderte Pumpenantriebsdrehzahl bei gleichbleibender Ausschwenkung kompensiert. So reduzieren sich proportional das Fördervolumen und damit auch die Drehzahl der Baugruppenantriebe.

### **4.3 Ermittlung von Belastungszyklen ausgewählter Baugruppen im Feldversuch**

Als Basis für die Auslegung des diesel-elektrischen Prototypantriebssystems und zur Generierung typischer Belastungszyklen wurden die Belastungen am Vorsatz und am Einzug getrennt im Feldeinsatz gemessen. Als Versuchsmaschine stand ein Feldhäcksler Big X V8 mit 10-reihigem reihenunabhängigem Maisgebiss (Krone Big X V8; Baujahr 2005; Serienstand) zur Verfügung. Die Datenerhebung erfolgte im Standardbetrieb im Raum Spelle im Herbst 2005.

#### **4.3.1 Messmethodik zur Gewinnung typischer Belastungsdaten im Feldversuch**

Zur Bestimmung der Lastmomente und Drehzahlen an den Baugruppen wurde an beiden Pumpen und beiden Motoren die hydraulische Leistung gemessen. Diese basiert auf einer Differenzdruckmessung am jeweiligen Aggregat und der Ermittlung des durch die Pumpe im geschlossenen Kreis umgewälzten Ölstroms. Die Speisepumpe konnte nicht differenziert betrachtet werden, weil diese als Kompaktaggregat in den Pumpenturm integriert ist und die Ölführung innenliegend erfolgt.

Die erfassten Daten repräsentieren drei verschiedene Fahrer und den Einsatz bei unterschiedlichen Witterungsbedingungen. Zudem sind darin unterschiedliche Betriebe mit unterschiedlichen Schlägen, Sorten und unterschiedliche Abfuhrlogistiken enthalten.

#### **4.3.2 Messtechnik**

Für die Druckmessung wurden Druckmessumformer vom Typ Danfoss MBS 3250 montiert. Diese weisen bei einem Messbereich bis 400 bar eine Genauigkeit von 0,5 % FS (Full Scale), Linearitätsabweichungen kleiner 0,2 % FS und einen thermischen Fehler von kleiner 1 % FS auf. Die Messung der beiden Volumenströme basiert auf zwei Turbinendurchflusssonden der Firma Hydrotechnik (Typ: RE3-400 und RE3-450) mit einem Messbereich jeweils zwischen 15 und 300 l/min. Zur Datenverarbeitung und Kalibrierung der Sensoren diente ein MOPS-Signalerfassungssystem (Modularer Prozessorgesteuerter Signalerfasser) der Firma CAESAR Datensysteme. Mittels einer Frequenzwandlerkarte wurden die Rechtecksignale der Induktiv-aufnehmer der Turbinenmesssonden und mittels einer A/D-Wandlerkarte die analogen Signale der Druckaufnehmer jeweils mit einer Auflösung von 12 bit abgetastet. Das DGPS-Signal

eines Trimble AgGPS 132 wurde über eine serielle Schnittstelle einer BUS-Interface Karte ins Signalerfassungssystem als NMEA-String gespeist. Über ein BUS-Protokoll wurden geographische Länge, Breite, Höhe und Zeit auf den MOPS-internen BUS zur Verfügung gestellt. Die Speicherung der Daten erfolgte mit einer Abtastrate von 30 Hz extern auf einem über PCMCIA-Karte verbundenen Notebook in einem proprietären Format.

#### 4.3.3 Kennwerte des hydraulischen Referenzantriebssystems von Vorsatz und Einzug

In Tabelle 4 sind die Kennwerte des hydraulischen Vorsatz- und Einzugsantriebs für die Bedingungen der Silomaisernete zusammengestellt. Bei den eingesetzten hydraulischen Pumpen und Motoren der Firma Sauer-Danfoss handelt es sich jeweils um Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise. Das Schluckvolumen der Motoren ist konstant, zur Drehzahlanpassung werden Pumpen mit variablem Schluckvolumen eingesetzt.

Tabelle 4: Kennwerte des hydraulischen Antriebs für Vorsatz und Einzug

	Einzug		Vorsatz	
	Pumpe	Motor	Pumpe	Motor
Typ	Sauer-Danfoss 90R100	Sauer-Danfoss 90M75	Sauer-Danfoss 90R55	Sauer-Danfoss 90M55
Schluckvolumen [ccm]	0-100	75	0-55	55
Druck [bar]	0 - 320		0 - 210	
Druck am häufigsten Betriebspunkt [bar]	165		122	
Systemdruck Nominell (Hersteller) [bar] )**	420		420	
Volumenstrom [l/min]	0 - 125		0 - 144	
Volumenstrom am häufigsten Betriebspunkt [l/min]	99		117	
Ausschwenkung [%])*	36 %	-	81 %	-
Drehzahl [1/min] )*	0 - 2910	0 - 2070	0 - 2910	0 - 2850
Drehzahl im häufigsten Arbeitspunkt [1/min] )*	2690	1400	2690	2117
Nenn Drehzahl (Hersteller) [1/min] )**	3300	3600	3900	3900
Drehmoment [Nm] )*	0 - 255	0 - 430	0 - 200	-40 - 160
Drehmoment im häufigsten Arbeitspunkt [Nm] )*	96	185	83	106
Leistung am häufigsten Betriebspunkt [kW] )*	27,1		23,5	

\*) berechnete Größen

\*\* ) Werksangaben Sauer-Danfoss

Die dargestellten hydraulischen Parameter und Pumpendrehzahlen entstammen den Messdaten der Feldversuche im Herbst 2005. Die Angaben zur Pumpenausschwenkung und den mechanischen Leistungen sind aus den hydraulischen Größen ohne Berücksichtigung von Verlusten berechnet.

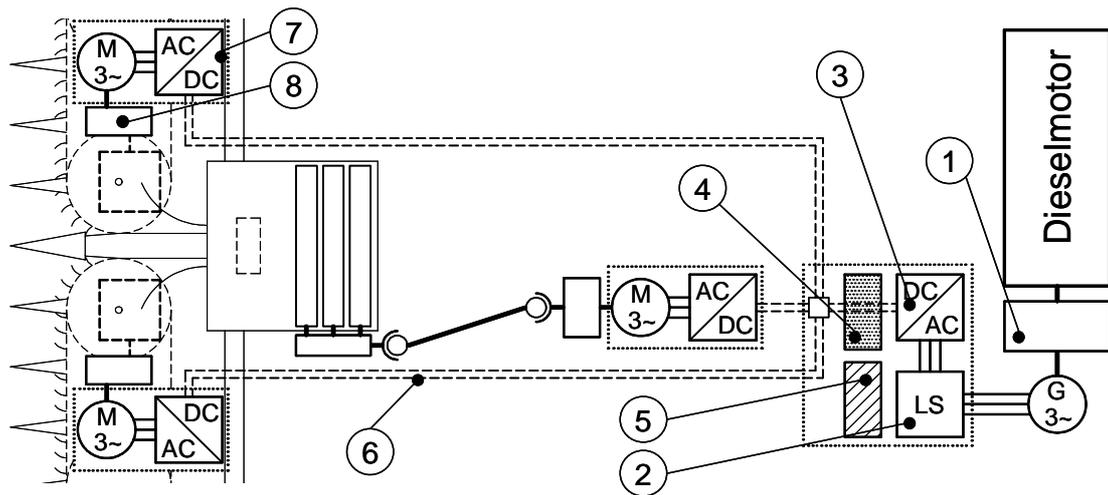
Beide Antriebskreise arbeiten demnach mit typischen Systemdrücken zwischen 30 % und 40 % der von dem Hersteller angegebenen nominellen Drücke der Aggregate und damit im optimalen Bereich des Wirkungsgradkennfeldes [SDM05]. Die geringe Ausschwenkung der Pumpe im Einzugskreis von 36 % ist dadurch begründet, dass mit der Pumpe zusätzliche Förderleistung für höhere Drehzahlen des Einzugsmotors für andere Häckselgüter vorgehalten werden muss. Beispielsweise werden für den Einsatz zur Grassilagebereitung mit Pick-Up Drehzahlen bis maximal 3550 1/min am Einzugsmotor notwendig, um durch höhere Vorschubgeschwindigkeit die Schnittlänge des Häckselgutes erhöhen zu können. Die geringe Ausschwenkung hier lässt laut Herstellerdatenblatt [SDP05] den zu erwartenden Gesamtwirkungsgrad der Pumpe um ca. 12 % im Vergleich zum voll ausgeschwenkten Betrieb sinken. Die Ausschwenkung der Pumpe im Vorsatzantrieb von 81 % verdeutlicht, dass hier nur noch geringe Drehzahlreserven vorhanden sind. Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ist dadurch nur geringfügig gemindert.

#### **4.4 Dieselelektrisches Prototypantriebssystem**

Auf Basis dieser Belastungsdaten aus dem Feldversuch 2005 wurde als Alternative zum hydraulischen Antriebsstrang ein dieselelektrisches Pendant dimensioniert. Angestrebt wurde dabei eine möglichst vollständige Integration des elektrischen Antriebsstranges in die Serienmaschine und in dessen Steuerungs- und Regelungssystem. Es galt vorhandene Bauräume und Komponenten zu nutzen und zugleich die volle Funktionalität und Bedienbarkeit zu erhalten. Als Versuchsträger diente ein von der Firma Krone zur Verfügung gestellter Feldhäcksler Big X 1000 (Vorserienstand) mit einem 8-reihigen reihenunabhängigen easyCollect-Maisgebiss ohne Putzerscheiben (Prototyp) (siehe Abbildung 15).

Zur Versorgung des elektrischen Triebstranges wurde im Versuchsträger der Pumpenturm der Hydraulik am Motorverteilergetriebe direkt durch einen permanenterregten Synchrongenerator ersetzt. Der Generator ist deshalb auf das Drehzahlniveau der Pumpen ausgelegt. Getriebeseitig ist nur der Flansch angepasst. Das Übersetzungsverhältnis konnte beibehalten werden, um eine schnelle Austauschbarkeit bei den späteren Prüfstandsversuchen zu gewährleisten. Die elektrische Maschine für den Einzug ersetzt ebenfalls direkt dessen hydraulisches Gegenstück am Untersetzungsgetriebe hinter der Vorderachse. Im Gegensatz dazu wurde für den Antrieb des Vorsatzes in jeder Teilarbeitsbreite je eine elektrische Antriebsmaschine mit Reduziergetriebe direkt am Winkelgetriebe des Kettenrades positioniert. Im Vorsatz konnte so der hydraulische Wandler samt mechanischem Übertragungsstrang ersetzt werden.

Um das Leistungsgewicht zu optimieren und die Kühlung auch unter widrigen Feldbedingungen gewährleisten zu können, wurden Generator, Motoren, Gleichrichterbrücke und Wechselrichter flüssigkeitsgekühlt ausgeführt. Als Kühlmittel kam ein Standard Wasser-Glykol-Gemisch zum Einsatz. Einen Überblick über das Antriebssystem ohne Kühlkreis gibt Abbildung 17.



- |                        |  |                                  |
|------------------------|--|----------------------------------|
| 1. Synchrongenerator   | 4. Zwischenkreiskondensatoren & Bremswiderstände | 6. Zwischenkreis (400 – 750 VDC) |
| 2. Leistungsschalter   | 5. Steuerung und Sicherheit                      | 7. Motor mit Wechselrichter      |
| 3. Gleichrichterbrücke |  | 8. Planetengetriebe              |

Abbildung 17: Deselelektrischer Prototyptriebstrang für Vorsatz und Einzug ohne Kühlsystem

#### 4.4.1 Elektrische Maschinen und Leistungsübertragung

Für die Speisung des Zwischenkreises wird ein unregelter permanenterregter Synchrongenerator (1) mit einer Eckleistung von 100 kW eingesetzt. Die ausgangsseitige 3-phasige Drehstromleistung speist über eine ungesteuerte Diodengleichrichterbrücke (3) den zur Leistungsverteilung genutzten Gleichspannungszwischenkreis (6). Dies hat Schwankungen der Zwischenkreisspannung zwischen 400 und 750 V DC zur Folge, weil die Ausgangsspannung des Generators proportional zu seiner Eingangsdrehzahl und außerdem abhängig von der anliegenden Last ist. Transienten der Zwischenkreisspannung werden über Zwischenkreiskondensatoren (4) gedämpft.

Als Antriebsmaschinen kommen drei wassergekühlte Reluktanzmotoren mit in den Klemmkästen integrierten Wechselrichtern (7) zum Einsatz. Tabelle 5 fasst die Daten der eingesetzten elektrischen Maschinen des schweizerischen Herstellers SERVAX-Landert Motoren AG zusammen.

Tabelle 5: Eckdaten der eingesetzten elektrischen Maschinen

	Generator	Einzugsmotor	Vorsatzmotor
Typenbezeichnung	GHP-M-132-08AD	IHP-S-132-04AD	IHP-D-112-04AB
Bauform	Synchrongenerator	geregelter Reluktanzmotor SRM (sensorless)	
Erregung	permanentterregt	fremderregt	
Nennmoment $M_N$ [Nm]	ca. 370	300	74
Nenndrehzahl $n_N$ [1/min]	2560	1500	2560
Nennleistung $P_{Nenn}$ [kW]	ca. 100	47	20
Maximalmoment $M_{max}$ [Nm]	--	460	170
Minimaldrehzahl $n_{min}$ *) [1/min]	1460	0	0
Maximaldrehzahl $n_{max}$ [1/min]	2560	3550	2800
Kühlung	IC 71 W7	IC 71 W7	IC 71 W7
Schutzart	IP 56	IP 56	IP 56

\*) unterhalb der Minimaldrehzahl ist die vom Generator bereitgestellte Spannung für den Betrieb der Verbraucher zu gering

Bedingt durch die Spannungsabhängigkeit der an den Motoren erzielbaren Leistungen ist es notwendig für den gesamten auftretenden Spannungsbereich Nennpunkte zu definieren. Als vorteilhaft erweist sich hier, dass mit zunehmender Dieselmotordrückung und damit sinkender Spannung im Zwischenkreis, die geforderten Nenndrehzahlen ebenfalls reduziert werden können. So bleibt das Verhältnis zwischen Trommeldrehzahl und Baugruppendrehzahlen konstant und zugleich beschränkt dies die Anforderungen an den Generator hinsichtlich des bereitzustellenden Stromes bei sinkender Drehzahl.

Die Bauform des Reluktanzmotors ist wegen ihres einfachen und dadurch robusten und kostengünstigen Aufbaus gewählt worden, auch wenn dafür geringe Einbußen im Wirkungsgrad zu erwarten sind (hinzu kam die Verfügbarkeit im engen Zeitrahmen des Versuchs). Grund dafür ist die über die Anschlussklemmen zuzuführende Erregungsblindleistung. Dafür konnten aber die Vorteile des einfachen Aufbaus des Rotors genutzt werden, der durch seine ausgeprägten Pole ohne Wicklungen auskommt und so sehr robust und wärmebeständig baut [DFFB05].

#### 4.4.2 Notwendige Peripheriesysteme

Die zulässigen Temperaturen der eingesetzten Elektromotoren und insbesondere der Leistungshalbleiter erfordern eine Kühlmittelvorlauftemperatur von unter 50 °C, um die geforderte Lebensdauer zu gewährleisten. Deshalb wurde im Prototyp ein zusätzlicher Kühlkreislauf mit elektrischer Kühlmittelpumpe und Kühler installiert. Für die abzuführenden Wärmemengen wurde für alle Verlustquellen der schlechteste Wirkungsgrad angenommen, um den Feldeinsatz unter allen Umständen gewährleisten zu können. Daraus resultiert eine elektrische

Kühlmittelpumpe mit einer Förderleistung von 43 l/min und ein Kühler mit einer Blockgröße von 1350 x 1660 mm. Der Gesamtförderstrom wird über Stromventile aus der Heizungstechnik bedarfsgerecht auf folgende parallele Kreise aufgeteilt:

- Einzugsmotor: 10 l/min
- Vorsatzmotor linke Teilbreite: 7 l/min
- Vorsatzmotor rechte Teilbreite: 7 l/min
- Generator: 12 l/min
- Gleichrichterbrücke und Bremswiderstände (in Serie): 7 l/min

Das Kühlsystem wird zum Schutz der Antriebe ab Aktivierung des elektrischen Systems dauerhaft gespeist (Prototypen aktueller Projekte zeigen aber bereits die Realisierbarkeit von Kühlmitteltemperaturniveaus für Leistungselektronik zwischen 105 °C und 120 °C auf [MPSS06]. Somit steht eine serienmäßige Kühlung über den Motorkühlkreislauf in Aussicht).

Zum Schutz gegen elektrischen Schlag unter Fehlerbedingungen (gemäß DIN VDE 0100-410) ist ein Isolationswächter der Firma W. Bender GmbH & Co. KG installiert. Dieser detektiert Isolationsfehler in Bezug auf die Fahrzeugmasse über Gleich- und Wechselrichter hinweg. Über ein Industriesteuergerät, welches Inbetriebnahme und Betrieb überwacht, werden bei Meldung eines Isolationsfehlers zwei Fehlerfälle differenziert. Tritt ein Isolationsfehler auf, trennt dieses grundsätzlich den Generator über einen Leistungsschalter vom Zwischenkreis. Damit abgedeckt sind alle Erdschlüsse in der Gleichrichterbrücke, im Zwischenkreis und den Motoren. Ist der Fehler weiterhin detektierbar, muss dies auf einen Schaden im Generator oder der Kabelverbindung zwischen Generator und Leistungsschalter zurückzuführen sein und die Maschine wird stillgelegt. Eine Trennkupplung, um den Generator bei Bedarf vom Getriebe abzukoppeln, ist nicht vorhanden, da diese für den normalen Betrieb nicht notwendig ist und ein Isolationsfehler am Generator nur mit geringer Wahrscheinlichkeit auftritt.

Um die Isolationsüberwachung zu ermöglichen ist das elektrische Netz als vollständig von der Fahrzeugmasse isoliertes IT-System (frz. Isolè Terrè) ohne geerdeten Sternpunkt ausgeführt. Dabei stellt der einfache Fehlerfall keine Gefährdung für Maschine oder Fahrer dar, weil der Stromkreis erst durch einen zweiten Fehlerfall geschlossen wäre. Einen typischen einfachen Fehler stellt beispielsweise der sogenannte Erdschluss dar, wenn eine Phase Kontakt zur Fahrzeugmasse hat. Nach [Hof03] zeigt das IT-System im Bezug auf die Betriebssicherheit folgende Vorteile:

- Mit Hilfe der Isolationsüberwachung kann das elektrische Netz in einem Zustand hoher Zuverlässigkeit gehalten werden,
- ein einphasiger Erdschluss beeinträchtigt den Betrieb nicht,

- durch kontinuierliche Überwachung des Isolationszustandes ist eine vorbeugende Wartung möglich,
- fehlerhafte Geräte werden beim Zuschalten erkannt,
- auch das abgeschaltete Netz kann überwacht werden (begrenzt auch über Wechsel- und Gleichrichter hinweg).

Dadurch bietet das IT-System eine höhere Betriebssicherheit als andere Stromversorgungssysteme.

Durch die Isolationsüberwachung nicht abgedeckt werden Wicklungs- und Windungsschlüsse in Generator oder Motor. Diese sind aber nur indirekt, d.h. durch übermäßige Erwärmung eine Gefahr für Mensch oder Maschine und werden ausreichend schnell durch eine integrierte Überwachung der Wicklungstemperatur in den Motoren detektiert. Treten Übertemperaturen auf, wird der entsprechende Motor abgeschaltet oder bei Übertemperatur am Generator dem Fahrer eine Warnmeldung ausgegeben.

Zum Schutz der Geräte bei Kurzschlüssen sind zentral im Schaltschrank für alle zu den Verbrauchern abgehenden Leitungen Schmelzsicherungen verbaut.

#### **4.4.3 Steuerung und Kommunikation im elektrischen System**

Eine der Anforderung für den Bau des Prototyps war die Integration des neuen Antriebs in das vorhandene Bedienkonzept. Die Aktivierung der Baugruppen erfolgt deshalb weiterhin am Bedienhebel. Das Einstellen der gewünschten Häcksellänge und damit die Vorgabe einer Solldrehzahl für die Verbraucher verbleiben ohne Veränderung der Mensch-Maschine-Schnittstelle am Bedienterminal des Häckslers.

Auf das vorhandene Steuergerät zurückgreifend wird für die Drehzahlsollwertvorgabe an den Modulen deshalb der Ansteuerstrom zur Auslenkung der hydraulischen Schwenkpumpen verwendet. Um die Drehzahl an die Drückung des Dieselmotors anpassen zu können, wird zusätzlich über einen Induktivaufnehmer die Drehzahl des Dieselmotors im Steuergerät der Gleichrichterbrücke ausgewertet. Dieses so genannte „Supply-Modul“ dient dem Nutzer als Parametrierungsschnittstelle für alle Einzelmodule und bietet Zugriff auf die Reglerparameter der Drehzahlregelung der Motoren. Zusätzlich sind darin Plausibilitätsabfragen und Schutzfunktionen für die Verbraucher realisiert, wie beispielsweise das Abschalten bei Übertemperatur. Die Vernetzung der Verbraucher und des Supply-Moduls erfolgt über einen proprietären Ring-BUS der zum internen Datenaustausch genutzt wird. Über diesen wird auch ein aus dem Drehzahlniveau des Dieselmotors errechneter Korrekturfaktor an die Verbraucher kommuniziert, der es erlaubt, das über eine separate Leitung anliegende Drehzahlsollwertsignal aus dem Steuerstrom der Pumpen anzupassen.

#### **4.5 Ermittlung des Betriebsverhaltens des dieselektrischen Triebstrangs im Feld**

Um ergänzend zum hydraulischen Triebstrang auch das Betriebsverhalten des dieselektrischen Antriebssystems analysieren zu können wurde der Prototyp im Herbst 2006 während der Silomaisernte eingesetzt. An vier Versuchstagen wurde dabei eine Fläche von ca. 100 ha beerntet und die Maschine auf einem Versuchsgut der TU München und bei einer ortsansässigen Biogasanlage eingesetzt. Dabei wurde an unterschiedlichen Standorten in Zusammenarbeit mit verschiedenen Abfuhrfahrzeugen und in unterschiedliche Sorten gearbeitet. Während der gesamten Versuchsdauer sind dabei keine Probleme am dieselektrischen Triebstrang aufgetreten.

Zur Dokumentation des Betriebsverhaltens wurden während der Versuchsdauer folgende Parameter des elektrischen Systems mit einer Abtastrate von 100 Hz erfasst und gespeichert:

- Zeit,
- Spannung im Gleichspannungszwischenkreis,
- Effektivstrom am Einzugsmotor (AC-seitig),
- Effektivstrom an den Vorsatzmotor links und rechts (AC-seitig),
- Drehzahl am Einzugsmotor,
- Drehzahl der Vorsatzmotoren links und rechts,
- Temperatur an der Gleichrichterbrücke.

Diese Parameter sind auf dem BUS-System zur Vernetzung der Leistungselektronik und Steuerung der Elektromaschinen verfügbar. Die vom Hersteller zur Verfügung gestellte Software „XWave3“ zur Parametrierung der Leistungselektronik bietet in einer Oszilloskop-Funktion die Möglichkeit, diese Parameter von den einzelnen Modulen per BUS-Request anzufragen und auf einem externen Notebook über eine RS-232 Schnittstelle abzuspeichern.

#### **4.6 Generierung von Lastzyklen**

Im Vergleich zur stationären Anwendung unterscheiden sich die Belastungen in den Erntemaschinen insbesondere dadurch, dass typischerweise dynamische Lastprofile auftreten. Diese resultieren zum einen aus Verfahren und aus Schlag- und Bearbeitungsform, welche die Sequenzen und die zeitlichen Anteile von Arbeitsfahrt, Wende- und Stillstandszeiten bestimmen. Zum anderen sind typische Lastschwankungen an den Baugruppen bedingt durch ungleichmäßigen Materialdurchsatz infolge von Bestandsheterogenitäten, Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit und sich verändernde Materialparameter wie beispielsweise Feuchte oder Verunkrautung.

Traktor-Management Systeme begegnen diesen neuen Anforderungen bereits durch eine Verknüpfung von Motor- und Getriebesteuerung und streben eine ganzheitliche Optimierung an. Neue Bewertungstests wie der DLG PowerMix-Test für Traktoren berücksichtigen dies [Deg05]. Im Bereich der selbstfahrenden Erntemaschinen wird eine weitere Steigerung der Durchsatzleistung durch intelligente Automatisierungssysteme erwartet, welche die wesentlichen Baugruppen miteinander vernetzen und dynamisch anpassen [Boe00][Kut01].

Da aus diesen Schwankungen ein deutlich unterschiedliches Einsatzspektrum für die Antriebe in der landwirtschaftlichen Applikation resultiert, müssen diese im Prüfstandsversuch mit dargestellt werden.

Nachfolgend wird deshalb ein statistischer Ansatz vorgestellt, um aus im Feldversuch gewonnenen Messdaten Prüfzyklen zu extrahieren. Ziel ist dabei die während der Aufzeichnung auftretenden Belastungssituationen und Wechselwirkungen zwischen den Antrieben in ihrer Streuung, ihrem dynamischen Verhalten und ihrer Häufigkeitsverteilung wieder statistisch repräsentativ im Prüfzyklus abzubilden.

Dazu wird die Häufigkeitsverteilung der Arbeitspunkte in den Messdaten analysiert und diese zur Vorhersage der Lastpunkte im Prüfzyklus genutzt. Dies ist als modifizierte Monte-Carlo Methode bekannt und wurde durch die Automobilindustrie weiterentwickelt um Fahrzyklen abzuleiten, welche aus Fahrgeschwindigkeit und Beschleunigung definiert sind [Imm97]. Da die Drehzahl der Baugruppen durch den Prozess vorgegeben ist, folglich von der Maschine autonom gehalten oder gestellt werden muss, beschränkt sich der Prüfzyklus auf die Vorgabe einer Abfolge von Lastmomenten für die beiden Baugruppen.

Allerdings ist es für die obig beschriebene Aufgabenstellung nötig diesen Ansatz zu erweitern. Zum einen, um die Differenzierung unterschiedlicher Phasenabschnitte mit Volllast oder Teillast zu ermöglichen, weil diese typisch sind für landwirtschaftliche Verfahrensabläufe. Zum anderen, um Wechselwirkungen zwischen verschiedenen Baugruppen mit berücksichtigen zu können, welche durch die sequentielle Materialverarbeitung auftreten.

Nachfolgend wird die Datenaufbereitung beispielhaft beschrieben. Aufgrund des statistischen Ansatzes gilt es dabei verschiedene Aspekte zu berücksichtigen:

1. Der zugrunde gelegte Messdatensatz muss alle Bedingungen und Betriebspunkte in den entsprechenden Anteilen beinhalten. Als Basis für die Generierung von typischen Momentzyklen ist es notwendig, unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten, Fahrer, Erträge, Sorten und Abfuhrlogistiken zu berücksichtigen.
2. Die zu simulierenden Größen müssen den gemessenen entsprechen oder aus den gemessenen berechenbar sein. Hier wird zum Erstellen eines Drehmoment- oder Leistungszyklus für einen hydraulischen Antriebsstrang die hydraulische Leistung mit Vo-

lumenstrom und Druckdifferenz bestimmt. Das vorliegende Drehmoment ist bei bekanntem Wirkungsgrad zu berechnen.

3. Vor der Datenaufbereitung ist es notwendig, diese in relevante Arbeitsphasen zu unterteilen. Ohne diese Aufteilung wären die Phasen bedingt durch den statistischen Ansatz anschließend nicht mehr differenzierbar.

#### **4.6.1 Datenbasis und Differenzierung in Arbeitsphasen**

Als Grundlage für die Generierung der Prüfzyklen dienen die im Feldversuch 2005 erhobenen Daten zum Leistungsbedarf. Bekanntermaßen ist aber der Wirkungsgrad, insbesondere auch bei der Hydraulik, abhängig von der Auslastung.

Um den Wirkungsgrad in den verschiedenen Arbeitsphasen differenzieren zu können, müssen deshalb vor der Generierung der Prüfzyklen die Messdaten in die Arbeitsphasen differenziert und Teilzyklen für jeden der Phasenabschnitte unabhängig berechnet werden. Aufgrund des statistischen Ansatzes basierend auf Häufigkeitsverteilungen, wären ansonsten die Phasen nur noch statistisch durchmischte vertreten und nicht mehr zu unterscheiden. Die Differenzierung der Phasen erlaubt es zusätzlich, daraus unterschiedliche Prüfzyklen zu erzeugen. Zum einen kann durch wiederholtes Aneinanderreihen, zum anderen durch Variation der Länge der Teilzyklen eine Anpassung an unterschiedliche Last-Pause-Verhältnisse und Zyklendauern erfolgen. Dies erlaubt das Darstellen unterschiedlicher Schlagstrukturen, Transportketten oder Überladeverfahren in den Prüfzyklen.

Um weiterführende Untersuchungen des Verhaltens zu ermöglichen, werden die Messdaten in sieben Phasenabschnitte differenziert. Dabei ist insbesondere das An- und Abschalten genauer unterteilt, um das maschinentypische Verhalten mit Überschwingen und Verzögerungen zu unterscheiden. Diese sind nicht durch äußere Faktoren bedingt und sollen deshalb im Prüfzyklus nicht wiedergegeben werden. Abbildung 26 zeigt einen gemessenen Belastungszyklus des Einzugsantriebes am Feldhäcksler. Die Aufteilung der Messdaten erfolgt mit einer sequentiell arbeitenden Filterroutine. Diese nutzt die typischen Phasenfolgen im Arbeitsablauf aus und ordnet die sequentiell gelesenen Messdaten solange einem Phasenabschnitt zu bis die Übergangskriterien zur darauf folgenden Phase erfüllt sind. Dieser Schritt der Messdatenaufbereitung wurde ebenso wie alle folgenden in SCILAB (Open Source platform for numerical calculation; [www.scilab.org](http://www.scilab.org)) umgesetzt. Abbildung 18 gibt einen Überblick über die Datenverarbeitungsschritte ausgehend von der Differenzierung der gemessenen Prozessdaten bis hin zu der Rekombination (Sequencing) des Prüfzyklus.

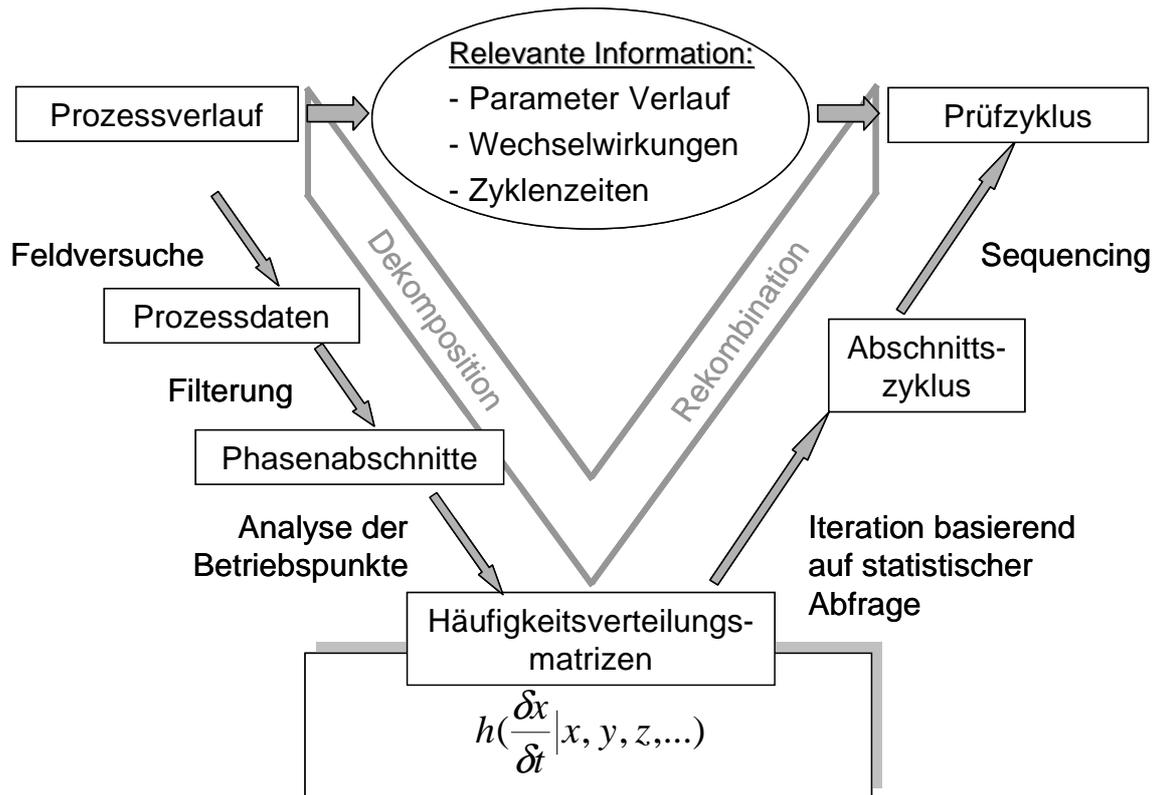


Abbildung 18: Überblick über die Datenverarbeitung zur Prüfzyklengenerierung

#### 4.6.2 Verteilungsmatrizen und Kenngrößen zur Beschreibung des Lastverhaltens

Der zweite Schritt in der Datenaufbereitung ist die Klassierung der gemessenen Betriebspunkte und die Berechnung einer Häufigkeitsverteilungsmatrix. Mit den Grunddimensionen Drehmoment und Drehmomentgradient beschreibt diese zum einen die Wahrscheinlichkeit des Auftretens bestimmter Arbeitspunkte, wie auch die Wahrscheinlichkeit des Übergangs zwischen den Betriebspunkten. Je nach Problemstellung kann so der gesamte Triebstrang oder ein einzelnes Antriebsaggregat beschrieben werden. Die Dimensionalität der Verteilungsmatrizen richtet sich nach dem zu beschreibenden Problem. Für die Reproduzierung des Lastverlaufes an einem Einzelaggregat ist eine Matrix mit den Dimensionen Drehmoment und Drehmomentgradient notwendig. Um dessen Verhalten in Abhängigkeit vom Gesamtsystem abzubilden, ist eine zusätzliche, das Gesamtsystem beschreibende Dimension notwendig. Diese wird als Führungsvariable für alle Baugruppen genutzt, um Wechselwirkungen zwischen den Baugruppen darstellen zu können. Für die Prüfung der beiden Antriebsstränge des Feldhäckslers am Prüfstand sind zwei voneinander abhängige Drehmomentzyklen als Prüfzyklen für Vorsatz und Einzug notwendig. Diese dienen als Sollwertvorgabe für die Lastmaschinen des Prüfstandes. Die Drehzahlführung erfolgt durch die Steuerung des Feldhäckslers. Dazu werden die an den Aggregaten gemessenen hydraulischen Leistungsdaten aus Druckdifferenz und Volumenstrom mittels des Wirkungsgrades im Bestpunkt der Aggregate in einen Drehmoment- und Drehzahlverlauf umgerechnet. Für den Prüfzyklus dient das Moment am Vorsatz als Führungsgröße, das Moment des Einzuges wird in Abhängigkeit dazu generiert. Für

den Zyklus am Vorsatz wird dazu eine Häufigkeitsverteilungsmatrix mit den Dimensionen Drehmoment und Drehmomentgradient berechnet. Zur Berechnung des Zyklus am Einzug müssen Drehmoment und Drehmomentgradient zusätzlich in Abhängigkeit von der Führungsgröße, also dem Drehmoment am Vorsatz, berechnet werden.

### 4.6.3 Iteration von Prüfzyklen

Als Ausgangspunkt für die Berechnung der Drehmomentverläufe werden obige Verteilungsmatrizen in Summenhäufigkeitsmatrizen überführt, wobei die Summenhäufigkeit jeweils für eine Drehmomentklasse berechnet wird. Ausgehend vom aktuellen Lastmoment beschreiben diese Matrizen die Auftretenswahrscheinlichkeit aller in dieser Drehmomentklasse möglichen Drehmomentgradienten. In mehrdimensionalen Matrizen, welche eine oder mehrere Abhängigkeiten beschreiben, muss die Führungsvariable zusätzlich als Input zur Verfügung stehen. Das Verhalten der Führungsgröße ist also parallel oder vorab bereits zu berechnen. Damit kann der Verlauf des Drehmoments auf Basis folgender Iteration berechnet werden:

$$x_i = x_{i-1} + \frac{\delta x}{\delta t} \Delta t \quad \text{Gl. 4.1}$$

für:

$i=1$  bis  $n$ , mit  $n \cdot \Delta t =$  Laufzeit des Zyklusabschnittes

$x_i$ : zu berechnender Wert (Druck, Drehmoment, Leistung)

$x_{i-1}$ : Ausgangswert

$\delta x / \delta t$ : Parametergradient interpoliert aus der Häufigkeitsverteilungsmatrix

mit  $\delta x / \delta t = f(x_i, \text{Führungsvariable}(n), u)$

Zur Interpolation der Parametergradienten werden in jedem Iterationsschritt gleichverteilte Zufallszahlen  $u$  als Übergangswahrscheinlichkeit zwischen den Lastpunkten verwendet. In der durch den Startwert  $x_{i-1}$  definierten Parameterklasse ist so der mit der Wahrscheinlichkeit  $u$  auftretende Parametergradient eindeutig bestimmt und kann für die Berechnung des folgenden Parameterwertes  $x_i$  verwendet werden. Abbildung 19 zeigt eine typische Summenhäufigkeitsmatrix und verdeutlicht das Vorgehen bei der Interpolation des Gradienten.

Um den Lastverlauf am Einzugsantrieb als abhängige Variable zu simulieren, wird vorab der Drehmomentverlauf des Vorsatzantriebes berechnet und für die Iteration des Moments am Einzugsantrieb als Führungsgröße verwendet.

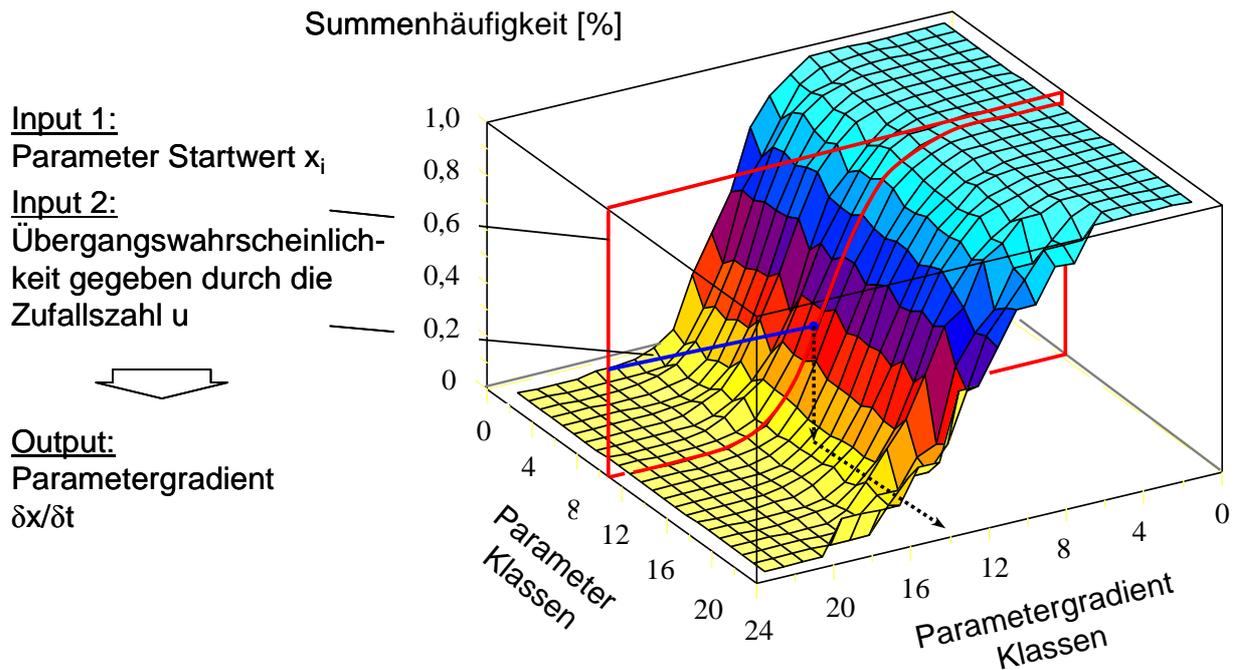


Abbildung 19: Interpolation des auftretenden Gradienten aus der Summenhäufigkeitsmatrix

#### 4.7 Wirkungsgraduntersuchungen am Prüfstand

Wie eingangs in der Zielstellung formuliert, werden zwei alternative Antriebslösungen hinsichtlich ihrer Wirkungsgrade an typischen Betriebspunkten und ihrer Energieeffizienz während typischer Zyklen beurteilt. Um den gesamten Triebstrang mit abbilden zu können, wird der reale dieselmotorische Antrieb und der Triebstrang des Versuchsträgers genutzt. Am Prüfstand werden beide Baugruppen zeitgleich mit individuellen Lastmomenten beaufschlagt. Die zeitgleiche Belastung ist essentiell, um auch an der Leistungsversorgung das typische Lastniveau abzubilden. So ist ein repräsentatives Lastniveau auch bei der zentralen Versorgung durch den Generator darstellbar und es werden Wechselwirkungen berücksichtigt.

Dies stellt allerdings sehr spezielle Anforderungen an den Prüfstand und den Prüfstands Aufbau. Dieser muss über mindestens zwei unabhängige Lastmaschinen im Leistungsbereich der Baugruppen verfügen, wobei beide sowohl stationäre als auch dynamische Betriebszustände darstellen können müssen. Die Abmaße und die Masse des Versuchsträgers schränken die Auswahl weiter ein.

Nachfolgend ist der gewählte Prüfstands Aufbau auf Basis des DLG Prüf-LkW beschrieben. Dieser ermöglicht die gleichzeitige Belastung zweier Baugruppenantriebe, um die Wirkungsgrade des Gesamttriebsstrangs und der Einzelantriebe messen zu können.

#### 4.7.1 Prüfstands Aufbau und Messgrößen

Der DLG Prüf-LkW ist für die zyklische Belastung der drei Leistungsschnittstellen Fahrtrieb, Zapfwelle und Hydraulik von Traktoren konzipiert. Zur Belastung der Baugruppen am Feldhäcksler mussten Anpassungen vorgenommen werden. Dazu wurde über ein Summiergetriebe an die Gelenkwellenschnittstelle des Prüf-LkW der Vorsatzantrieb und über ein Pumpenaggregat der Einzugsantrieb an die hydraulische Schnittstelle gekoppelt.

Die Gelenkwellenschnittstelle bietet dabei einen Standardgelenkwellenzapfen 1 3/8'' nach BS ISO 500-1 [ISO01] zur mechanischen Ankopplung. Dieser treibt eine hydraulische Konstantpumpe an, deren Fördermenge im Prüf-LkW an einem regelbaren Wegeventil gedrosselt wird. Mechanisch können Leistungen bis 200 kW bei einer maximalen Drehzahl von 1000 1/min umgesetzt werden. Dieser Aufbau zeigt ohne Ansteuerung des Drosselventils bereits eine Grundlast von ca. 9 kW bei einem Schleppmoment von ca. 100 Nm. Um geringere Lasten darstellen zu können, verfügt der Prüfstand über einen Grundlastregler, welcher über einen vom LkW versorgten hydraulischen Motor diese Grundlast kompensiert. Die Prüfstandssteuerung regelt an dieser Schnittstelle das Bremsmoment. Die Sollwertvorgabe erfolgt folglich als Drehmomentsollwert [Nm] und wird sekundlich erneuert.

Für die Belastung des Einzugsmotors verbleibt die hydraulische Schnittstelle des PowerMix Systems, welche eine Leistung bis 100 kW bei einem Volumenstrom von 170 l/min abdecken kann. Um hier ankoppeln zu können wurde ein Pumpenaggregat aufgebaut. Dieses setzt über eine Schwenkpumpe die mechanische Leistung des Einzugsmotors um und dieser kann so an der hydraulischen Schnittstelle belastet werden. An dieser Schnittstelle wird seitens der Prüfstandssteuerung die am Proportionalventil anliegende Druckdifferenz bei eingepprägtem Volumenstrom geregelt. Um zum Schutz des installierten Wärmetauschers den Rücklaufdruck auf unter 30 bar beschränken zu können, war es nötig die Ausschwenkung der Pumpe für die unterschiedlichen Drehzahlen auf jeweils 100 l/min im Leerlauf zu beschränken und manuell einzustellen. Bedingt durch geringe Leitungsquerschnitte im LkW, Wärmetauscher und Kupplungen kann dies bei dynamischen Lastschwankungen für Volumenströme größer 100 l/min nicht sichergestellt werden kann. Der Wärmetauscher führt die durch die Drosselung entstehende Verlustwärme ab.

Die Sollwerte der Druckdifferenz als Regelgröße sind so berechnet, dass am Einzugsmotor das gewünschte Moment anliegt. Nicht berücksichtigt wurden dabei die sich unter Last verändernden Wirkungsgrade auf Seiten des Pumpenaggregates, was eine dynamischen Anpassung der Ausschwenkung erforderlich gemacht hätte. Zur Darstellung dynamischer Zyklen können die Sollwerte der Schnittstellen sekundlich angepasst werden.

Abbildung 20 zeigt den Prüfstands Aufbau mit Feldhäcksler, DLG-Schnittstellenmodul, Pumpenaggregat und Prüf-LkW im Überblick. Ungenutzt bleibt dabei die Zugleistungsmesseinrichtung des LkW.

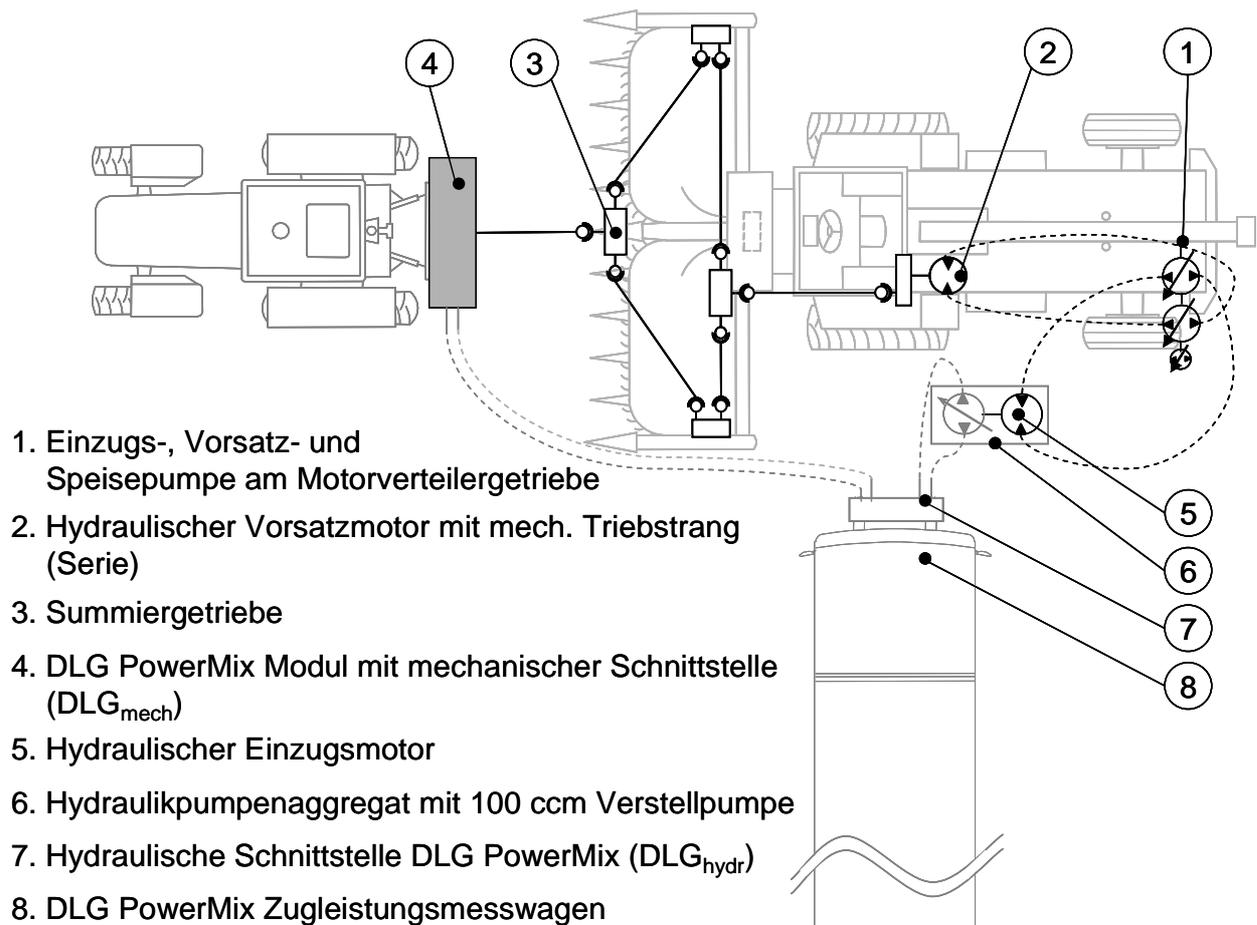


Abbildung 20: Schema des Versuchsaufbaus mit Feldhäcksler und DLG-Zugleistungsmesswagen für die mechanisch-hydraulische Antriebsstrangmessung

### Messgrößen hydraulischer Antriebsstrang

Die Messung des Strangwirkungsgrades beruht ausschließlich auf Messung der zugeführten und genutzten mechanischen Leistung. Dazu wurde zwischen Hydraulikpumpen und Motorverteilergetriebe ein Zwischenflansch mit Drehmomentmessnabe montiert. Diese ermöglicht das Aufzeichnen der am Pumpenturm umgesetzten mechanischen Summenleistung  $P_{\text{ein}}$ , erlaubt allerdings keine Differenzierung zwischen Einzugs-, Vorsatz- und Speisepumpe. Die abgehende Leistung am Einzug wird direkt zwischen Einzugsantriebsmotor und belastender Hydraulikpumpe gemessen. Auf Seite des Vorsatzmotors erfolgt die Messung an der Eintrittswelle ins Kollektorwinkelgetriebe. Folglich kommt hier der Verlust durch die mechanischen Übertragungsglieder wie Gelenkwellen, Stirnrad- und Kegelradgetriebe zum Tragen. Dieser Messpunkt wurde gewählt, weil dies die gemeinsame Schnittstelle des hydraulischen und elektrischen Triebstrangs darstellt.

Zur weiteren Detaillierung des Wandlungsverhaltens von Pumpen und Motoren wird parallel deren hydraulische Leistung gemessen. Damit sind exakte Aussagen zu Wandlungswirkungs-



Tabelle 6: Messstellen und verwendete Sensoren für Untersuchung des hydraulischen Triebstrangs

Nr.	Messstelle	Bezeichnung	Sensor
1	Antriebsmoment Pumpen	$M_{Pumpen}$	Drehmomentmessflansch Manner MF 500
2	Drehzahl Pumpen	$n_{Pumpen}$	
3	Hochdruck Einzugs Pumpe	$P_{HD P Einzug}$	Druckaufnehmer Danfoss MBS 3250
4	Niederdruck Einzugs Pumpe	$P_{ND P Einzug}$	
5	Hochdruck Vorsatzpumpe	$P_{HD P Vorsatz}$	
6	Niederdruck Vorsatzpumpe	$P_{ND P Vorsatz}$	
7	Hochdruck Einzugs motor	$P_{HD M Einzug}$	
8	Niederdruck Einzugs motor	$P_{ND M Einzug}$	
9	Hochdruck Vorsatz motor	$P_{HD M Vorsatz}$	
10	Niederdruck Vorsatz motor	$P_{ND M Vorsatz}$	
11	Volumenstrom Einzugs motor	$V_{Einzug}$	Messrohr Hydrotechnik RE3-400, Nr.: 8148
12	Volumenstrom Vorsatz motor	$V_{Vorsatz}$	Messrohr Hydrotechnik RE3-450, Nr.: 8126
13	Öltemperatur Einzug	$T_{Einzug}$	Temperaturmessumformer HYDAC ETS 4000
14	Öltemperatur Vorsatz	$T_{Vorsatz}$	
15	Abtriebsmoment Einzugs motor	$M_{M Einzug}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid DLC SE 250
16	Abtriebsdrehzahl Einzugs motor	$n_{M Einzug}$	
17	Abtriebsmoment Vorsatz motor links	$M_{M Vorsatz li}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid WAL 2.5 I
18	Abtriebsdrehzahl Vorsatz motor links	$n_{M Vorsatz li}$	
19	Abtriebsmoment Vorsatz motor rechts	$M_{M Vorsatz re}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid WAL 2.5 II
20	Abtriebsdrehzahl Vorsatz motor rechts	$n_{M Vorsatz re}$	

### Messgrößen elektrischer Antriebsstrang

Für die Bestimmung der Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebssystems wird die gleiche Messsystematik verwendet, basierend auf den gleichen Drehmoment- und Drehzahlmesspunkten. Zur Detaillierung von Wandlungs- und Übertragungsverlusten wird allerdings auf ein 4-kanaliges Leistungsmessgerät der Firma Zimmer Electronic Systems GmbH (ZES) zurückgegriffen. Dieses ermöglicht mit jedem Kanal eine einphasige Leistungsmessung in

einem elektrischen System. Abbildung 22 zeigt die Messpunkte des ZES-Gerätes zur Analyse des Generatorverhaltens und zur Bestimmung des Strangwirkungsgrades. Tabelle 7 bezeichnet die Messstellen der Abbildung und ordnet die verwendeten Sensoren zu.

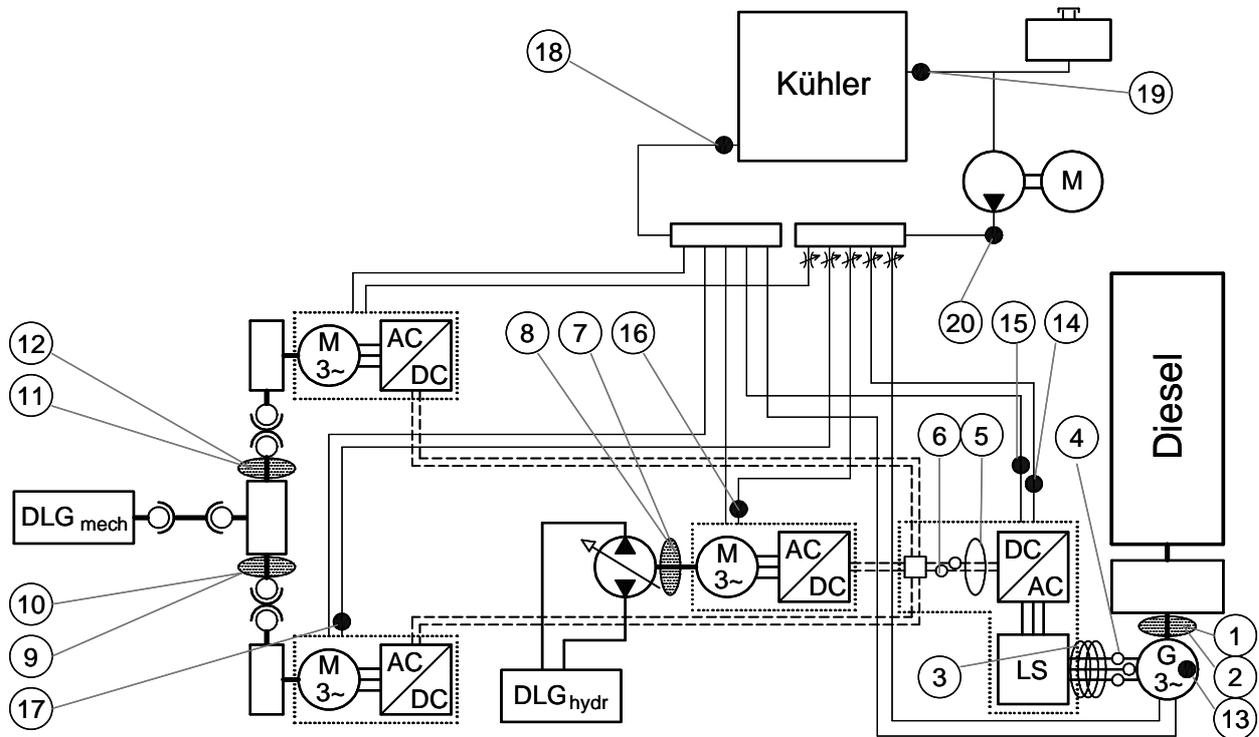


Abbildung 22: Messpunkte des elektrischen Triebstrangs

Mit diesem Messaufbau wird das Verhalten des Generators und der Gleichrichterbrücke differenziert betrachtet und zum einen die AC-Leistung des Generators  $P_{Generator\ AC}$ , zum anderen die DC-Leistung  $P_{LB\ DC}$  am Ausgang der Gleichrichterbrücke ermittelt. Diese spiegelt die durch die elektrische Leistungsbereitstellung LB zur Verfügung gestellte Leistung wider. In Kombination mit der mechanisch eingespeisten Leistung kann daraus ein Kennfeld für die mechanisch-elektrische Wandlung des Generators und zusätzlich die AC/DC Wandlung der Gleichrichterbrücke erarbeitet werden. Durch gleichzeitiges Messen der Abtriebsleistung an Vorsatz und Einzug ist der Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Antriebssystems bestimmt.

Um diese Informationen auch für einen Motor verfügbar zu machen, werden in einem zweiten Durchgang die DC-Leistung am Wechselrichter-Eingang  $P_{M\ DC}$  und die AC-Leistung  $P_{M\ AC}$  zwischen Wechselrichter und Motor ermittelt. Exemplarisch wurde dafür der Einzugsmotor ausgewählt, weil dieser einen einzelnen elektrisch-mechanischen Wandler repräsentiert. Bei diesem Aufbau wird neben der Kühlwasserrücklauftemperatur auch die Vorlauftemperatur gemessen.

Tabelle 7: Messstellen und verwendete Sensoren für die Untersuchung des elektrischen Triebstrangs

Nr.	Messstelle	Bezeichnung	Sensor
1	Antriebsmoment Generator	$M_{Generator}$	Drehmomentmessflansch Manner MF 500
2	Drehzahl Generator	$n_{Generator}$	
3	AC-Strom Generator	$I_{Generator AC}$	Stromaufnehmer ZES LEM
4	AC-Spannung Generator	$U_{Generator AC}$	Leistungsmessgerät ZES Zimmer LMG 450
5	DC-Strom Zwischenkreisspeisung	$I_{LB DC}$	Stromaufnehmer ZES LEM
6	DC-Spannung Zwischenkreis	$U_{LB DC}$	Leistungsmessgerät ZES Zimmer LMG 450
7	Abtriebsmoment Einzugsmotor	$M_{M Einzug}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid DLC SE 250
8	Abtriebsdrehzahl Einzugsmotor	$n_{M Einzug}$	
9	Abtriebsmoment Vorsatzmotor links	$M_{M Vorsatz li}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid WAL 2.5 I
10	Abtriebsdrehzahl Vorsatzmotor links	$n_{M Vorsatz li}$	
11	Abtriebsmoment Vorsatzmotor rechts	$M_{M Vorsatz re}$	Drehmomentaufnehmer Walterscheid WAL 2.5 I
12	Abtriebsdrehzahl Vorsatzmotor rechts	$n_{M Vorsatz re}$	
13	Wicklungstemperatur Generator	$T_{Generator}$	Pt-100
14	Kühlwasservorlauftemperatur Generator	$T_{Generator HD}$	Temperaturmessumformer HYDAC ETS 4000
15	Kühlwasserrücklauftemperatur Generator	$T_{Generator ND}$	
16	Kühlwasserrücklauftemperatur Einzug	$T_{Einzug ND}$	
17	Kühlwasserrücklauftemperatur Vorsatz	$T_{Vorsatz ND}$	
18	Kühlwassereintrittstemperatur Kühler	$T_{Kühler Ein}$	
19	Kühlwasseraustrittstemperatur Kühler	$T_{Kühler Aus}$	
20	Kühlwassertemperatur Pumpe	$T_{Pumpe}$	

Um die Auslastung des Kühlsystems bewerten zu können, wird neben den Leistungsparametern gleichzeitig die Kühlwasserrücklauftemperatur an allen Verbrauchern gemessen. Neben Einzugsmotor, Vorsatzmotor und Generator mit Gleichrichterbrücke wird zur Bilanzierung zusätzlich die Temperatur am Kühlvor- und -rücklauf, sowie nach der Kühlmittelpumpe erfasst. Zur Detaillierung eines Einzelaggregates wird zusätzlich zu den Kühlmitteltemperaturen die Temperatur in den Wicklungsköpfen über ein integriertes Pt100 gemessen.

### 4.7.2 Methodik Prüfstandsversuche

Als wesentliches Kriterium zur Beurteilung wurde schon der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs herausgestellt. Abbildung 23 gibt einen Überblick über die untersuchten Varianten und den Versuchsablauf.

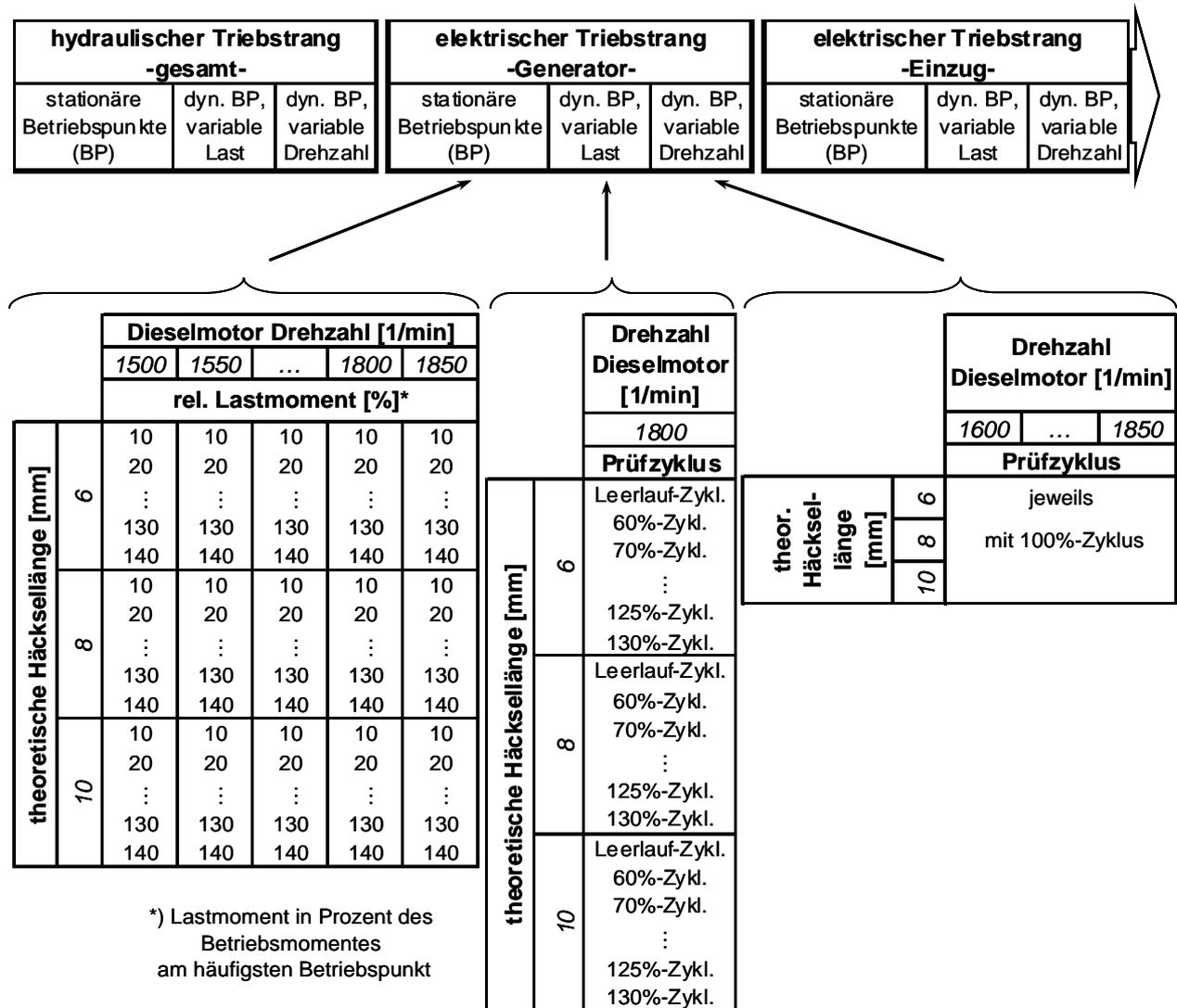


Abbildung 23: Versuchsmethode zum Vergleich hydraulischer und elektrischer Triebstränge mit untersuchten stationären und dynamischen Betriebszuständen im Überblick

Der Gesamtversuch setzt sich demzufolge aus den drei Teilversuchen zum hydraulischen Triebstrang, zum elektrischen Triebstrang zur Detaillierung des Generatorverhaltens und dem Teil zur Detaillierung des Verhaltens des Einzugsmotors zusammen. In jedem der drei Teilversuche sind Varianten zum stationären und dynamischen Betriebsverhalten berücksichtigt. Der stationäre Wirkungsgrad wird dabei als Basisinformation zu den einzelnen Aggregaten und zu den Gesamttriebsträngen für typische Betriebspunkte ermittelt. Dazu werden beide Baugruppen parallel mit Nennmomenten zwischen 10 % und 140 % belastet, welche nacheinander für jeweils 30 s automatisch angefahren werden (siehe Abbildung 25(a)). Als Referenzmoment zur Standardbelastung der Baugruppe wurde der häufigste Betriebspunkt der

Feldversuchsdaten des Jahres 2005 herangezogen. Um unterschiedliche Baugruppendrehzahlen abzubilden, ist dies für die theoretischen Häcksellängen von 6, 8 und 10 mm durchgeführt worden.

Zusätzlich ist die Differenzierung unterschiedlicher Dieselmotordrehzahlen angezeigt. Zum einen hat im hydraulischen Triebstrang eine Variation selbiger die Anpassung der Baugruppendrehzahl zur Folge, zum anderen schwankt im elektrischen System zusätzlich die Zwischenkreisspannung. Dies hat bei gleichen Leistungen an den Baugruppen unterschiedliche Effektivströme zur Folge und ändert somit wesentliche Betriebsparameter der Elektromaschinen. Obige Variationen wurden deshalb für Dieselmotordrehzahlen zwischen 1500 1/min und 1850 1/min mit einer Abstufung von 50 1/min untersucht.

Neben dem stationären Betriebsverhalten wird auch das dynamische Verhalten analysiert, welches typisch ist für diese beiden Baugruppen. Untersucht werden ausschließlich die in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Arbeitsphasen Last und Leerlauf, als die anteilig bedeutenden und nicht durch das Antriebssystem selbst bestimmten Abschnitte. Für den Leerlauf wird nur die Variante „Leerlauf mit voller Drehzahl“ berücksichtigt. Um unterschiedliche Auslastungen der Maschine darzustellen, wird der generierte Prüfzyklus der Lastphase auf Werte zwischen 60 % und 130 % skaliert. Für eine diskrete Dieselmotordrehzahl wird der Effekt bei unterschiedlichen Häcksellängen betrachtet.

Zusätzlich wird für das Lastniveau von 100 % der Einfluss der Dieselmotordrehzahl zwischen 1500 1/min und 1850 1/min bei den unterschiedlichen Häcksellängen von 6 mm, 8 mm und 10 mm, untersucht. Für jede Drehzahlklasse wird dafür ein eigener dynamischer Lastzyklus generiert, da die mittlere Baugruppenlast bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen schwankt (siehe Abbildung 24). Dies ist dadurch bedingt, dass die Maschine typischerweise in Drückung betrieben wird. Folglich steigt, von der Nenndrehzahl ausgehend, mit geringer werdender Drehzahl die Belastung an den Baugruppen als proportionales Abbild der Volllastkennlinie des Dieselmotors an. Je nach Fahrer kann der Dieselmotor dabei bis in den Bereich des maximalen Motormoments auf 1500 1/min gedrückt werden.

Obige Messwerte basieren auf einer Maschine mit Serienstand 2005. Ab Serienjahr 2006 wurde die Nenndrehzahl der Dieselmotoren von 2050 1/min auf 1850 1/min gesenkt. Die Drehzahlklassengrenzwerte wurden deshalb vom Bereich zwischen 1500 1/min bis 2085 1/min auf den neuen Bereich 1500 1/min bis 1825 1/min skaliert.

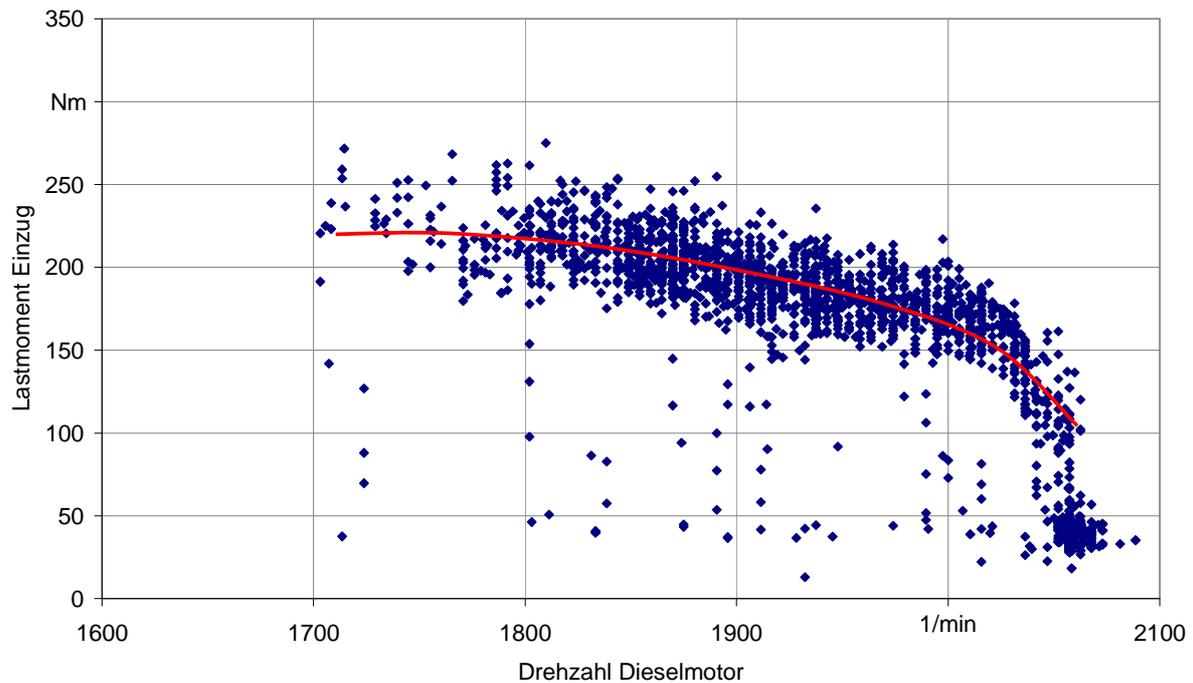


Abbildung 24 *Typische Belastungszustände am Einzugsmotor in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl am Beispiel einer Messfahrt*

Abbildung 25 zeigt beispielhaft die Sollwerte zur Ansteuerung der Gelenkwellenschnittstelle und der hydraulischen Schnittstelle bei einer Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min und einer eingestellten theoretischen Häcksellänge von 8 mm. In a) ist die schrittweise Erhöhung des Lastmomentes am Vorsatz und der Regeldruckdifferenz am Einzug in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Durch die Übersetzung des Summiergetriebes von 1:1,81 liegt das Summenlastmoment der beiden Motoren hier bei maximal 570 Nm am Planetengetriebe und bei 71 Nm am Einzelmotor, bei einem Übersetzungsverhältnis von 1:4 im Planetengetriebe. Teil b) zeigt die dynamischen Sollwertzyklen der Regeldruckdifferenz zur Ansteuerung des Drosselventils zur Belastung des Einzuges. Neben dem durchschnittlichen Lastzyklus mit 100 % Nennbelastung sind zusätzlich die Extreme mit 130 % und 60 % Nennlast dargestellt.

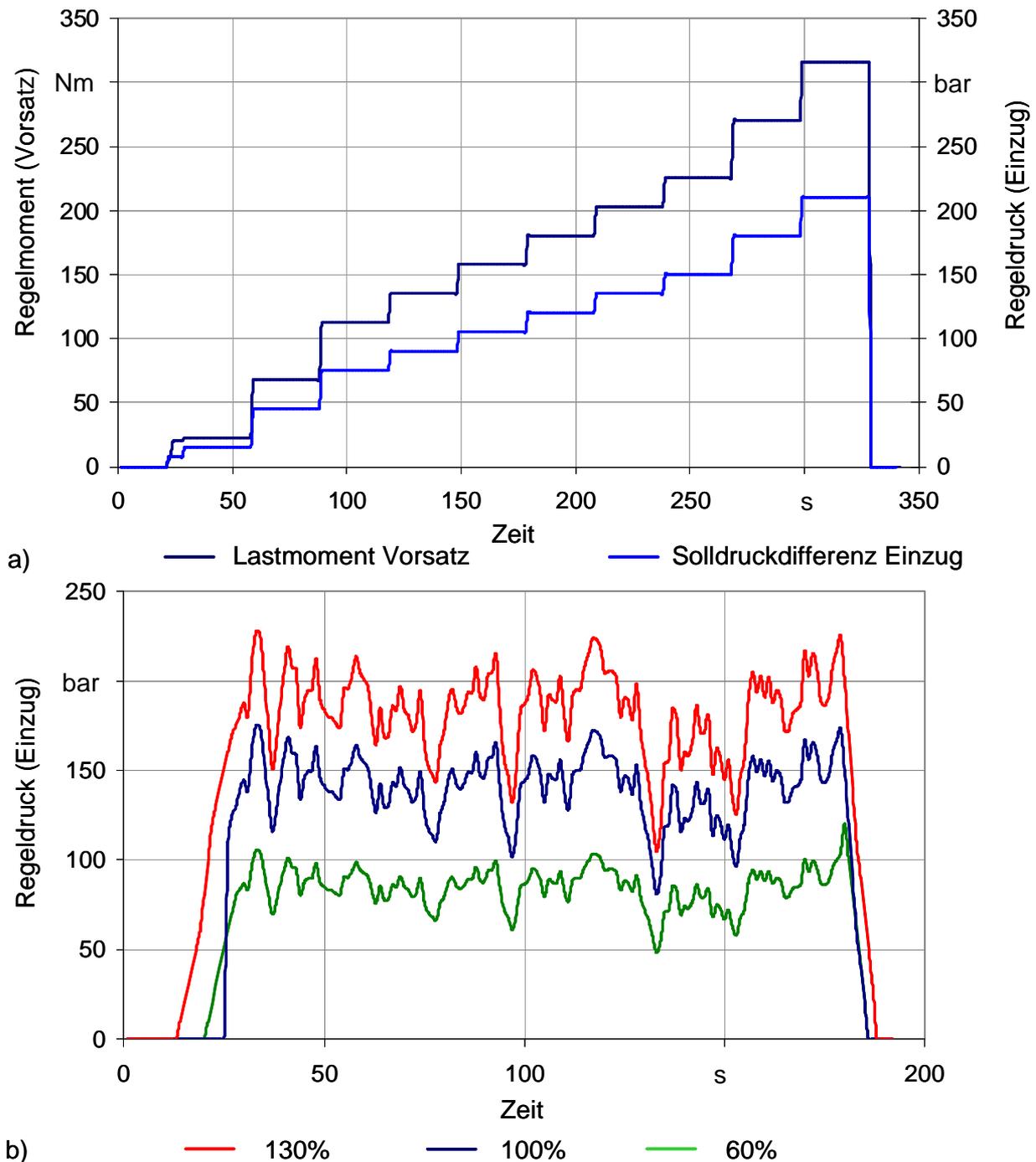


Abbildung 25: Stationärer (a) und dynamischer (b) Prüfzyklus beispielhaft für eine Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min und einer theoretischen Hücksellänge von 8 mm

#### 4.8 Ermittlung von Leistungsgewicht und Leistungsdichte

Als Grundlage für die Ermittlung des Leistungsgewichtes sind die wesentlichen Komponenten des Prototyptriebstranges vor dem Einbau sowie die im Gegenzug ausgebauten hydraulischen Komponenten gewogen worden. Die Unterscheidung zwischen dem zu installierenden Gewicht für die reine Energiewandlung und für die Übertragung gibt dabei die Möglichkeit unterschiedliche Maschinenkonfigurationen mit verschiedenen Entfernungen zwischen Leistungsbereitstellung und Leistungsnutzung differenziert zu betrachten.

## 5 Ergebnisse

Zum Vergleich der Leistungsfähigkeit hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe für den typischen Einsatz in einer mobilen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschine werden für beide Systeme die zukünftig dominierenden Kriterien quantifiziert.

Grundlegende Eigenheiten beider Triebstränge wurden dazu anhand des Betriebsverhaltens in Feldversuchen ermittelt. Daraus sind die typischen Betriebszyklen und Arbeitsabläufe abzuleiten, welche das betrachtete Verfahren der Silomaisernnte mit dem selbstfahrenden Feldhäcksler charakterisieren und die Arbeits-, Wende- und Wartezeitanteile definieren. Die Analyse der Betriebspunkteverteilung im Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld deckt zusätzlich Eigenheiten der Ansteuerung auf.

Die für den Vergleich am Prüfstand generierten Prüfzyklen werden mit den im Feldversuch gemessenen Belastungsverläufen verglichen, um die Übertragbarkeit der Prüfstandsversuche auf den typischen Einsatzfall sicher zu stellen. Für den Vergleich zwischen den Antriebssystemen ist zusätzlich die Leistungsfähigkeit des Prüfstands ein Haupteinflussfaktor. Die Reproduzierbarkeit verschiedener Lastpunkte und insbesondere deren dynamische Abfolge ist dabei eine essentielle Anforderung, um Aussagen zu Wirkungsgrad und Energieeffizienz beider Triebstränge während stationärer und dynamischer Belastungen treffen zu können.

Zur Bewertung des Übertragungsverhaltens und als Grundlage für eine allgemeine Einordnung der Ergebnisse werden die Wirkungsgrade an stationären Betriebspunkten analysiert. Umfassende Wirkungsgradkennfelder zur Beschreibung des Verhaltens bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen werden erarbeitet. Neben der anliegenden Last werden dabei die theoretische Häcksellänge und die Dieselmotordrehzahl variiert.

Zusätzlich zum Wirkungsgrad ermöglicht die Betrachtung der Energieeffizienz die Bewertung eines Antriebssystems im typisch dynamischen Einsatzzyklus. Während der Wirkungsgrad die energetischen Verhältnisse in einem bestimmten Betriebspunkt charakterisiert, lässt sich mit der Energieeffizienz die energetische Gesamtbilanz eines Arbeitszyklus darstellen [SH05]. Die Energieeffizienzbetrachtung spezialisiert damit die Wirkungsgradbetrachtung auf Maschine und Einsatzzyklus. Die Übertragung auf andere Maschinen und Einsatzszenarien ist nicht mehr möglich.

Abschließend werden die konstruktiv wichtigen Parameter Leistungsgewicht und Leistungsdichte für den hydraulischen Serienantriebsstrang und den elektrischen Prototyp gegenübergestellt und dabei sowohl der eigentliche Wandler als auch der gesamte Triebstrang samt der notwendigen peripheren Systeme betrachtet.

Zum Abschluss erfolgt eine vorsichtige ökonomische Gegenüberstellung der Antriebssysteme auf Basis der Anschaffungs- und Betriebskosten.

## 5.1 Belastungsdaten und Betriebsverhalten von Baugruppenantrieben

### 5.1.1 Belastungszyklen der Baugruppen Vorsatz und Einzug

Die zeitliche Betrachtung der Aggregatsbelastungen, basierend auf den Messdaten mit der Big X V8 Serienmaschine der Feldversuche 2005, bringt einen typischen Belastungsverlauf zu Tage, der durch Aneinanderreihung sich wiederholender Phasenabschnitte entsteht. Abbildung 26 zeigt beispielhaft einen solchen zeitlichen Verlauf an Einzugs- und Vorsatzmotor. Dieser ist durch Messung der die Leistung bestimmenden Größen Druckdifferenz und Volumenstrom dokumentiert.

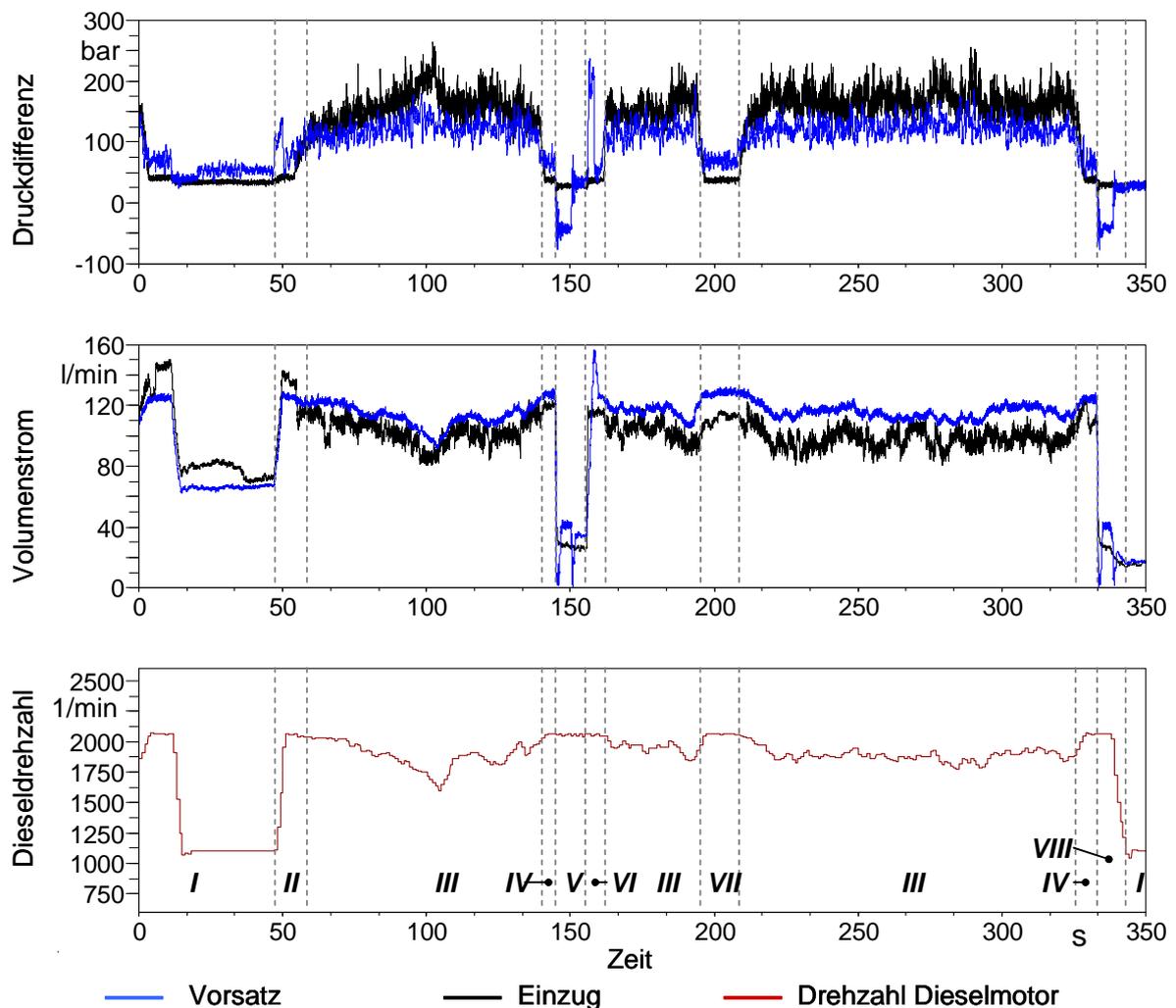


Abbildung 26: Zeitlicher Verlauf der Belastungen an hydraulischem Vorsatz und Einzug

Diese typischen Sequenzen aus Last-, Teillast- und Leerlaufphasen sind nicht abhängig von Erntemaschine und Antriebssystem, sondern sind auf strukturelle Parameter zurückzuführen. Die Dauer einer Volllastphase wird dabei im Wesentlichen durch die Schlaglänge bestimmt. Die Pausen zwischen den Lastphasen sind durch die Abfuhrlogistik und die Anzahl der Wendungen am Vorgewende beeinflusst. Die Transportkapazität der Anhänger bestimmt die Dau-

er des Gesamtzyklus und in Zusammenhang mit der Schlaglänge die Häufigkeit der Wendungen in einem Zyklus.

Tabelle 8 zeigt die in Abbildung 26 unterschiedenen Zyklusabschnitte auf und ordnet ihnen die dabei markanten Maschinenparameter zu. Da diese in den verschiedenen Abschnitten deutlich unterschiedlich sind und die Anforderungen an die Baugruppenantriebe beschreiben, werden diese für den Prüfzyklus differenziert (siehe Kapitel 4.6).

*Tabelle 8: Zu differenzierende Zyklusabschnitte und deren Kennzeichen*

	Kennzeichen	Tätigkeit
I	Abgesenkte Dieselmotordrehzahl --> reduzierter Volumenstrom und Baugruppendrehzahl	Warten auf Transportfahrzeug
II	Anheben der Dieselmotordrehzahl auf Nenndrehzahl	Einfahren in den Bestand
III	Voller Volumenstrom, volle Druckdifferenz	Arbeiten unter Last
IV	Voller Volumenstrom, absinkende Druckdifferenz	Restmaterial wird verarbeitet
V	Dieselmotornenndrehzahl, abgesenkter Volumenstrom, geringe Druckdifferenz	Wenden am Vorgewende mit angehobenem Schneidwerk
VI	Dieselmotornenndrehzahl, Nennvolumenstrom, geringe Druckdifferenz	Absenken des Schneidwerks, Anfahren an den Bestand
VII	Dieselmotornenndrehzahl, Nennvolumenstrom, geringe Druckdifferenz	Wenden mit abgesenktem Schneidwerk
VIII	Absenken der Dieselmotordrehzahl	Ende des Überladevorgangs

Bei einsatzbereiter Maschine und angeschalteten Baugruppen sind diese allerdings nach Tabelle 8 auf drei zeitlich relevant typische Betriebszustände zu reduzieren. Übergangsabschnitte, die durch die Eigenschaften bzw. Ansteuerung des Antriebssystems dominiert sind, können unberücksichtigt bleiben, weil sie nicht durch äußere Belastung entstehen. Damit verbleiben:

- 1 Zyklusabschnitt V: „Leerlauf\_1“ Pumpe nur gering ausgeschwenkt, Baugruppe im Leerlauf
- 2 Zyklusabschnitt VII: „Leerlauf\_2“ Pumpe auf Betriebsposition ausgeschwenkt, Baugruppe im Leerlauf
- 3 Zyklusabschnitt III: „Last“ Pumpe auf Betriebsposition ausgeschwenkt, Baugruppen unter Last

Zyklusabschnitt V wird durch die Maschine automatisch beim vollständigen Ausheben des Vorsatzgerätes aktiviert und dabei die Ausschwenkung der Pumpe zurückgesteuert. Eine Absenkung der Dieselmotordrehzahl wird bislang nicht automatisch genutzt.

Eine Analyse der Zeitanteile obiger Betriebszustände bei aktivierten Baugruppenantrieben zeigt einen Anteil von 64,5 % unter Last, von 11,4 % ohne Last bei voller Drehzahl (Leerlauf\_2) und von 22,6 % im Leerlauf\_1 auf. Zu beachten ist, dass der hohe Wartezeitanteil, der durch den Leerlauf repräsentiert ist, die Leistungsfähigkeit der Maschine deutlich einschränkt. Ursache dafür ist in den meisten Fällen eine nicht angepasste Abfuhrlogistik während der Feldversuche gewesen.

### 5.1.2 Betriebsverhalten der hydraulischen Baugruppenantriebe

Die Ausprägung der Belastung im obigen zeitlichen Verlauf ist im Wesentlichen durch das Verfahren, aber auch durch die Maschine und insbesondere das Betriebsverhalten des Antriebssystems bestimmt. Deutlich erkennbar sind Belastungsspitzen jeweils beim Anschalten der Aggregate. Diese Lastüberhöhungen treten auch deutlich in den in Abbildung 27 dargestellten Druck-Volumenstromkennfeldern für Vorsatz- und Einzugsantrieb im Bereich zwischen 0 – 40 l/min hervor (I, II). Die Daten entstammen den Feldversuchen 2005 und geben qualitativ über das Drehmoment-Drehzahlverhalten der Baugruppen Aufschluss. Der Volumenstrom repräsentiert dabei die Drehzahl und die Druckdifferenz das Drehmoment.

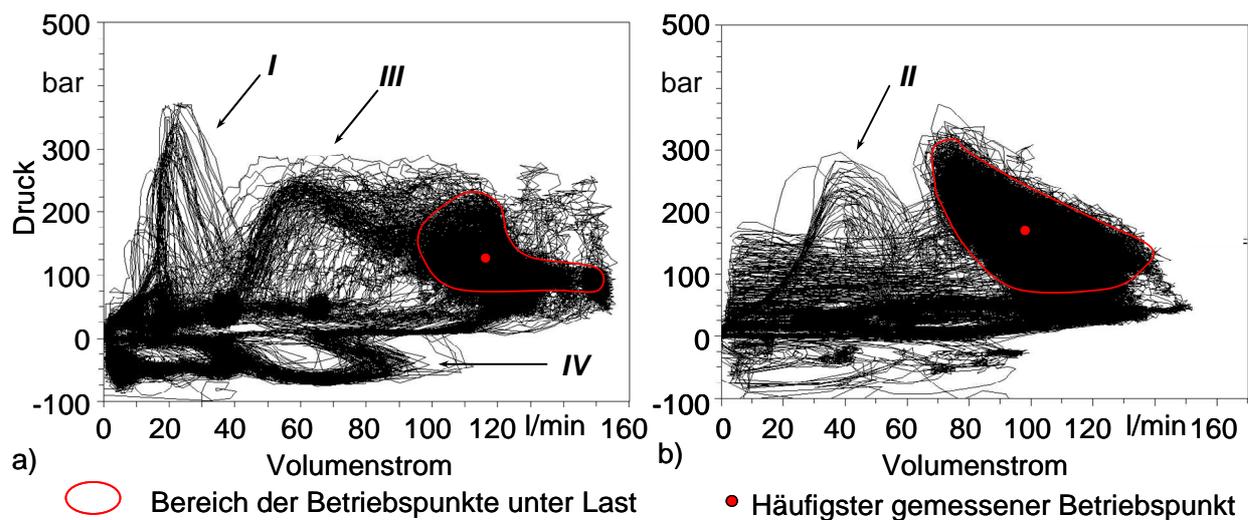


Abbildung 27: Betriebspunkte des hydraulischen Vorsatz- (a) und Einzugsantriebs (b) im Druck-Volumenstrom Diagramm

Bei beiden Antrieben kommt es beim Anschalten durch Losbrech- und Beschleunigungseffekte zu Druck- und damit Drehmomentspitzen, welche die Bauteile enorm belasten.

Im Vorsatzantriebskreis (Diagramm a) stellt diese Druckspitze (I) mit knapp 300 % des Nennbetriebsdrucks sogar das Maximum der auftretenden Belastungen dar und muss deshalb bei der Dimensionierung des Triebstrangs berücksichtigt werden. Diese Drehmomentüberhöhung ist auf den nicht geregelten Anlauf der Aggregate zurückzuführen. Es erfolgt lediglich eine Aussteuerung der Pumpen. Die Spitze III im Vorsatzantrieb resultiert aus der Trägheit des Triebstrangs und der Kollektorkette beim Wechsel von „Leerlauf\_1“ auf „Leerlauf\_2“



darauf zurückzuführen, dass für den elektrischen Prototyp ein 8-reihiges Prototyp-Maisgebiss ohne Putzerscheiben eingesetzt worden ist. Insbesondere die geringere Länge der Kollektor-kette und das Fehlen der Putzerscheiben haben dabei das geringere Lastniveau zur Folge.

Für die Feldversuche konnte der Materialdurchsatz durch höhere Fahrgeschwindigkeiten trotz geringerer Arbeitsbreite erhalten werden, was durch das Lastniveau am Einzugsantrieb bestätigt ist.

Im Diagramm mit dargestellt sind die Nenn- und Maximalströme sowie die Nenndrehzahlen, auf Basis derer die Elektroantriebe dimensioniert worden sind. Der Einzugsantrieb geht über den Nennstrombereich hinaus und nutzt zeitweise den Überstrombereich. Bezüglich der gewählten Eckdrehzahl sind noch Reserven vorhanden. Die angesprochenen fehlenden hohen Momente beim Vorsatzantrieb haben eine geringe Auslastung der Vorsatzmotoren zur Folge.

## 5.2 Repräsentativität der generierten Prüfzyklen

Die Anforderung an die in Kapitel 4.6 vorgestellte Methode zur Generierung von Prüfzyklen ist es, die typische Verteilung der Betriebspunkte im Prüfzyklus abzubilden.

Diese Repräsentativität ist der Schlüssel, um die Übertragbarkeit der Ergebnisse von den Prüfstandsversuchen auf das tatsächliche Verhalten im Feld gewährleisten zu können. Wesentliche Faktoren sind dabei Drehmoment und Drehzahl der Baugruppe. Da die Baugruppendrehzahl prozess- bzw. maschinenseitig vorgegeben wird, reduziert sich dies auf die Generierung eines typischen Lastmomentverlaufs an der Baugruppe, passend zum voreingestellten Drehzahlniveau. Folglich gilt es, das mittlere Drehmoment  $\bar{M}$ , die Verteilung um diesen Mittelwert und die auftretenden Gradienten zu vergleichen. Dies zeigt inwieweit der Prüfzyklus den realen Lastverlauf abbildet. Als Maß für die Schwankung um den Mittelwert wird die Standardabweichung  $S$  genutzt.

Abbildung 29 zeigt die relative Häufigkeitsverteilung des an Vorsatz und Einzug im Feld und am Prüfstand gemessenen Lastmoments für den Zyklus bei einer Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min. Differenziert sind dabei die Verteilungen während der Messfahrten im Feld, die Verteilung der Momente im generierten Prüfzyklus und die Verteilung im daraus abgeleiteten DLG-Zyklus mit reduzierter Update-Rate von 1 Hz.

Die relative Häufigkeitsverteilung des Vorsatzantriebs (a) zeigt, dass durch die Generierungsmethode sowohl der Mittelwert als auch die Verteilung dargestellt werden kann. Die durch die Vorgaben am Vorsatz als abhängige Variable simulierte Last am Einzug zeigt hingegen eine Abweichung des Mittelwertes und in der Verteilung (Streuung).

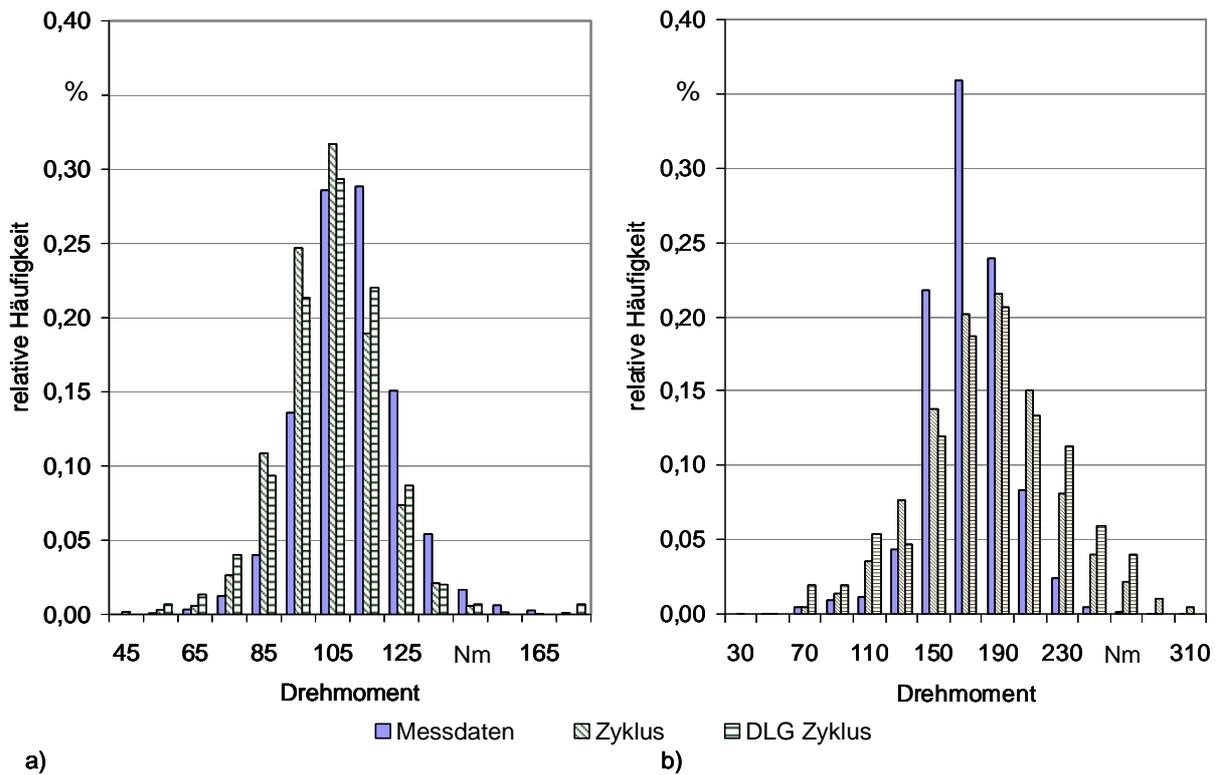


Abbildung 29: Häufigkeitsverteilungen des an Vorsatz (a) und Einzug (b) anliegend gemessenen Lastmoments, des simulierten Lastverlaufs und des daraus abgeleiteten DLG-Prüfzyklus mit einer Update-Frequenz von 1 Hz ( $n_{Diesel}=1750$  1/min)

Tabelle 9 quantifiziert die oben beschriebene Güte der simulierten Prüfzyklen im Vergleich zu den realen Einsatzbedingungen für alle untersuchten Drehzahlbereiche des Dieselmotors.

Tabelle 9: Kenngrößen zum Vergleich des realen und des simulierten Lastmomentenverlaufs am Vorsatz

$n_{Diesel}$ [1/min]	Vorsatz									
	Mittleres Lastmoment					Standardabweichung				
	$\bar{M}_{V real}$ [Nm]	$\bar{M}_{V Zykl}$ [Nm]	[%]	$\bar{M}_{V Zykl DLG}$ [Nm]	[%]	$S_{V real}$	$S_{V Zykl}$	[%]	$S_{V Zykl DLG}$	[%]
1800	93,12	94,47	101,4	94,74	101,7	15,1	14,30	94,7	13,08	86,6
1750	101,50	102,85	101,3	103,57	102,0	14,96	13,73	91,8	15,63	104,5
1700	105,25	105,99	100,7	103,35	98,2	13,30	13,23	99,5	13,26	99,7
1650	108,91	110,84	101,8	110,37	101,3	14,29	15,91	111,3	16,59	116,1
1600	110,47	111,59	101,0	106,68	96,6	16,31	16,16	99,1	16,99	104,2
Mittelwert der Relativwerte	-	-	101,3	-	100,0	-	-	99,3	-	102,2

Das mittlere Lastmoment am Vorsatzantrieb wird durch den Zyklus mit einer Abweichung von  $\pm 3$  % reproduziert. Es gelingt die Standardabweichung, und damit die Ausprägung der

Lastschwankungen um diesen Mittelwert, in einem weiten Drehzahlbereich mit einer Abweichung von unter 4 % abzubilden. Für die Dieselmotordrehzahl von 1800 1/min sind diese Schwankungen allerdings um 13,4 % zu gering ausgeprägt. Im Zyklus liegt damit ein konstanteres Lastmoment an den Baugruppen an, wodurch dieser nur bedingt die typischen Einsatzbedingungen repräsentiert.

Das Lastmoment am Einzug wird hingegen weniger genau nachgebildet. Im Hauptarbeitsbereich gelingt es, die mittleren Lastmomente mit einer Abweichung zwischen 5 % und 10 % darzustellen (siehe Tabelle 10). Diese wächst allerdings für die extremen Dieselmotordrehzahlen auf 20 % an. Zusätzlich ist die Streuung der Last um die Mittelwerte überhöht. Im Vergleich zum Vorsatzantrieb liegt die Standardabweichung unter realer Last etwa doppelt so hoch, wird aber in der Zyklengenerierung trotzdem ausgeweitet. Dadurch setzt sich der Prüfzyklus stärker aus Teillast und Überlastanteilen zusammen als unter realen Bedingungen.

Auf den Vergleich des elektrischen und hydraulischen Triebstrangs hat dies aber keinen Einfluss, es ist allerdings für den Transfer der Ergebnisse auf das tatsächliche Maschinenverhalten im Feld zu berücksichtigen.

Tabelle 10: Kenngrößen zum Vergleich des realen und des simulierten Lastmomentverlaufs am Einzug

n <sub>Diesel</sub> [1/min]	Einzug									
	Mittleres Lastmoment					Standardabweichung				
	$\bar{M}_{E \text{ real}}$ [Nm]	$\bar{M}_{E \text{ Zykl}}$ [Nm]	$\bar{M}_{E \text{ Zykl}}$ [%]	$\bar{M}_{E \text{ Zykl DLG}}$ [Nm]	$\bar{M}_{E \text{ Zykl DLG}}$ [%]	$S_{E \text{ real}}$	$S_{E \text{ Zykl}}$ [%]	$S_{E \text{ Zykl DLG}}$ [%]		
1800	148,21	173,79	117,3	174,03	117,4	27,96	14,3	43,34	39,42	141,0
1750	173,71	183,67	105,7	183,41	105,6	25,47	13,73	41,03	43,98	172,7
1700	193,4	186,69	96,5	181,63	93,9	26,78	13,23	40,44	37,07	138,4
1650	208,09	189,49	91,1	188,05	90,4	32,83	15,91	42,44	41,73	127,1
1600	229,5	189,56	82,6	180,33	78,6	45,11	16,16	42,21	41,81	92,7
Mittelwert der Relativwerte	-	-	98,6	-	97,2	-	-	41,9	-	134,4

Ursache für die schlechtere Abbildung des Lastmoments am Einzug ist die zusätzliche Dimension der Häufigkeitsverteilungsmatrix für die Führungsvariable. Dadurch potenzieren sich die möglichen Betriebszustände. Dies reduziert die Häufigkeit der Einzelzustände, wodurch die Reproduzierbarkeit eingeschränkt wird. Dem wäre nur über eine umfangreichere Datenbasis entgegenzuwirken, ergänzt durch weitere Datensätze aus zusätzlichen Feldversuchen.

### 5.3 Prüfstand und Reproduzierbarkeit der Prüfzyklen

Um vergleichbare Ergebnisse für beide Antriebssysteme zu erhalten, müssen durch den Prüfstand insbesondere Lastzustände und Abfolgen von Lastpunkten wiederholt angefahren werden können.

Nachfolgend werden deshalb die Leistungsfähigkeit und die Grenzen des Prüfstandes sowohl für die stationären als auch die dynamischen Untersuchungen herausgearbeitet.

#### 5.3.1 Prüfstandsverhalten und Prüfspektrum

Zum Darstellen stationärer Betriebspunkte am Prüfstand sind unterschiedliche Anforderungen zu erfüllen, um vergleichbare und damit aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten. Die Reproduzierbarkeit von Betriebspunkten durch den Prüfstand verdeutlicht Abbildung 30 für die wiederholte Belastung des Einzugsantriebs an der hydraulischen Schnittstelle.

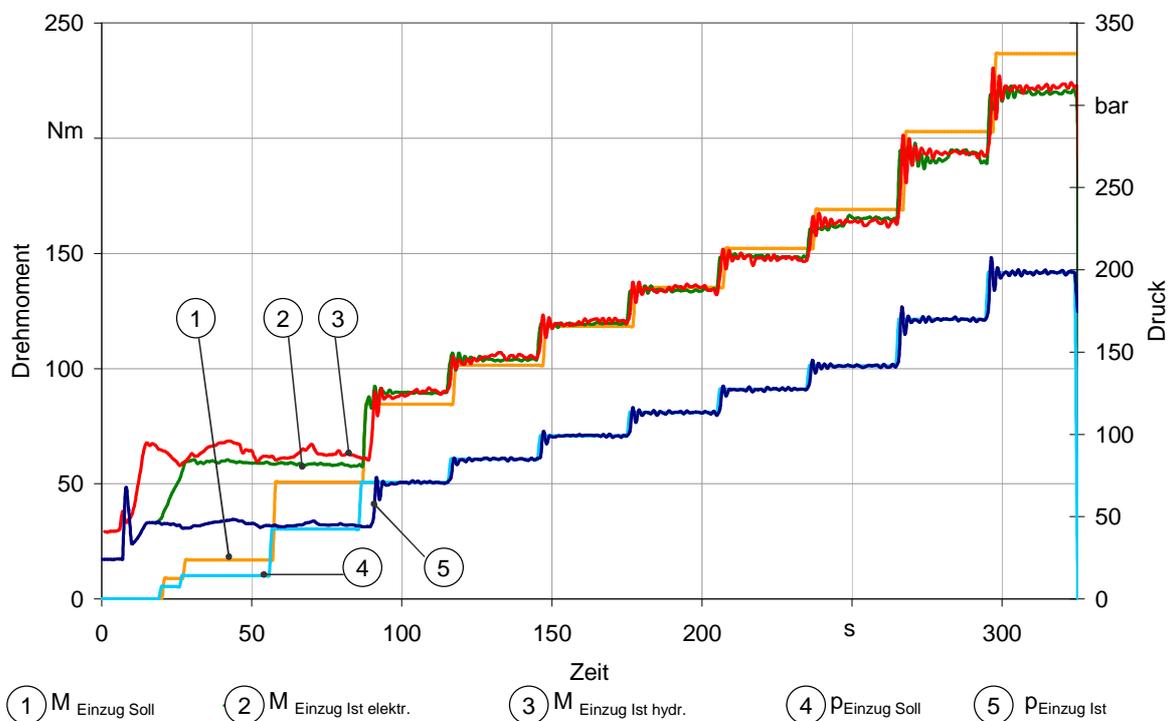


Abbildung 30: Soll- und Istwerte an der Einzugs-Schnittstelle des Prüfstands während eines stationären Prüfzyklus ( $n_{\text{Diesel}}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{\text{th}}=8 \text{ mm}$ )

Kurve (1) zeigt den für diese stationäre Versuchsreihe erforderlichen Lastmomentverlauf für den hydraulisch und den elektrisch betriebenen Einzug. Da die Ansteuerung der Schnittstelle über die Sollwertvorgabe eines Differenzdruckes erfolgt, wird diese in eine Solldruckdifferenz umgerechnet (Kurve (4)). Kurve (5) zeigt den im Versuch tatsächlich anliegenden Druckverlauf in Abhängigkeit von der Zeit. Die Deckungsgleichheit der Kurven (4) und (5) verdeutlicht somit die Leistungsfähigkeit des Prüfstandes und die Regelgüte von Regler und Proportionalventil. Wichtig ist, dass hier keine bleibende Regelabweichung auftritt.

Allerdings verdeutlicht der reale Druckverlauf, dass bedingt durch zu hohe Grundlast an der hydraulischen Schnittstelle keine Leistungen kleiner als das gewünschte 50 %-Lastniveau dargestellt werden können und damit das prüfbare Spektrum begrenzt ist. Außerdem ist darauf zu achten, dass bei der Umsetzung dieser geringen Drosselungen hohe Totzeiten (im Beispiel mehr als 4,5 s) auftreten, die bei Wiederholungen unterschiedlich ausfallen. Dies wird in der Auswertung mit berücksichtigt. Auch an der mechanischen Schnittstelle ist trotz der im Prüfstand integrierten Grundlastkompensation das Prüfspektrum auf Lastniveaus größer 50 % begrenzt.

### 5.3.2 Reproduzierbarkeit stationärer Lastvorgaben

Die Deckungsgleichheit der als Reaktion auf die Drosselung gemessenen Abtriebsmomente am hydraulischen (Kurve (2)) und elektrischen Einzugsmotor (Kurve (3)) verdeutlicht, dass Belastungsverläufe reproduzierbar am Prüfstand dargestellt werden können. Für das mittlere gemessene Drehmoment während der einzelnen Lastphasen (exklusive 5 s Einlauf und 2 s Auslauf) sind die Abweichungen kleiner  $\pm 3$  %. Zu beachten sind allerdings die Abweichungen zwischen dem Sollwert und den Istwerten. Diese sind dadurch bedingt, dass zur Belastung der hydraulischen Schnittstelle am Prüf-LkW eine Verstellpumpe vorgeschaltet ist. Zum Aufbringen von Last wurde diese manuell so ausgeschwenkt, dass sich im Leerlauf ein Volumenstrom von 100 l/min einstellt. Durch die unter Last aber ansteigenden volumetrischen Verluste wird dieser ideale Volumenstrom dann nicht mehr erreicht. Damit bleiben die an der Drossel umgesetzte Leistung und somit auch das Lastmoment hinter dem Ideal zurück. Eine lastabhängige Korrektur war nicht umsetzbar. Um die Abweichungen zu begrenzen, wurde die ideale Abstimmung auf den Teillastbereich eingestellt. Daraus resultiert für das 140 %-Lastniveau ein Defizit von 11,9 Prozentpunkten für den Hydraulikmotor und von 9,5 Prozentpunkten für den drehzahlsteiferen Elektromotor. Das 140 %-Lastniveau stellt damit nur eine Last von 130 % dar.

An der mechanischen Schnittstelle zur Belastung des Vorsatzgerätes treten diese Probleme nicht auf, da hier direkt das Lastmoment geregelt wird. Der zeitliche Verlauf des Soll- und Ist-Drehmoments ist in Anhang 1 dargestellt. Wesentlich ist, dass auch hier keine bleibende Regelabweichung zu erkennen ist.

### 5.3.3 Reproduzierbarkeit dynamischer Lastvorgaben

Neben dem bisher notwendigen optimalen stationären Verhalten in Form von reproduzierbarer Darstellung von Betriebspunkten, ist für die dynamischen Versuchsreihen zur Ermittlung der Energieeffizienz die dynamische Leistungsfähigkeit ausschlaggebend.

Der Vergleich der Soll- und Istwerte des an der hydraulischen Schnittstelle anliegenden Drucks zeigt, dass der Prüfstand die Dynamik des Prüfzyklus abbilden kann. Die Betrachtung des Soll-Lastmoments und der gemessenen Lastmomente in Abbildung 31 verdeutlicht aber

ähnliche Defizite wie bereits aus der stationären Versuchsanstellung bekannt. Mit zunehmendem Lastmoment und dadurch höherem Druck werden Lastspitzen schlechter abgebildet.

Für das mittlere Lastmoment resultieren Defizite von 5 % bei der Hydraulik und 7,1 % bei der elektrischen Lösung. Wichtig für die Vergleichbarkeit zwischen den Versuchsreihen ist auch hier insbesondere der Reproduktionsfehler. Dieser setzt sich zusammen aus den Fehlern des Prüfstandes, den Fehler bedingt durch die Pumpeneinheit und etwaigen Wechselwirkungen. Am dargestellten Beispiel addieren sich diese Fehler im Mittel auf 2,1 %. Für die Auswertung wird dabei nur die Lastphase ohne Ein- und Auslauf herangezogen.

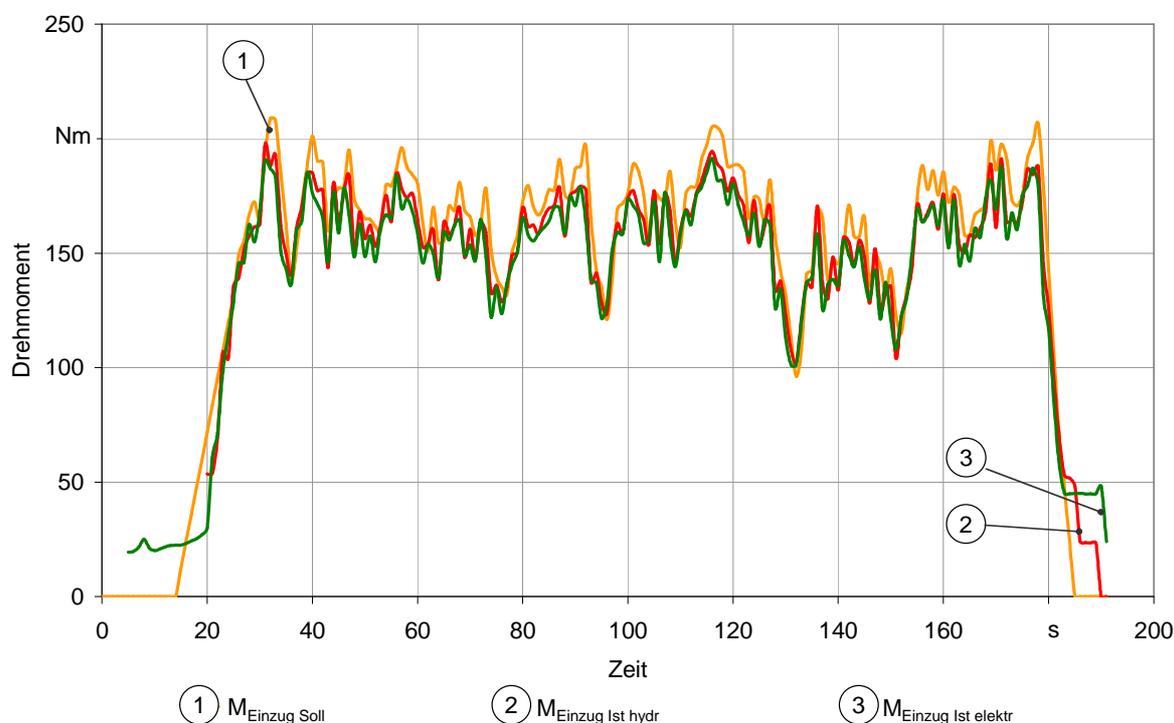


Abbildung 31: Zeitlicher Verlauf des im dynamischen Zyklus gewünschten Lastmoments und die gemessenen Lastmomente im hydraulischen und elektrischen Prüfdurchgang ( $n_{\text{Diesel}}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{\text{th}}=8 \text{ mm}$ )

Die Situation an der mechanischen Schnittstelle zur Belastung des Vorsatzantriebsstrangs zeigt ebenfalls keine dynamischen Probleme und kann folglich ohne wesentliche Abweichungen die Solldrehmomente abbilden.

Allerdings sind bei der Versuchsanordnung zur Bewertung des diesel-elektrischen Triebstrangs Schwingungsprobleme aufgetreten. Diese waren dadurch verursacht, dass an den Elektromotoren keine Master-Slave-Funktion umsetzbar war, wodurch sich die Drehzahlregelung der Motoren unter geringer Last aufgeschaukelt hat. Gemessen wurde aufgrund eines Defektes an einer Drehmomentmessnabe nur das Summenmoment beider Motoren. Damit ist

eine Betrachtung des Einzelmotors nicht mehr möglich. Für detaillierte Informationen zu den Wandlern wären nötig:

- Die Daten des hydraulischen Einzugsmotors als Repräsentant der hydraulisch-mechanischen Wandler,
- die Daten zum hydraulischen Vorsatzantrieb als Erweiterung auf den kombinierten hydraulisch-mechanischen Triebstrang,
- die Daten zum elektrischen Einzugsmotor repräsentativ für die Beurteilung eines typischen elektrisch-mechanischen Wandlers,
- die Daten der hydraulischen Leistungsbereitstellung, bestehend aus Antriebs- und Speisepumpe,
- die Daten zur elektrischen Leistungsbereitstellung, bestehend aus Generator und Gleichrichterbrücke.

Der Vorsatzantrieb ist im diesel-elektrischen System auf einen reinen elektrisch-mechanischen Wandler reduziert und damit aus den Informationen des elektrischen Einzugsmotors ableitbar.

#### **5.4 Leistungsübertragung bei hydraulischen Triebsträngen**

Die hydraulischen Baugruppenantriebe stellen für verteilte drehzahlvariable Baugruppenantriebe heute die Standardlösung dar (siehe Kapitel 3.2). Das Übertragungsverhalten dieser Antriebsstränge bildet damit den Maßstab und die Referenzgröße für alternative Systeme. Nachfolgend werden beispielhaft die Wirkungsgrade und die Energieeffizienz der gesamten hydraulischen Antriebskette für typische Betriebszustände dargestellt. Bedeutend sind dabei das Verhalten der mechanisch-hydraulischen und hydraulisch-mechanischen Wandler und die daraus resultierenden Verluste der Leistungsübertragung vom Dieselmotor zur Baugruppe.

Das nachfolgend zuerst dargestellte stationäre Wirkungsgradverhalten dient der allgemeinen Vergleichbarkeit verschiedener Systeme, unabhängig von deren Betriebszyklen. Bei der Betrachtung der Einzelaggregate treten deutliche Unterschiede zwischen motorischer und pumpeseitiger Energiewandlung zu Tage.

Die erzielbaren Gesamtwirkungsgrade schwanken für die hydraulischen Aggregate in Abhängigkeit von der Auslastung, der Dieselmotordrehzahlen und der Häcksellänge. Dieselmotordrehzahl und Häcksellänge haben deshalb Einfluss auf den Wirkungsgrad, weil Sie die Soll-drehzahl der Baugruppen stellen.

Das Verhalten während des stationären und dynamischen Einsatzes und der Effekt unterschiedlicher Auslastung, Dieselmotordrehzahl und theoretischer Häcksellänge sind nachfolgend dargestellt.

### 5.4.1 Hydraulische Baugruppenantriebe und deren stationäres Übertragungsverhalten

Das typische Verhalten der hydraulischen Baugruppenantriebe während der Versuchsreihen zu den stationären Betriebspunkten zeigt Abbildung 32. Dargestellt ist die vollständige Datenaufzeichnung für die Lastniveaus von 10 % bis 140 % des Lastmomentes am häufigsten Betriebspunkt bei einer Dieselmotordrehzahl  $n_{Diesel}$  von 1750 1/min und einer theoretischen Hücksellänge  $x_{th}$  von 8 mm. Dies repräsentiert die Drehzahlklasse mit dem häufigsten Betriebspunkt der Maschine.

Die Wirkungsgrade im Betriebszustand errechnen sich aus den Messgrößen der Tabelle 6 zu (siehe auch Abbildung 16):

$$\eta_{ges\ hydr. Einzug}(t) = \frac{M_{M\ Einzug}(t) * n_{M\ Einzug}(t)}{(P_{M\ HD\ Einzug}(t) - P_{M\ ND\ Einzug}(t)) * V_{Einzug}(t)} \quad \text{Gl. 5.1}$$

$$\eta_{ges\ hydr. Vorsatz}(t) = \frac{M_{M\ Vorsatz}(t) * n_{M\ Vorsatz}(t)}{(P_{M\ HD\ Vorsatz}(t) - P_{M\ ND\ Vorsatz}(t)) * V_{Vorsatz}(t)} \quad \text{Gl. 5.2}$$

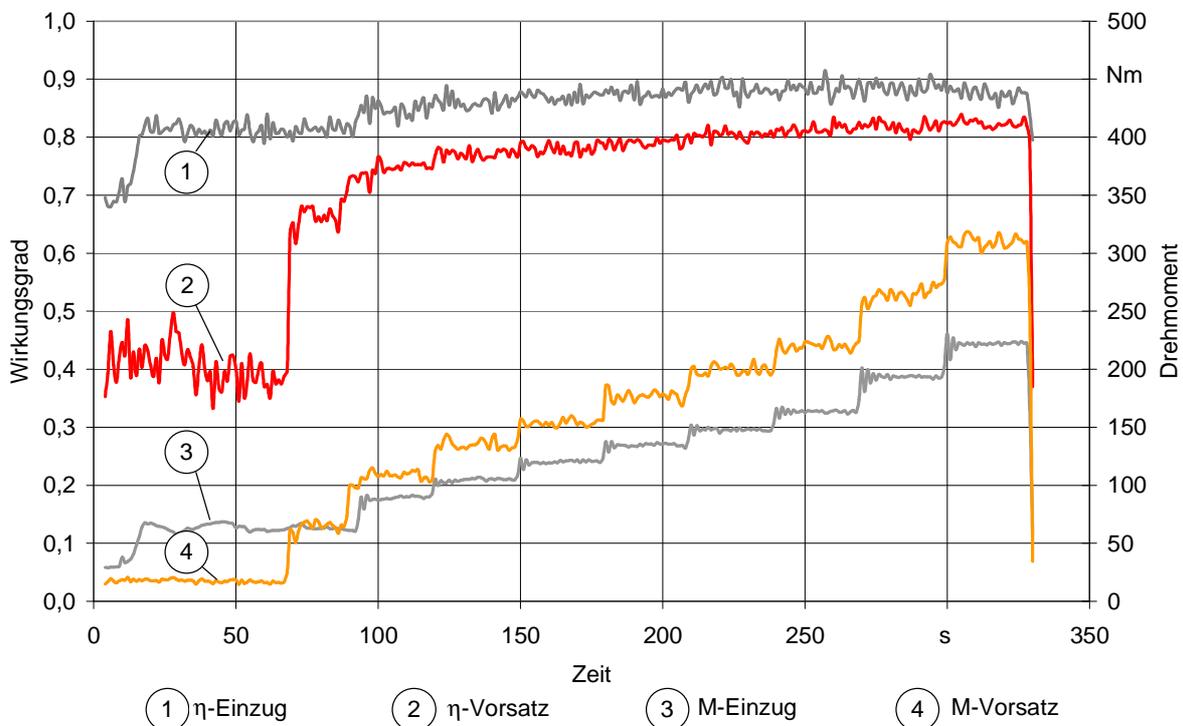


Abbildung 32: Wirkungsgradverhalten von hydraulischem Einzugsmotor und hydraulisch-mechanischem Vorsatzantriebsstrang bei stufenweiser Erhöhung des Lastmomentes an Einzug und Vorsatz ( $n_{Diesel}=1750$  1/min,  $x_{th}=8$  mm)

Kurve (1) stellt den zeitlichen Verlauf des resultierenden Gesamtwirkungsgrades am hydraulischen Einzugsmotor in Abhängigkeit vom anliegenden Lastmoment (3) dar. Im Gegensatz dazu beinhaltet der dargestellte Gesamtwirkungsgrad des Vorsatzantriebs (2) neben dem Wirkungsgrad des hydraulischen Wandlers auch die Wirkungsgrade der mechanischen Übertragung ins Vorsatzgerät. Die Leistungsübertragung erfolgt gemäß Abbildung 16 über Reduziergetriebe, Splitgetriebe und Gelenkwellen.

Der zeitliche Verlauf der Lastmomente verdeutlicht die stufenweise Erhöhung der an Einzug und Vorsatz anliegenden Belastung. Kurve (3) bildet die in Kapitel 5.2 beschriebene Problematik des hohen Grundlastmoments an der hydraulischen Schnittstelle ab. Die Grundlast der Kombination aus Prüfstand und Pumpeneinheit liegt bei ca. 35 % des Volllastmomentes am Einzug. Bei der mechanischen Schnittstelle zur Belastung des Vorsatzantriebsstrangs liegt die Grundlast wesentlich geringer. Allerdings kann das Lastmoment erst auf das 30 %-Niveau geregelt werden. An beiden Schnittstellen sind damit die 30 % und 10 % Auslastung nicht repräsentativ.

Für die Auswertung des stationären Verhaltens und Berechnung der mittleren Wirkungsgrade während einer Lastphase sind jeweils 5 s Einlaufphase ab Lastniveauwechsel und 2 s vor Ende der Lastphase von der Auswertung ausgenommen.

Der Gesamtwirkungsgrad des Wandlers am Einzugsmotor beträgt für das 100 %-Lastniveau 88,4 % und sinkt bei 50 % Auslastung auf 84,7 % ab. Der Wirkungsgrad des Vorsatzantriebes liegt unter Nennlast bei 81,4 % und verringert sich auf 74,7 % bei halber Auslastung. Diese steigenden Verluste sind auf die mechanische Leistungsübertragung ins Vorsatzgerät zurückzuführen, da beide Motoren aus der gleichen Baureihe stammend, vergleichbare Wirkungsgradniveaus erwarten lassen. Bei beiden Antrieben ist die Wirkungsgradsteigerung, ausgehend von der Grundlast auf die 50 %-Stufe wesentlich deutlicher ausgeprägt als die Nachfolgenden. Während der Einlaufphase bis zum Ansprechen der Lastmaschine des Prüfstandes, arbeitet der Vorsatzstrang ohne Last bei einem Wirkungsgrad von 40 %. Dieser Zustand ist prüfstandsbedingt am Einzug nicht darstellbar.

Die Lastabhängigkeit der Wirkungsgrade der hydraulischen Antriebslösungen ist in Abbildung 33 dargestellt. Erkennbar ist wiederum das niedrigere Wirkungsgradniveau am Vorsatz, bedingt durch die zusätzlichen Übertragungsverluste. Beim Einzugsantrieb bildet die Ausgleichskurve einen flachen Rücken mit den Bestwerten zwischen der 100 %- und 120 %-Laststufe. Bei stärkerer Belastung steigen die Verluste hingegen wieder an. Bei Lastreduzierung von 100 % auf 50 % verändert sich der Wirkungsgrad um nur 3,9 Prozentpunkte. Dies entspricht einem linearisierten Gradienten  $\Delta\eta_{10\%}$  von 0,82 Prozentpunkten Wirkungsgrad je 10 % Laständerung. Der Vorsatzantrieb hingegen erreicht auch bei einer Auslastung von 140 % nicht das Wirkungsgradmaximum. Generell ist die Lastabhängigkeit stärker ausgeprägt. Im Vergleich zur Volllast sinkt der Wirkungsgrad bei Teillast (50 % Auslastung) um

6,7 Prozentpunkte. Damit liegt in diesem Bereich der linearisierte Gradient  $\Delta\eta_{10\%}$  bei 1,31 Prozentpunkten je 10 % Laständerung. Für Belastungen unterhalb des 50 %-Niveaus sinken die Wirkungsgrade wesentlich stärker.

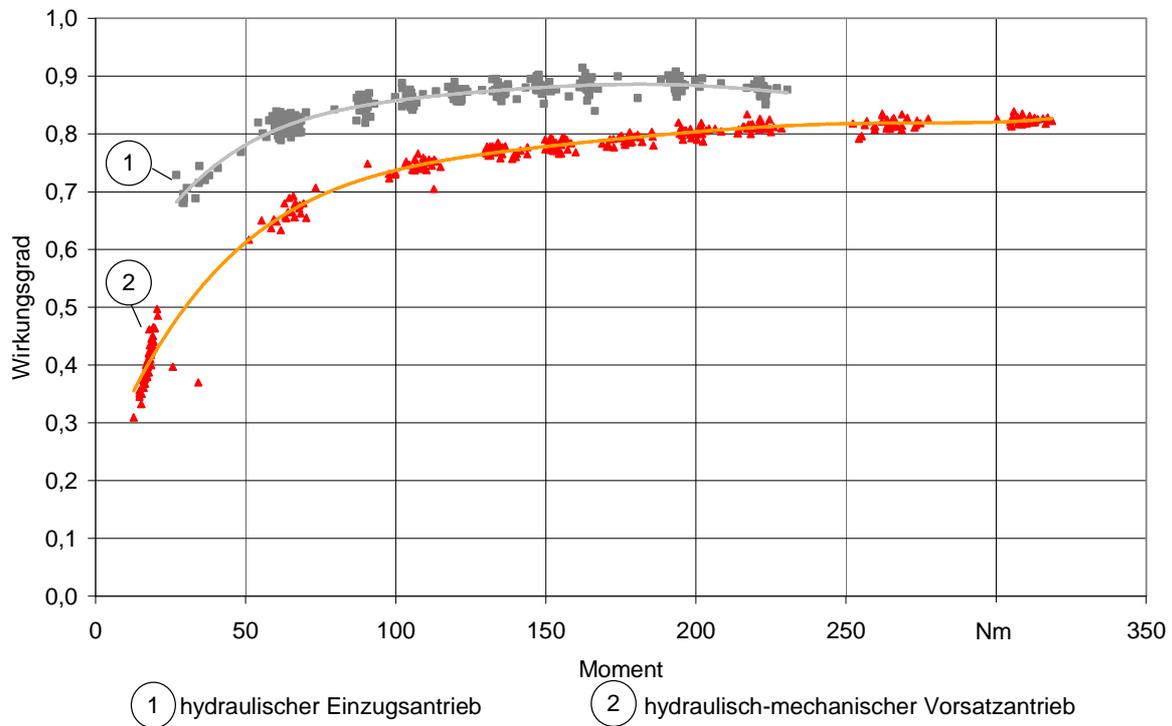


Abbildung 33: Wirkungsgrad von hydraulischem Vorsatz und Einzugsantrieb in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{\text{Diesel}}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{\text{th}}=8 \text{ mm}$ )

Nachteilig auf die tatsächliche Häcksellänge als wesentlichen Qualitätsparameter wirkt sich die ausgeprägte Lastabhängigkeit der Drehzahl des hydraulischen Einzugsmotors aus. Abbildung 34 veranschaulicht dies.

Bei Annahme eines linearen Zusammenhangs wird der Motor je 10 Nm Lastanstieg um 19 1/min gedrückt. Augenfällig sind außerdem die großen Schwankungen. Diese Schwäche resultiert aus der reinen Steuerung der Baugruppendrehzahl durch elektrisches Ausschwenken der Pumpen über einen eingepprägten Strom. Eine Korrektur der mit zunehmender Last ansteigenden volumetrischen Verluste in Pumpen und Motoren erfolgt nicht. Dieses Verhalten kann genutzt werden, um indirekt im Betriebsfall eine passive Anpassung an die durch zunehmende Last gedrückte Dieselmotordrehzahl zu erreichen. Allerdings bietet dies keine exakte Lösung, wie die Versuchsanstellung zeigte. Dabei wurde mangels Last an der Häckseltrommel, dem Hauptverbraucher des Feldhäckslers, der Dieselmotor nicht gedrückt und trotzdem sank die Baugruppendrehzahl ab.

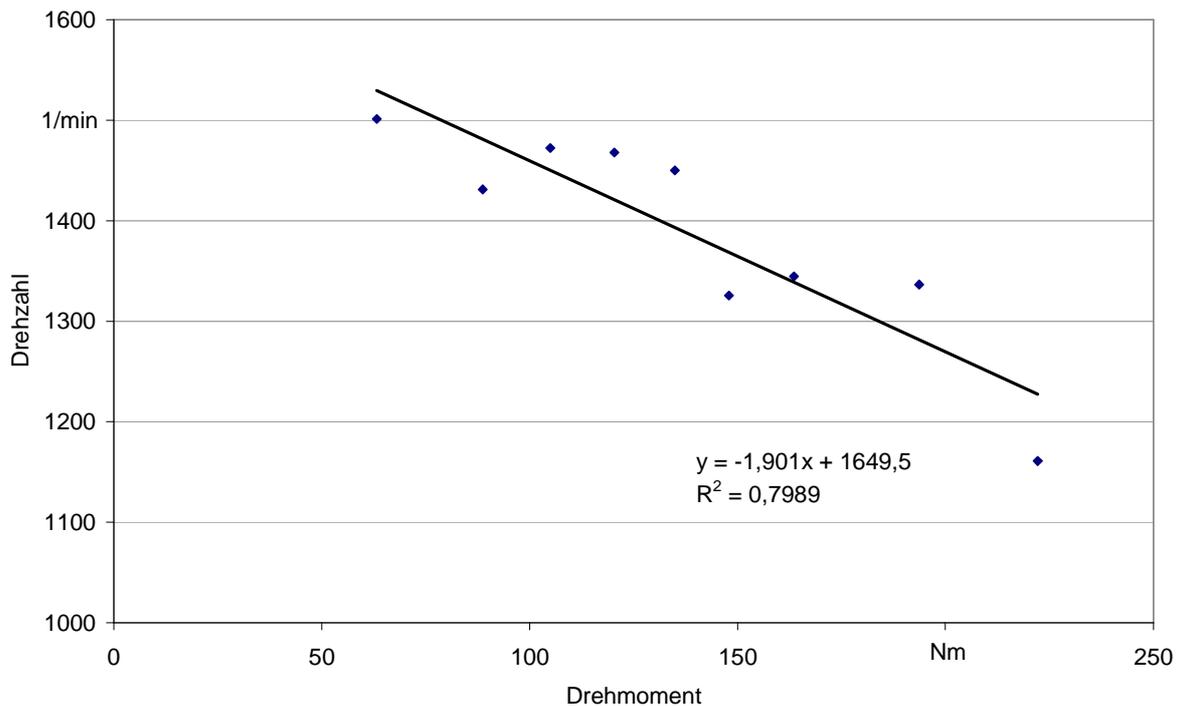


Abbildung 34: Baugruppendrehzahl am hydraulischen Einzug in Abhängigkeit von der Auslastung (Laststufen 30 % bis 140 % bei  $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min und  $x_{\text{th}}=8$  mm)

#### 5.4.2 Stationäres Übertragungsverhalten der hydraulischen Leistungsbereitstellung

Die Verluste der hydraulischen Leistungsbereitstellung sind im Vergleich zur motorischen Seite deutlich größer, was der zeitliche Verlauf des Wirkungsgrades in Abbildung 35 aufzeigt. Dieser beschreibt den mittleren Gesamtwirkungsgrad der im Serienantriebsstrang eingesetzten Pumpen. Aus messtechnischen Gründen kann für die Antriebsleistung nur das treibende Moment am gesamten Pumpenturm und die dazugehörige Drehzahl gemessen werden. Die Einzelantriebsleistung der Pumpen ist nicht zu differenzieren. Der effektive Nutzen setzt sich aus der hydraulischen Leistung der Vorsatz- und Einzugspumpe zusammen. Damit errechnet sich der Wirkungsgrad bei angeschalteten Aggregaten zu:

$$\eta_{\text{ges Pumpen}}(t) = \frac{P_{P \text{ hydr}}(t)}{M_{\text{Pumpen}}(t) * n_{\text{Pumpen}}(t)} \quad \text{Gl. 5.3}$$

mit:

$$P_{P \text{ hydr}}(t) = (p_{P \text{ HDVorsatz}}(t) - p_{P \text{ NDVorsatz}}(t)) * V_{\text{Vorsatz}}(t) + (p_{P \text{ HD Einzug}}(t) - p_{P \text{ NDEinzug}}(t)) * V_{\text{Einzug}}(t)$$

Gl. 5.4

Das zum Antreiben der Rückspeisepumpe notwendige Moment wird dabei aufwandsseitig berücksichtigt. Weil diese aber nur niederdruckseitig einspeist, wird keine Nutzleistung verbucht.

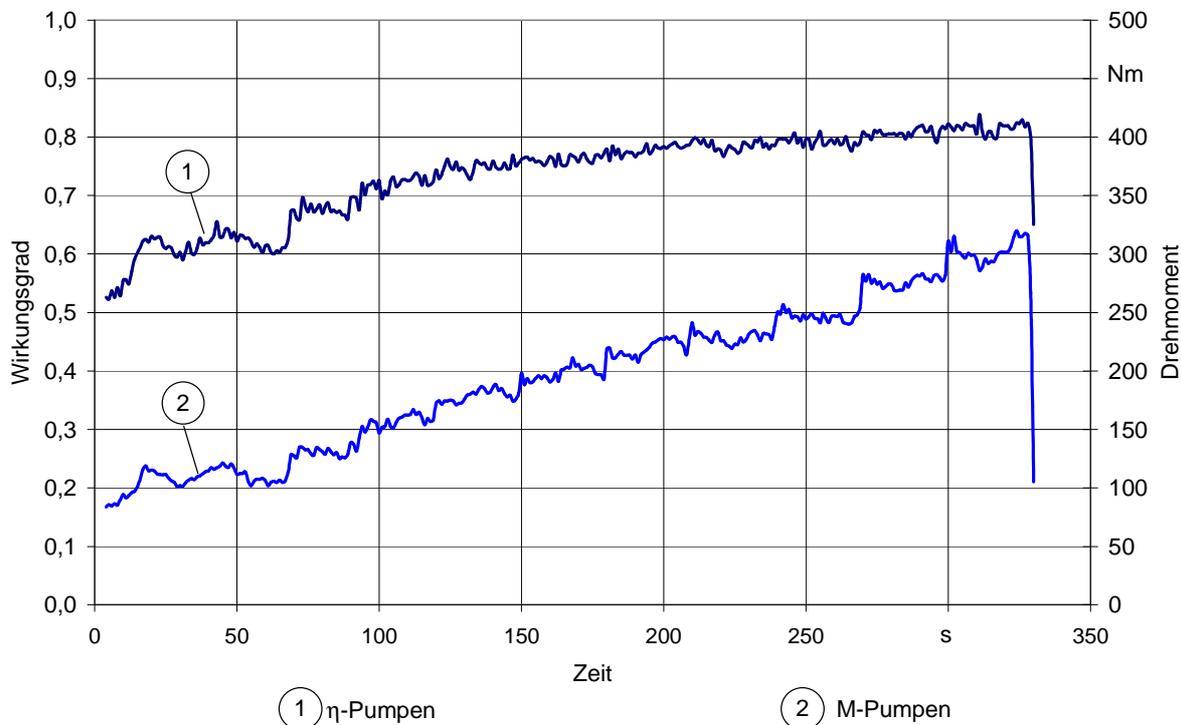


Abbildung 35: Wirkungsgradverhalten der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments an Einzug und Vorsatz ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{\text{th}}=8$  mm)

Durch die Belastung an Vorsatz und Einzug stellen sich für das 100 %-Niveau an den Pumpen im Mittel 248,4 Nm ein. Am 50 %-Niveau liegen 159,2 Nm an. Bei einer Pumpendrehzahl von 2444,5 1/min entspricht dies einer Antriebsleistung von 63,6 kW bzw. 40,8 kW.

Die Lastabhängigkeit des Gesamtwirkungsgrades der Leistungsbereitstellung  $\eta_{\text{ges Pumpen}}$  wird nochmals in Abbildung 36 hervorgehoben. Deutlich erkennbar ist der stetige Anstieg des Wirkungsgrades unter zunehmenden Belastungen an den Aggregaten. Bei 100 % Last an Vorsatz und Einzug arbeiten die Pumpen mit einem mittleren Wirkungsgrad von 79,2 %. Eine Auslastung von 50 % hat einen um 6,9 Prozentpunkte schlechteren, die Auslastung mit 140 % einen um 0,6 Prozentpunkte besseren Wirkungsgrad als das 100 %-Niveau zur Folge. Das Optimum liegt mit 80,9 % oberhalb der Standardauslastung bei 120 % Last. Der linearisierte Gradient  $\Delta\eta_{10\%}$  für den Bereich zwischen 50 % Last und 100 % Last liegt damit bei 1,38 Prozentpunkten je 10 % Laständerung. Damit sind sowohl das Wirkungsgradniveau als auch die Lastabhängigkeit der Pumpen ungünstiger für den häufigen Teillastbetrieb in der landwirtschaftlichen Applikation als die der Baugruppenantriebe.

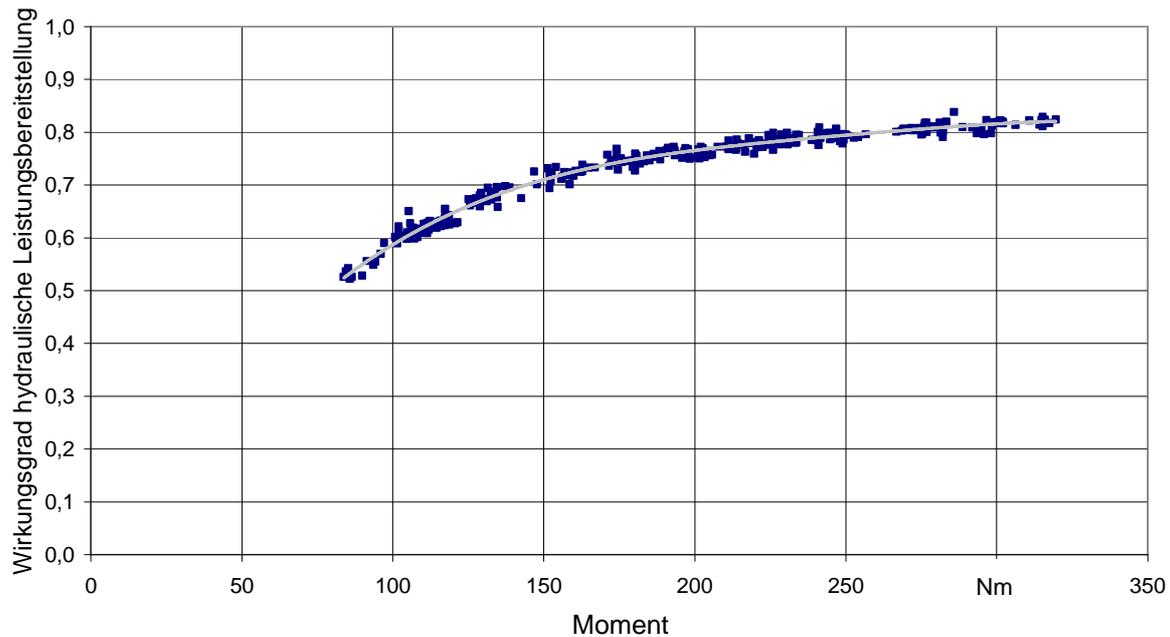


Abbildung 36: Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{\text{th}}=8$  mm)

Zusätzlich gibt der Verlauf der Wirkungsgrad-Drehmoment-Kennlinie einen Hinweis auf den Wirkungsgrad des Gesamtantriebsstrangs. Das sich bei 100 % Last einstellende Moment an den Pumpen von im Mittel 248,4 Nm, reduziert sich für die Last von 50 % nur um 39,6 % auf 159,2 Nm. Bei gleichbleibenden Drehzahlverhältnissen ist dies durch einen bei geringer Auslastung schlechteren Wirkungsgrad des Gesamttriebstrangs begründet, wodurch die geringere Last durch größere Verluste kompensiert wird.

### 5.4.3 Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter hydraulischer Baugruppenantriebe

#### Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$

Wie bereits dargestellt, ist das Baugruppendrehzahlverhältnis zwischen Häckseltrommel und Einzug/Vorsatz eine Stellgröße im Prozess. Eine Änderung dieses Verhältnisses hat eine Änderung der theoretischen Häcksellänge zur Folge. Da die Trommeldrehzahl über den Riemenantrieb direkt proportional zur Dieselmotordrehzahl ist, erfordert eine Änderung der Drehzahl am Dieselmotor, zum Beispiel durch Drückung, eine Anpassung der Einzugs- und Vorsatzdrehzahl. Das anliegende Moment hingegen ist ausschließlich abhängig vom aktuellen Materialdurchsatz.

Abbildung 37 verdeutlicht die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Einzugsmotors von der Dieselmotordrehzahl. Bei einer eingestellten Häcksellänge von 8 mm und einer Auslastung von 100 % schwankt bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen der Wirkungsgrad zwischen 89,9 % bei 1500 1/min und 87,2 % am Tiefpunkt bei 1700 1/min. Im Teillastbereich werden mit einer Belastung von 30 % immer noch Wirkungsgrade über 81 % erreicht. Die Projektion der Kurven in die Wirkungsgrad-Lastmomentebene zeigt Anhang 2.

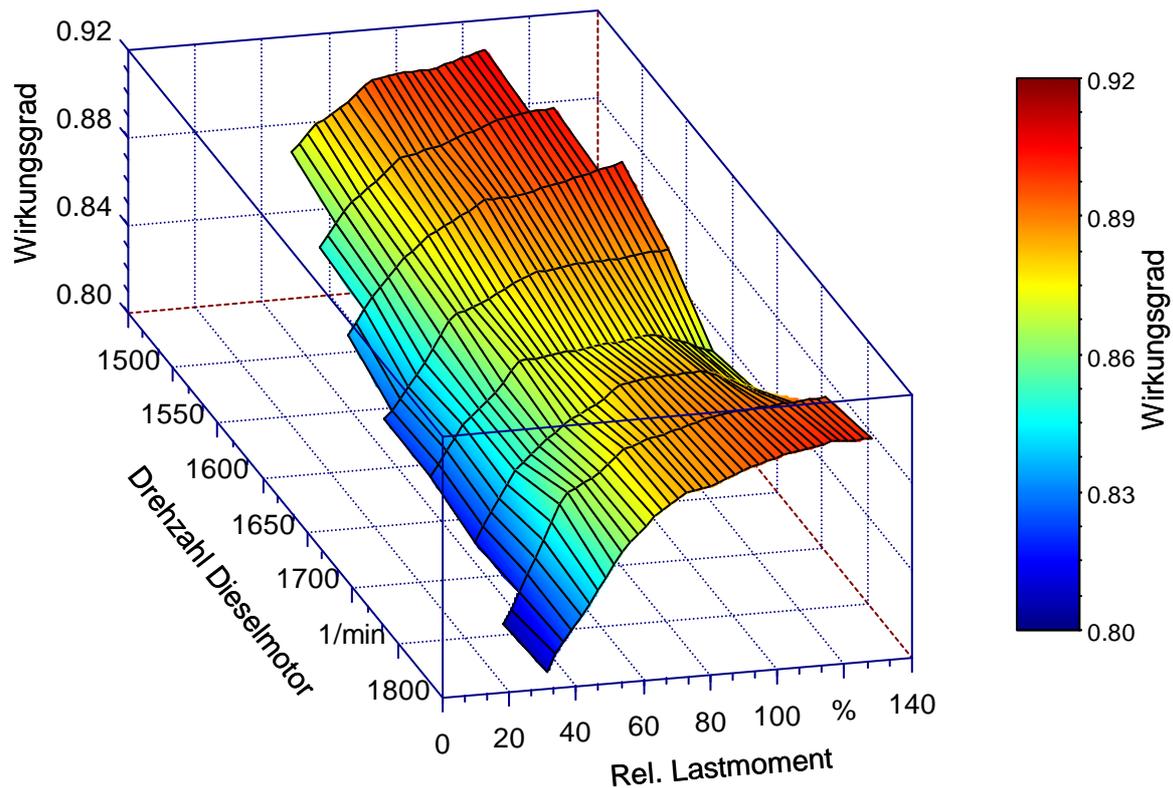


Abbildung 37: Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{th}=8 \text{ mm}$ )

Auffällig ist, dass die schlechtesten Wirkungsgrade im mittleren Drehzahlbereich des Dieselmotors um 1700 1/min erzielt werden (siehe Abbildung 38). Die dargestellten Betriebspunkte repräsentieren den Mittelwert der Lastphase. Eine steigende Tendenz ist sowohl bei Minderung als auch Erhöhung der Dieselmotordrehzahl zu erkennen. In der Grundtendenz zeigt sich ein Absinken des Gesamtwirkungsgrades bei zunehmender Drehzahl und gleichbleibendem Druck. Dies ist typisch für hydraulische Verdrängermaschinen und bedingt durch die mit der Drehzahl ansteigenden Reibungsverluste.

Die Drehzahlabhängigkeit des hydraulisch-mechanischen Vorsatzantriebes ist geprägt durch den mechanischen Leistungsübertragungsteil. Die typischerweise für höhere Drehzahlen zu erwartenden höheren hydraulisch-mechanischen Verluste des Hydraulikmotors werden so überkompensiert. Damit wird die Grundtendenz des hydraulischen Wandlers umgekehrt und mit zunehmender Dieselmotor- und damit auch Vorsatzmotordrehzahl steigt der Gesamtwirkungsgrad der Leistungsübertragung ins Vorsatzgerät an (siehe Abbildung 39). Wie Abbildung 40 zeigt, steigt dabei unter Vollast der Gesamtwirkungsgrad von 75,9 % bei 1500 1/min auf 83,6 % bei 1800 1/min an. Die Drehzahlabhängigkeit ist weitgehend linear und zudem wesentlich stärker ausgeprägt als beim Einzugsmotor. Für den Betriebspunkt bei 1850 1/min und 50 % Last war es nicht möglich einen stationären Betriebszustand einzustellen, weshalb dieser in der Auswertung nicht berücksichtigt ist.

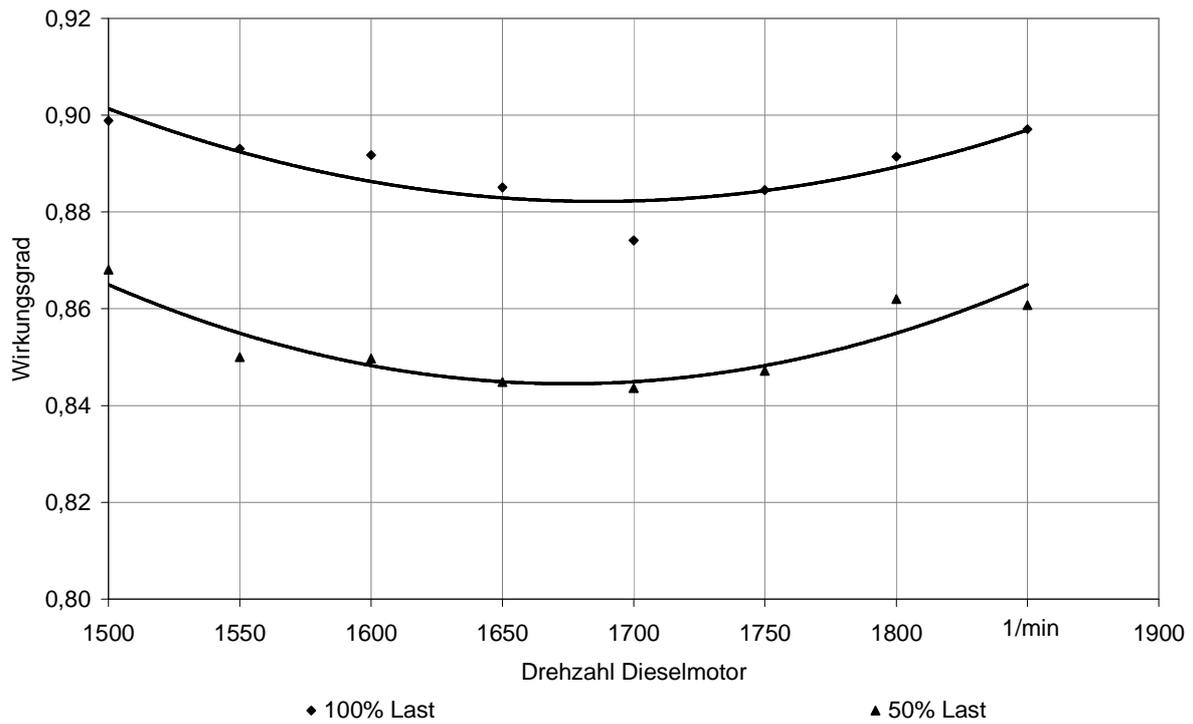


Abbildung 38: Gesamtwirkungsgrad des Einzugsmotors bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Volllast und Teillast ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

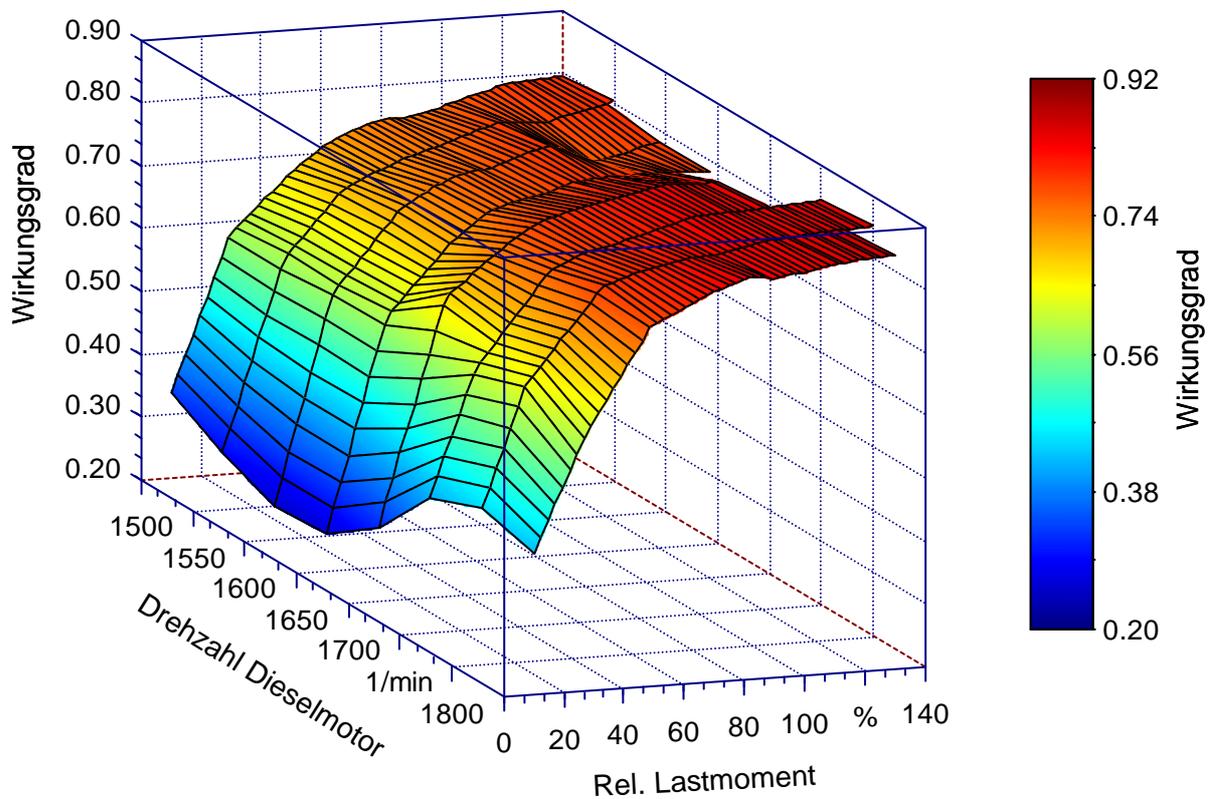


Abbildung 39: Gesamtwirkungsgrad am hydraulischen Vorsatzantrieb bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

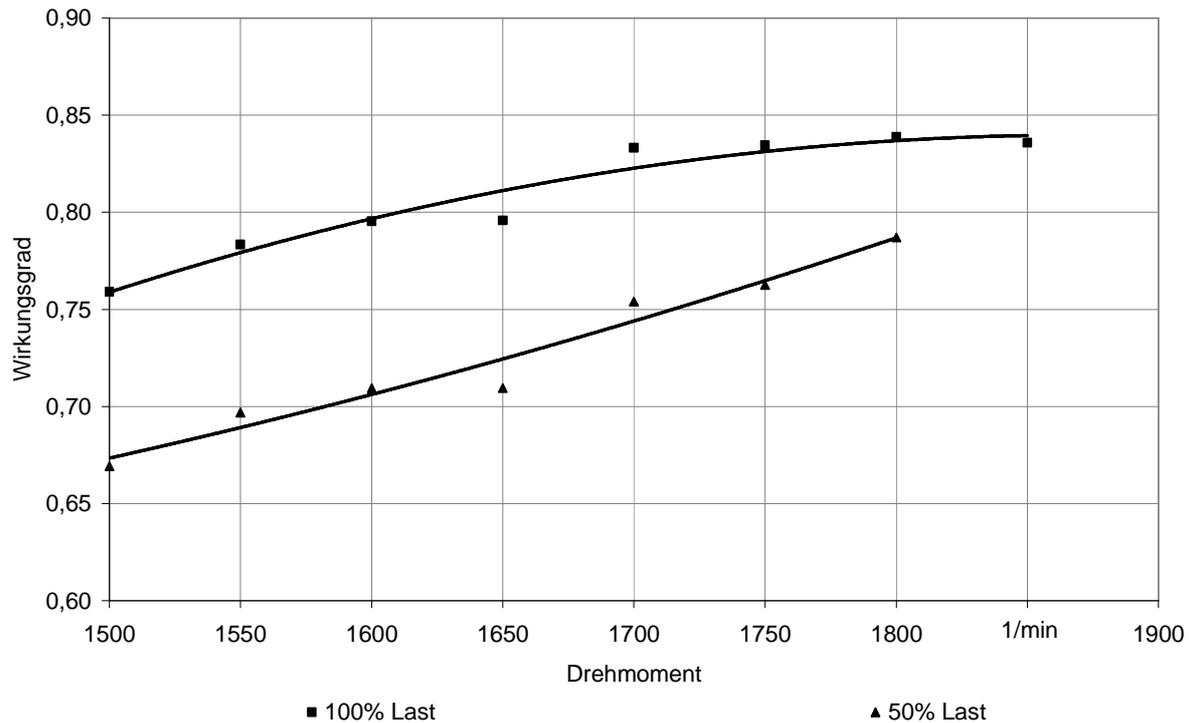


Abbildung 40: Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Vorsatzmotors bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

#### Abhängigkeit von der Häcksellänge $x_{th}$

Die theoretische Häcksellänge als indirekte Drehzahlvorgabe für Einzugs- und Vorsatzmotor hat Einfluss auf deren Gesamtwirkungsgrade. Dies hat zwei Ursachen: Zum einen steigt mit zunehmender Häcksellänge die Solldrehzahl am Antrieb. Zum anderen hat die höhere Drehzahl auch eine geringere Mattendicke zwischen den Einzugswalzen bei gleich bleibendem Materialdurchsatz zur Folge. Daraus entstehen bei kürzeren theoretischen Häcksellängen bei gleichem Lastniveau höhere Drehmomentanforderungen am Antriebsmotor.

Die Erhöhung des Lastmoments bis zu einem Lastniveau von 90 % hat bei allen Häcksellängen einen positiven Effekt und verbessert das Wandlungsverhalten (siehe Abbildung 41; vergleiche auch: Abbildung 33). Für Lastniveaus größer 90 % bedingt diese Lastmomenterhöhung allerdings deutliche Wirkungsgradeinbußen. Dies ist auf überproportional ansteigende volumetrische Verluste zurückzuführen. Deren Anstieg ist durch den Rückgang der Motordrehzahl bei zunehmender Belastung belegt, wie Abbildung 34 veranschaulicht.

Für das 50 %-Lastniveau ist der Vorteil durch geringere Drehzahlen bei kürzeren Häcksellängen auf 3,8 Prozentpunkte zu quantifizieren. Die Einbußen im Überlastbereich bei 140 % Last belaufen sich allerdings auf über 10 Prozentpunkte.

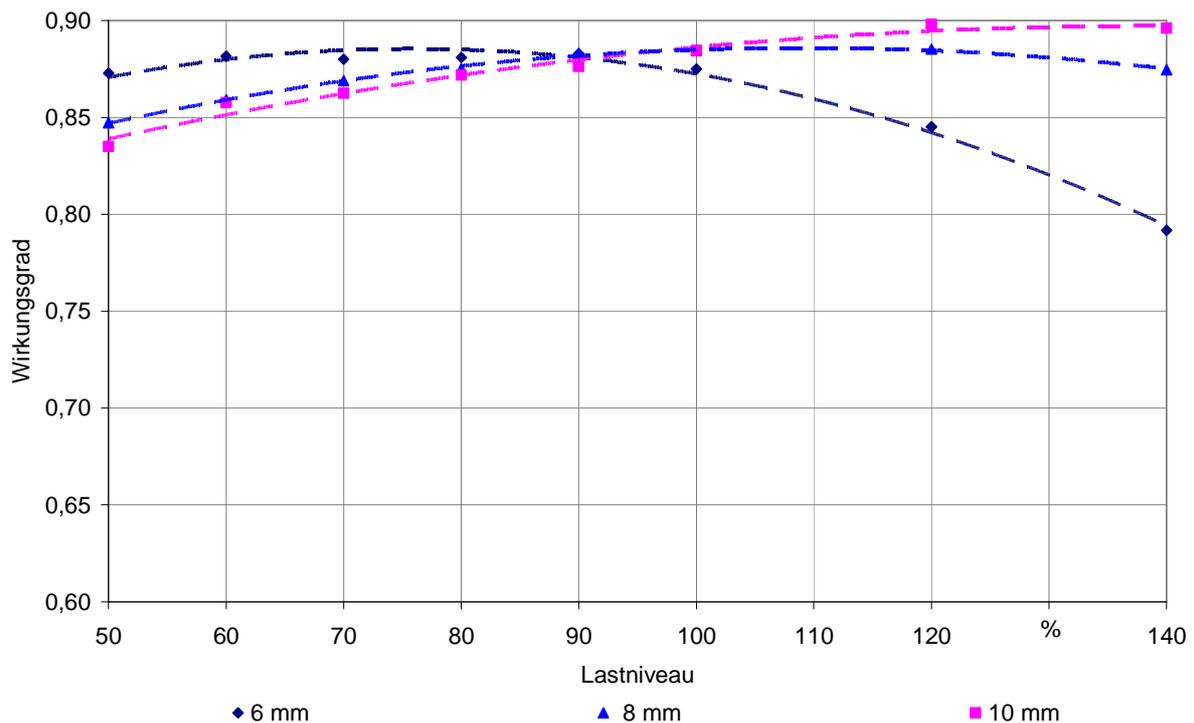


Abbildung 41: Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Lastniveau und theoretischer Häcksellänge ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min)

Tabelle 11 stellt die typischen Betriebsparameter für drei Lastniveaus gegenüber.

Tabelle 11: Typische mittlere Betriebsparameter für die Häcksellängen von 6 mm, 8 mm und 10 mm bei einer Auslastung von 50 %, 100 % und 140 % ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min)

		50 % Last			100 % Last			140 % Last		
		$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	$\bar{\eta}_{\text{ges}}$ [%]	$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	$\bar{\eta}_{\text{ges}}$ [%]	$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	$\bar{\eta}_{\text{ges}}$ [%]
$x_{\text{th}}$ [mm]	10	77,3	1758,6	0,835	141,0	1740,3	0,885	189,3	1601,0	0,896
	8	88,7	1431,1	0,847	163,6	1344,6	0,885	222,2	1160,7	0,875
	6	107,8	1088,2	0,873	208,9	969,9	0,883	286,9	751,7	0,792

#### 5.4.4 Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter hydraulischer Leistungsbereitstellung

Der Einfluss der Parameter Dieselmotordrehzahl und Häcksellänge auf den Wirkungsgrad wird nachfolgend analysiert, weil diese die Solldrehzahl der Baugruppen bestimmen.

##### Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$

Der Wirkungsgrad der hydraulischen Pumpen  $\eta_{\text{ges Pumpen}}$  reduziert sich für das 100 %-Lastniveau bei einem Drehzahlanstieg am Dieselmotor von 1500 1/min auf 1850 1/min von 81,2 % auf 79,3 % (siehe Abbildung 42 und Abbildung 43).

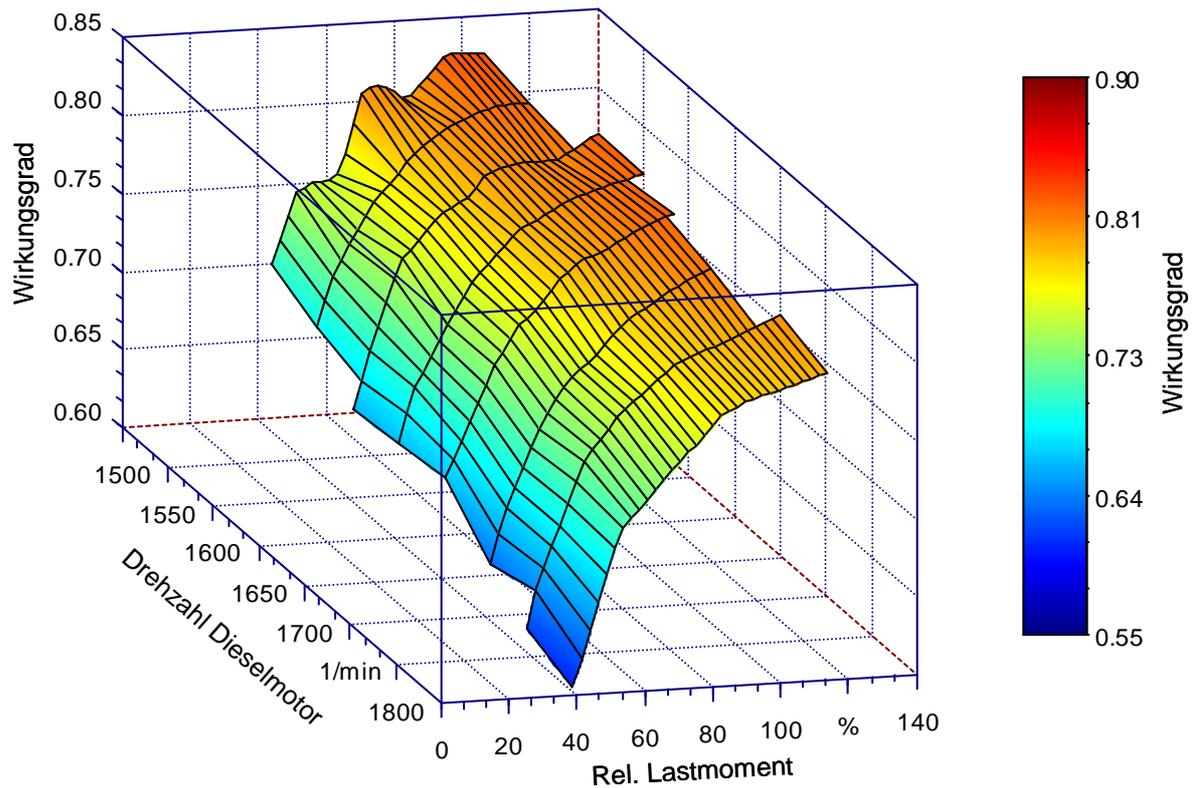


Abbildung 42: Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsverorgung bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

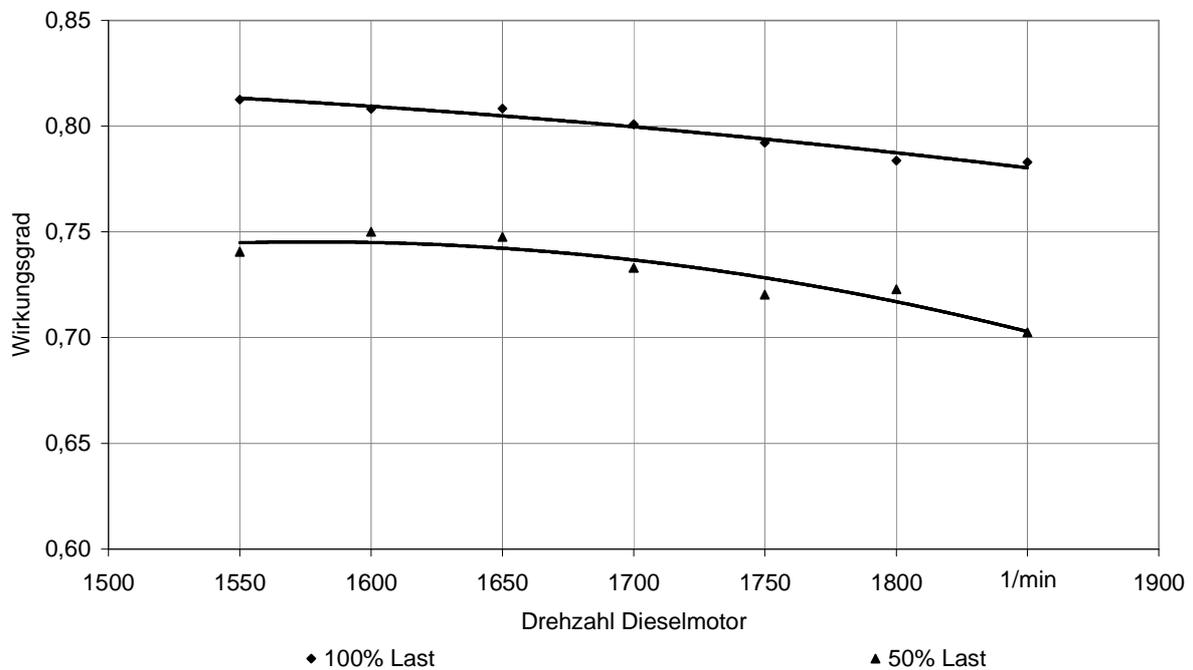


Abbildung 43: Gesamtwirkungsgrad der Pumpen bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Allerdings ist im Betriebsbereich die Abhängigkeit von der Pumpenantriebsdrehzahl sehr gering. Stärker ausgeprägt als auf der motorischen Seite ist die Lastabhängigkeit des Pumpen-

wirkungsgrades im gesamten Drehzahlbereich. Im Teillastbereich (50 % Last) fällt dieser bis auf 74,2 % bei 1500 1/min und auf 70,2 % bei 1850 1/min ab (Abbildung 43). Eine Projektion der Kurven in die Wirkungsgrad-Drehmomentebene zeigt Anhang 3. Das nicht monotone Verhalten der Kurve für die Dieselmotordrehzahl von 1500 1/min ist bedingt durch ein Aufschwingen, welches durch Wechselwirkungen zwischen Einzugsmotor, Lastbremse und Zugleistungsmesswagen induziert wird.

Das Verhalten entspricht damit den Erwartungen, da zwar bei höheren Drehzahlen tendenziell die volumetrischen Verluste leicht zurückgehen, dies aber durch die ansteigenden Reibungsverluste überkompensiert wird.

#### Abhängigkeit von der Häcksellänge $x_{Ht}$

Zum Einstellen unterschiedlicher Häcksellängen wird pumpenseitig die Ausschwenkung und damit der Förderstrom bei gleich bleibender Antriebsdrehzahl angepasst. Eine Verkürzung der Häcksellänge bedingt damit einen geringeren Ausschwenkwinkel bei der Pumpe, wodurch im Allgemeinen bei gleicher Auslastung die Effizienz leidet. Abbildung 44 bestätigt dieses Verhalten in den Kurven für die Lastabhängigkeit der Pumpe für die theoretischen Häcksellängen von 6 mm und 10 mm.

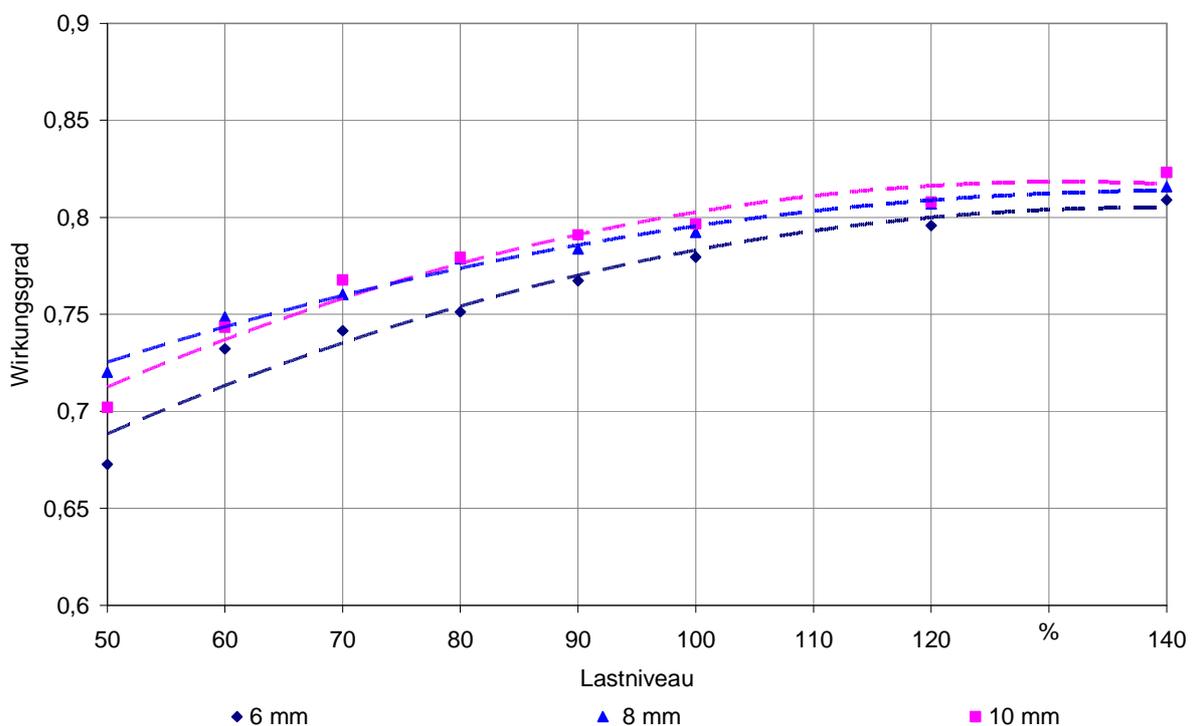


Abbildung 44: Wirkungsgrad hydraulische Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit von Antriebsmoment und theoretischer Häcksellänge (Lastniveaus von 50 % bis 140 %,  $n_{Diesel}=1750$  1/min)

### 5.4.5 Hydraulische Baugruppenantriebe bei dynamischer Belastung

Eine Übertragung der Aussagen aus obiger Betrachtung des stationären Wirkungsgradverhaltens auf den typischen Einsatzfall in einer Erntemaschine ist durch Auswertung der Energieeffizienz  $\varepsilon$  während eines typischen Zyklus möglich. Dabei wird der energetische Gesamtnutzen für einen Arbeitszyklus dessen Aufwand gegenübergestellt. Dies erlaubt eine Bilanzierung von energetischem Aufwand und Nutzen im Mittel über den Zyklus.

Aufgrund der digitalen Aufzeichnung der Messdaten mit einer endlichen Anzahl  $n$  an Datensätzen, wird für die Betrachtung des hydraulischen Einzugsmotors folgende, auf diskreten Werten beruhende, Gleichung herangezogen:

$$\varepsilon_{M \text{ Einzug}} = \frac{\sum_{k=0}^n M_{M \text{ Einzug}}(k) \cdot n_{M \text{ Einzug}}(k) \cdot 2 \cdot \pi}{\sum_{k=0}^n (p_{M \text{ HD Einzug}}(k) - p_{M \text{ ND Einzug}}(k)) \cdot V_{\text{Einzug}}(k)} \quad \text{Gl. 5.5}$$

Die Berechnung der Energieeffizienz des hydraulisch-mechanischen Vorsatzantriebes erfolgt analog dazu.

#### Abhängigkeit von der Auslastung

In Abbildung 45 sind exemplarisch die zeitlichen Verläufe der Lastmomente am hydraulischen Einzugsmotor für die Belastungszyklen mit 60 %-, 100 %- und 130 %-Lastniveau dargestellt. Deutlich wird dabei, dass allen Zyklen der 100 %-Prüfzyklus zugrunde liegt und abweichende Lastniveaus durch Skalierung errechnet worden sind. Für die Berechnung der Energieeffizienz während der Lastphase  $\varepsilon_{\text{Last}}$  werden ausschließlich die Datensätze der Lastphase ohne Ein- und Auslauf berücksichtigt.

Zu beachten ist, dass seitens des Prüfstandes keine exakte Zeittaktung vorgelegen hat. Dies hat dazu geführt, dass die verschiedenen dynamischen Messzyklen unterschiedliche absolute Gesamtzeiten aufweisen. Wird unterstellt, dass der Taktfehler über die Zyklendauer konstant bleibt, repräsentiert dennoch jeder der Zyklen die vorgesehenen Lastanteile und Lastgradientenanteile. Wie aus Gleichung 5.6 bereits hervorgeht, hat die absolute Zeit keinen Einfluss auf die Energieeffizienzbetrachtung, wenn im Zyklus jeweils relativ die gleichen Start- und Endpunkte für die Auswertung definiert werden.

Abbildung 46 stellt für ausgewählte dynamische Lastzyklen den Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Einzugsantriebes in Abhängigkeit vom anliegenden Lastmoment dar. Gleichzeitig ist die Energieeffizienz für diese Lastphasen in Abhängigkeit vom mittleren Lastmoment aufgetragen. Die dargestellten Zyklen wurden bei einer Dieselmotordrehzahl  $n_{\text{Diesel}}$  von 1750 1/min und einer theoretischen Häcksellänge  $x_{\text{th}}$  von 8 mm ermittelt.

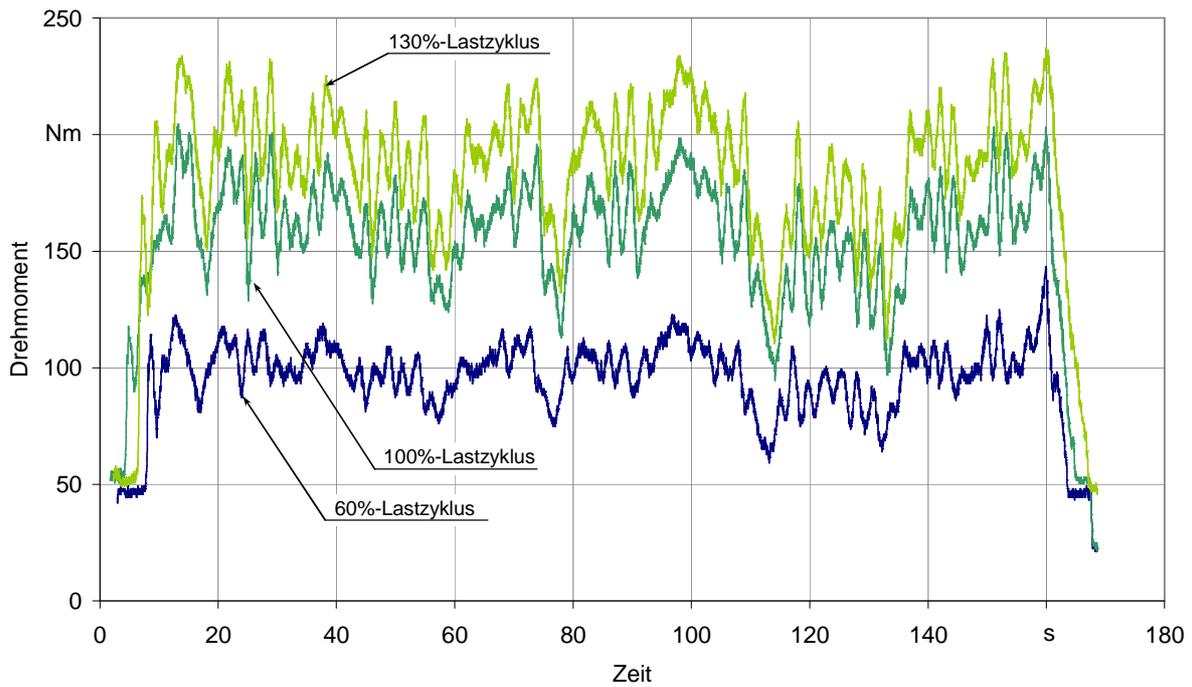


Abbildung 45: Zeitlicher Verlauf des Lastmoments am Einzug bei Belastung mit den dynamischen Zyklen 60 %, 100 % und 120 % Last

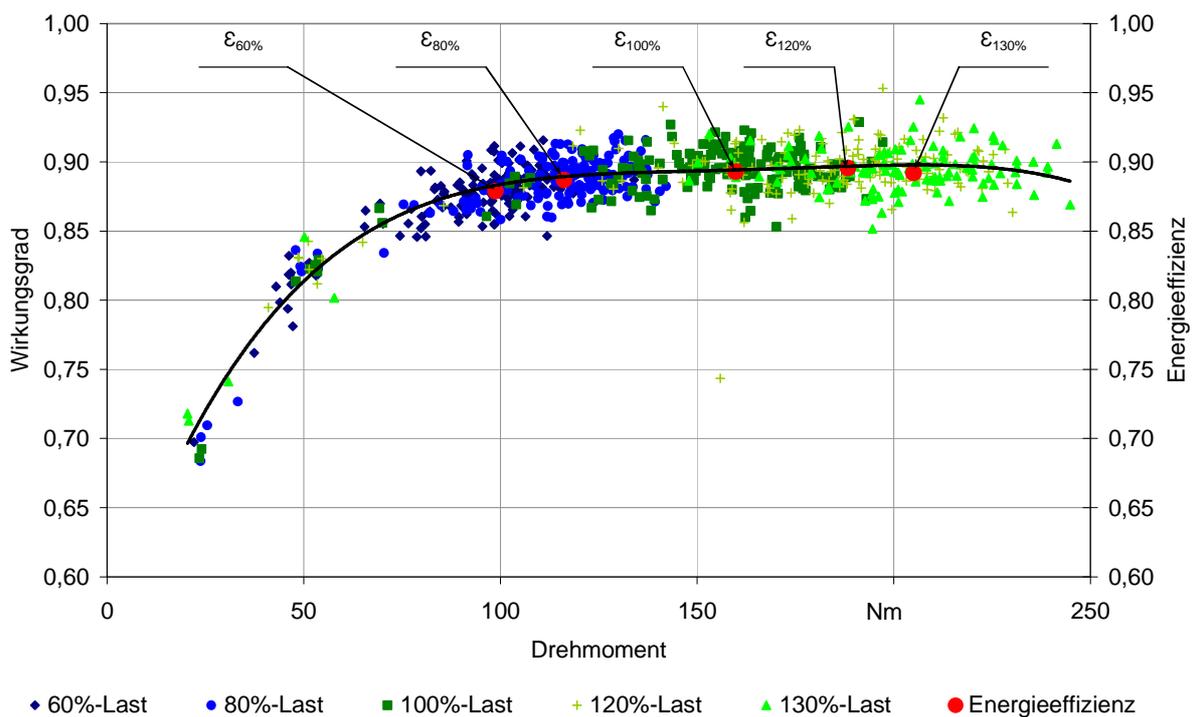


Abbildung 46: Wirkungsgrad des hydraulischen Einzugsantriebes in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ ,  $n_{Diesel}=1750\text{ 1/min}$ )

Das Diagramm zeigt für alle Lastzyklen die dynamischen Betriebspunkte beginnend bei Leerlauf, über die eigentliche Lastphase und die anschließende Entlastung zurück in den Leerlauf. Dabei starten alle Zyklen auf einem Wirkungsgradniveau um 70 %. Bereits die 60-prozentige Auslastung hebt den Gesamtwirkungsgrad unter Last in den Bereich um 87 %. Die weitere

Erhöhung erbringt nur noch geringe zusätzliche Verbesserungen bis nahezu 90 % Gesamtwirkungsgrad.

Das Verhalten des hydraulischen Vorsatzantriebes inklusive der mechanischen Leistungsübertragung ins Vorsatzgerät ist in Anhang 4 dargestellt.

In Tabelle 12 sind für alle betrachteten Lastniveaus zwischen 60 % und 130 % Auslastung die mittleren Lastmomente und Drehzahlen sowie die resultierenden Energieeffizienzwerte für die Lastphase der verschiedenen Prüfzyklen und für den Leerlaufzyklus von Einzugs- und Vorsatzantrieb zusammengestellt. Wie zu ersehen ist, passt das Effizienzkennfeld des Einzugsantriebes gut zu den Anforderungen. Für eine Auslastung zwischen 60 % und 130 % arbeitet der Motor im Zyklus mit einer Energieeffizienz  $\epsilon_{\text{Einzug Last}}$  von über 88 %.

Tabelle 12: Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz von hydraulischem Einzugs- und Vorsatzantrieb bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{th}=8$  mm)

Mittlere Auslastung	$\bar{M}_{\text{Einzug}}$ [Nm]	$\bar{n}_{\text{Einzug}}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Einzug Last}}$	$\bar{M}_{\text{Vorsatz}}$ [Nm]	$\bar{n}_{\text{Vorsatz}}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Vorsatz Last}}$
Leerlauf	21,57	1446	0,701	49,36	858	0,718
60 %	98,73	1335	0,879	111,44	834	0,823
70 %	112,84	1320	0,885	134,10	818	0,835
80 %	116,18	1308	0,887	158,51	828	0,837
90 %	142,13	1268	0,894	181,11	828	0,852
95 %	148,72	1302	0,896	191,04	825	0,850
100 %	159,85	1260	0,893	202,38	821	0,840
105 %	164,64	1311	0,894	215,55	824	0,851
110 %	178,06	1247	0,895	230,38	802	0,850
120 %	188,36	1281	0,895	248,05	796	0,853
130 %	205,09	1238	0,892	275,21	791	0,852

Die Energieeffizienz  $\epsilon_{\text{Einzug Last}}$  des hydraulisch-mechanischen Wandlers am Einzug liegt damit auf einem Niveau vergleichbar dem Wirkungsgrad an den mittleren stationären Lastpunkten. Im Unterschied dazu ist die Effizienz  $\epsilon_{\text{Vorsatz Last}}$  des hydraulischen Vorsatzantriebes im Vergleich zu den stationären Gesamtwirkungsgraden für den Volllastzyklus leicht erhöht auf 84,0 %.

Der für die Bestimmung des Leerlaufverhaltens vorgesehene dynamische Leerlaufzyklus konnte an der hydraulischen Schnittstelle des Prüfstands nicht dargestellt werden. Die Information zum Verhalten des Vorsatzes konnten über den Leerlaufzyklus errechnet werden. Für den Einzugsantrieb werden hingegen Daten eines unregelmäßigen Leerlaufbetriebs an der Einzugschnittstelle verwendet. Das dabei nicht regelbare mittlere Drehmoment liegt bei

21,57 Nm anstelle von 25,90 Nm im eigentlichen Leerlaufzyklus. Die Energieeffizienz des Einzugs im Leerlauf  $\epsilon_{\text{Einzug Leer}}$  wurde dabei zu 70 % errechnet. Auf der Seite des Nutzens wird die mechanische Energie zum Antrieb der Aggregate angesetzt ohne daraus effektive Arbeit zu gewinnen. Die Energieeffizienz während des Leerlaufs am Vorsatz  $\epsilon_{\text{Vorsatz Leer}}$  liegt trotz der berücksichtigten mechanischen Übertragungselemente mit 71,8 % über der des Einzugs.

Werden die Energieeffizienz der Antriebe unter Last und im Leerlauf unter Berücksichtigung ihrer jeweiligen Zeitanteile im Zyklus addiert, kann so die Energieeffizienz für den typischen Gesamtzyklus errechnet werden. Gleichung 5.6 stellt dies auf Basis der in Kapitel 5.1.1 ermittelten Zeitanteile von Last- und Leerlaufphase für den Einzugsantrieb dar.

$$\epsilon_{M \text{ Einzug Zyklus}} = t_{\text{Last}} / t_{\text{ges}} \cdot \epsilon_{M \text{ Einzug Last}} + t_{\text{Leer}} / t_{\text{ges}} \cdot \epsilon_{M \text{ Einzug Leer}} \quad \text{Gl. 5.6}$$

Gleiches gilt für die Betrachtung der Zykleneffizienz am Vorsatzstrang.

Dabei unberücksichtigt bleibt der in Kapitel 5.1.1 beschriebene Leerlaufanteil mit abgesenkter Baugruppendrehzahl, weil dieser maßgeblich durch die Abfuhrlogistik und nicht durch Prozessparameter bestimmt wird. Der aus den Messdaten ermittelte Zeitanteil unter Last beläuft sich so auf 85,0 %, der Anteil der Leerlaufphase auf 15,0 %.

Für den Zyklus mit 100 % Auslastung errechnet sich die Energieeffizienz des Einzugs  $\epsilon_{\text{Einzug Zyklus}}$  für den Gesamtzyklus zu 86,4 %, für den Vorsatzantrieb resultiert  $\epsilon_{\text{Vorsatz Zyklus}}$  zu 82,2 %.

#### Abhängigkeit von der Drehzahl des Dieselmotor $n_{\text{Diesel}}$

Die Energieeffizienz des Einzugs  $\epsilon_{\text{Einzug Last}}$  zeigt bei unterschiedlichen Drehzahl-niveaus des Dieselmotors vergleichbare Tendenzen zu den stationär ermittelten Wirkungsgraden. Allerdings tritt die geringste Energieeffizienz mit 88,1 % bei 1650 1/min auf (siehe Tabelle 13).

*Tabelle 13: Energieeffizienz des hydraulischen Einzugs bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{th}=8 \text{ mm}$ )*

Drehzahl Dieselmotor [1/min]	$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Last}}$
1600	157,81	1207	0,903
1650	164,46	1177	0,881
1700	155,43	1237	0,892
1750	158,02	1263	0,893
1800	158,02	1338	0,904

### Abhängigkeit von der theoretischen Häcksellänge $x_{th}$

Bei Erhöhung der theoretischen Häcksellänge von 6 mm, über 8 mm auf 10 mm steigt für die Lastphase des 100 %-Zyklus der Wirkungsgrad von 88,9 %, über 89,3 % auf 90,0 % an. Dies ist vergleichbar mit dem Gradienten bei den stationären Versuchen.

### 5.4.6 Hydraulische Leistungsbereitstellung bei dynamischer Belastung

Für die Bewertung der hydrostatischen Leistungsbereitstellung an den Steckpumpen während des Betriebs wird die Energieeffizienz der mechanisch-hydraulischen Wandlung  $\varepsilon_{Pumpen}$  berechnet aus der hydraulischen Nutzarbeit der Einzugs- und Vorsatzpumpe und bezogen auf die notwendige mechanische Antriebsarbeit. Die Speisepumpe als notwendige periphere Komponente findet keine Berücksichtigung auf der Nutzseite, ist allerdings in der Antriebsarbeit enthalten (siehe Gleichung 5.7).

$$\varepsilon_{M\ Pumpen} = \frac{\sum_{k=0}^n P_{P\ hydr}(k)}{\sum_{k=0}^n M_{M\ Pumpen}(k) \cdot n_{M\ Pumpen}(k) \cdot 2 \cdot \pi} \quad \text{Gl. 5.7}$$

mit:

$$P_{P\ hydr} = P_{P\ Einzug\ hydr} + P_{P\ Vorsatz\ hydr}$$

$$P_{P\ Einzug\ hydr} = (p_{P\ HD\ Einzug}(k) - p_{P\ ND\ Einzug}(k)) \cdot V_{Einzug}(k)$$

$$P_{P\ Vorsatz\ hydr} = (p_{P\ HD\ Vorsatz}(k) - p_{P\ ND\ Vorsatz}(k)) \cdot V_{Vorsatz}(k)$$

### Abhängigkeit von der Auslastung

Für ausgewählte Lastzyklen sind die mittleren Gesamtwirkungsgrade der Pumpen (jeweils 1 Wert je Sekunde Zyklusdauer) und die Energieeffizienz während des gesamten Zyklus in Abbildung 47 aufgetragen.

Auch während der dynamischen Belastung im typischen Zyklus stellen sich vergleichbare Verlustverhältnisse ein. Im Unterschied zum hydraulischen Einzugsmotor ist allerdings darauf hinzuweisen, dass der positive Effekt der Wirkungsgradsteigerung im Lastbereich zwischen 60 % und 130 % wesentlich stärker ausgeprägt ist. Liegt die Energieeffizienz der Lastphase

$\epsilon_{Pumpen\ Last}$  des 60 %-Zyklus noch bei 70,9 % so steigt diese auf 77,5 % bei 100 % Last und 80,3 % bei 130 % Last an (siehe Tabelle 14). Eine optimale Auslastung der Maschine birgt hier folglich bis über 10 % Energieeinsparung für diesen Triebstrang aus Vorsatz und Einzug allein auf Seite der Pumpen.

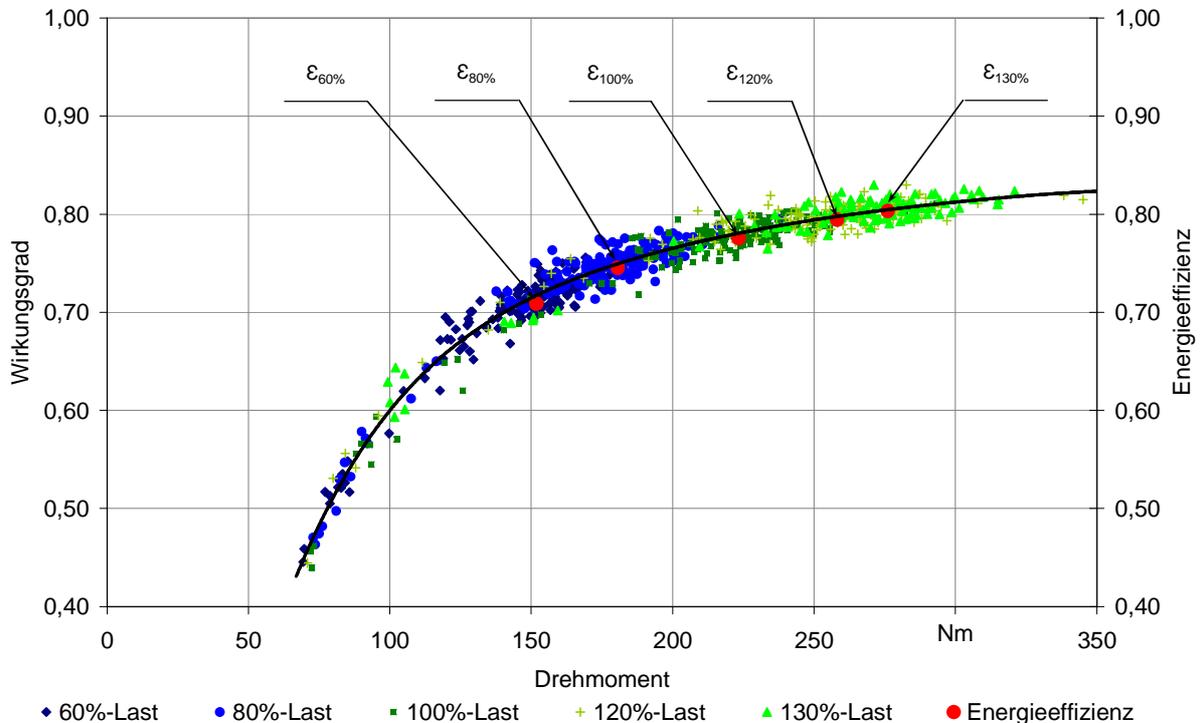


Abbildung 47: Wirkungsgrad der hydraulischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ ,  $n_{Diesel}=1750\text{ 1/min}$ )

Wie im vorhergehenden Kapitel bereits vermerkt war es prüfstandsbedingt nicht möglich beide Schnittstellen gleichzeitig mit dem für den Leerlauf am Häcksler typischen Belastungen zu regeln. Der Auswertung des Leerlaufverhaltens der Pumpen liegt hier der typische dynamische Leerlaufzyklus zugrunde. Dabei ist zu beachten, dass dieser an der hydraulischen Schnittstelle ein zu hohes Lastniveau von im Mittel 51,0 Nm anstelle von 25,9 Nm geregelt hat. Somit ist die in Tabelle 14 für den Leerlaufbetrieb angegebene Antriebsleistung der Pumpen, errechnet aus dem mittleren Drehmoment und der mittleren Drehzahl, mit etwa 24,6 kW zu hoch. Bei dieser Last arbeiten die Pumpen mit einer Energieeffizienz  $\epsilon_{Pumpen\ Leer}$  von 54,0 %. Im Feldversuch wurde die Leerlaufleistung zu ca. 20 kW gemessen, was durch die geringere Auslastung tendenziell schlechtere Effizienzwerte erwarten lässt.

Entsprechend Gleichung 5.6 und basierend auf den gemessenen Zeitanteilen von Last- und Leerlaufphase arbeitet die hydraulische Leistungsbereitstellung mit einer Energieeffizienz  $\epsilon_{LB\ hydr.\ Zyklus}$  im typischen Volllast-Zyklus von 74,0 %

Tabelle 14: Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{th}=8$  mm)

Mittlere Auslastung	$\bar{M}_{\text{Pumpen}}$ [Nm]	$\bar{n}_{\text{Pumpen}}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Pumpen Last}}$
Leerlauf)*	93,89	2505	0,540
60 %	151,82	2435	0,709
70 %	168,29	2435	0,731
80 %	180,61	2435	0,745
90 %	202,15	2435	0,763
95 %	213,82	2435	0,770
100 %	223,36	2437	0,775
105 %	235,51	2437	0,782
110 % *	238,63	2437	0,784
120 %	258,20	2436	0,794
130 % *	276,09	2435	0,803

\*) nur unvollständiger Zyklus zur Auswertung verfügbar

#### Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$

Die Abhängigkeit vom Drehzahlniveau des Dieselmotors ist für die Energieeffizienz der Pumpen  $\epsilon_{\text{Pumpen Last}}$  erwartungsgemäß ähnlich wie die der stationären Wirkungsgrade. Mit zunehmender Dieselmotordrehzahl fällt die Effizienz von 79,6 % bei 1600 1/min auf 77,0 % bei 1800 1/min ab. Das Niveau ist damit etwas geringer als jenes der stationären Wirkungsgrade (siehe Tabelle 15). Aus energetischer Sicht sind damit hohe Lastanteile unter Drückung und damit unter voller Last und bei reduzierter Dieselmotordrehzahl anzustreben. Das antreibende Moment an den Pumpen sinkt dabei mit zunehmender Dieselmotor- und Baugruppendrehzahl leicht ab.

Tabelle 15: Energieeffizienz bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{th}=8$  mm)

Drehzahl Dieselmotor [1/min]	$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Pumpen Last}}$
1600	222,23	2227	0,796
1650	220,86	2297	0,798
1700	215,19	2367	0,785
1750	219,38	2437	0,773
1800	218,10	2506	0,770

### Abhängigkeit von der Häcksellänge $x_{th}$

Bei gesteigerter Häcksellänge wäre, von den typischen Wirkungsgradkennfeldern verstellbarer Axialkolbenpumpen ausgehend, bei gleicher Antriebsdrehzahl eine höhere Energieeffizienz zu erwarten. In den Experimenten wird dies bestätigt und die Energieeffizienz  $\epsilon_{LB\ hydr. Last}$  steigt dabei von 76,3 % bei 6 mm Häcksellänge auf 77,5 % bei 8 mm und auf 79,5 % bei einer Häcksellänge von 10 mm an (siehe Tabelle 16).

Tabelle 16: Energieeffizienz der hydraulischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlichen Häcksellängen ( $n_{Diesel}=1750\ 1/min$ , Auslastung 100 %)

		100 % Last		
		$\bar{M}$ [Nm]	$\bar{n}$ [1/min]	$\bar{\eta}_{ges}$ [%]
$x_{th}$ [mm]	6	254,19	2437	0,763
	8	223,55	2437	0,775
	10	194,85	2437	0,795

Dieser Effekt wird zusätzlich unterstützt durch die dabei leicht ansteigende Last an den Pumpen, welche sich auch im Antriebsmoment äußert.

## 5.5 Leistungübertragung bei elektrischen Triebsträngen

Mit der Analyse des Übertragungsverhaltens der hydraulischen Baugruppenantriebe in Kapitel 5.4 ist der Maßstab für die Energieeffizienz definiert an dem Alternativen zu messen sind. Als aussichtsreich, insbesondere hinsichtlich der zu erwartenden Wirkungsgrade, stellen sich elektrische Antriebssysteme dar. Nachfolgend werden deshalb die Leistungsfähigkeit von Motoren und Leistungsbereitstellung analysiert und zusammengestellt. Betrachtet werden wiederum die Wirkungsgrade an stationären Betriebspunkten und die Energieeffizienz während typischer Einsatzzyklen.

### 5.5.1 Elektrische Baugruppenantriebe und deren stationäres Übertragungsverhalten

Nachfolgende Gleichungen 5.8, 5.9 und 5.10 zeigen, aus welchen Messgrößen die Wirkungsgrade des Gesamtmotors, des elektr.-mech. Wandlers und der Leistungselektronik am Einzug zu errechnen sind.

$$\eta_{ges\ elektr. Einzug}(t) = \frac{M_{M\ Einzug}(t) * n_{M\ Einzug}(t)}{P_{M\ Einzug\ DC}(t)} \quad \text{Gl. 5.8}$$

$$\eta_{ges\ elektr. Motor\ Einzug}(t) = \frac{M_{M\ Einzug}(t) * n_{M\ Einzug}(t)}{P_{M\ Einzug\ AC}(t)} \quad \text{Gl. 5.9}$$

$$\eta_{ges\ elektr. Wechselrichter\ Einzug}(t) = \frac{P_{M\ Einzug\ DC}(t)}{P_{M\ Einzug\ AC}(t)} \quad \text{Gl. 5.10}$$

Abbildung 48 stellt Wirkungsgrad- und Momentverlauf am elektrisch betriebenen Einzug dar und spiegelt die vergleichbare Situation zu Abbildung 32 am elektrischen Antriebsstrang wieder. Kurve (1) kennzeichnet den zeitlichen Verlauf des Wirkungsgrades des elektrischen Einzugsantriebes. Dieser ist bestimmt durch den Wirkungsgrad des elektrischen Motors als elektromechanischer Wandler (1') und den Wirkungsgrad des Wechselrichters (elektroelektrischer Wandler) (1'') zur bedarfsgerechten Ansteuerung des Motors.

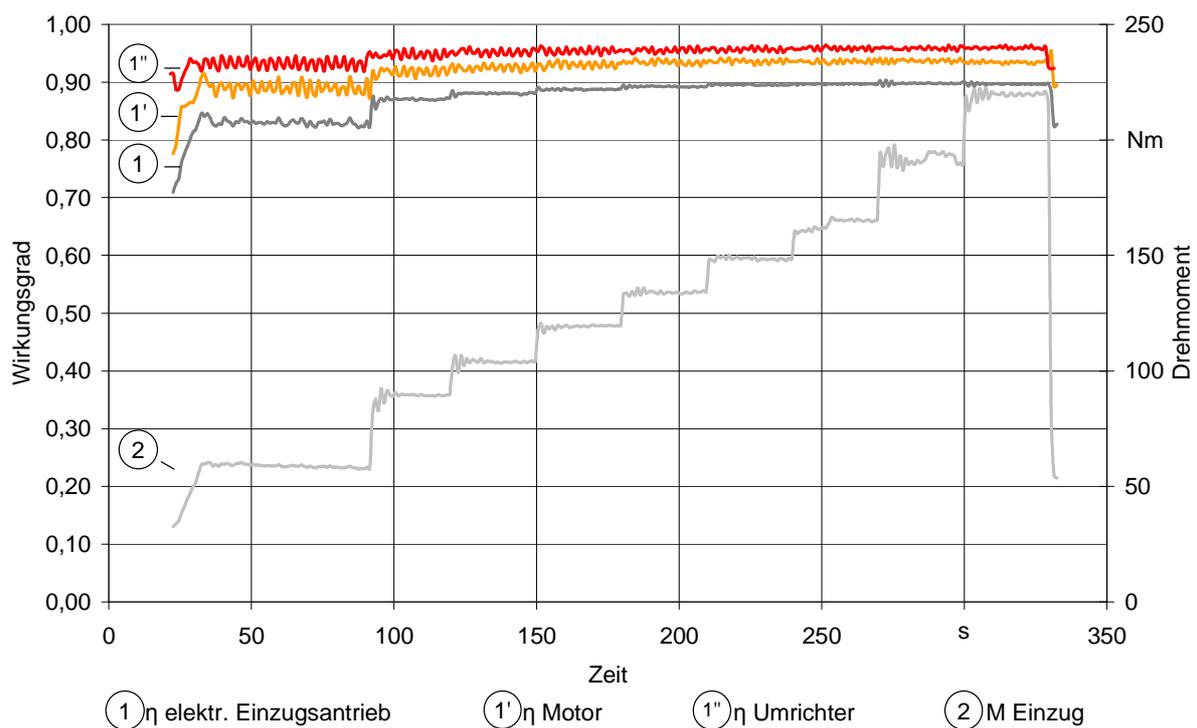


Abbildung 48: Wirkungsgradverhalten des elektrischen Einzugsantriebes (Motor inklusive Wechselrichter) bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments am Einzug ( $n_{Diesel}=1750\text{ 1/min}$ ,  $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Die durch den Wechselrichter aus dem Zwischenkreis entnommene Gleichspannungsleistung  $P_{M\ Einzug\ DC}$  und die daraus gewandelte Drehstromleistung  $P_{M\ Einzug\ AC}$  werden im Leistungsmessgerät in Echtzeit errechnet und abgespeichert. Kurve (2) zeigt den zeitlichen Verlauf des

anliegenden Lastmomentes am Einzugsmotor. Wie bereits in der hydraulischen Versuchsreihe ist auch hier das 10 %-Lastniveau durch den Prüfstand nicht darstellbar.

Der Antrieb bestehend aus Motor und Wechselrichter erzielt bei voller Auslastung (100 %, 165 Nm) einen Wirkungsgrad von 89,67 %. Dabei arbeiten der Motor bei 93,53 % und der Wechselrichter bei 95,87 %. Bei 50 % (89 Nm) Auslastung sinkt der Antriebswirkungsgrad auf 87,03 % ab (91,88 % Motor und 94,73 % Wechselrichter).

Diese Abhängigkeit vom Abtriebsmoment wird noch deutlicher, wenn in Abbildung 49 der Wirkungsgrad auf das Drehmoment bezogen wird. Das 30 %-Lastniveau liegt im Bereich um 58 Nm Lastmoment. Der Gesamtantrieb arbeitet hier mit ca. 83 %. Zu erkennen ist der tendenzielle Anstieg des Wirkungsgrades mit zunehmender Last sowohl beim Motor als auch beim Wechselrichter. Gesamtantrieb und Motor weisen im Bereich um 110 % Last (181 Nm) ihre Bestwerte auf. Die Leistungselektronik im Wechselrichter ermöglicht noch eine leichte Steigerung bei weiter steigender Last. Bei einer Reduktion des Lastmoments von 100 % auf 50 % (165 Nm auf 89 Nm) verändert sich der Wirkungsgrad um 2,64 Prozentpunkte, was einem linearisierten Gradienten  $\Delta\eta_{10\%}$  von 0,52 Prozentpunkten Wirkungsgrad je 10 % Laständerung entspricht.

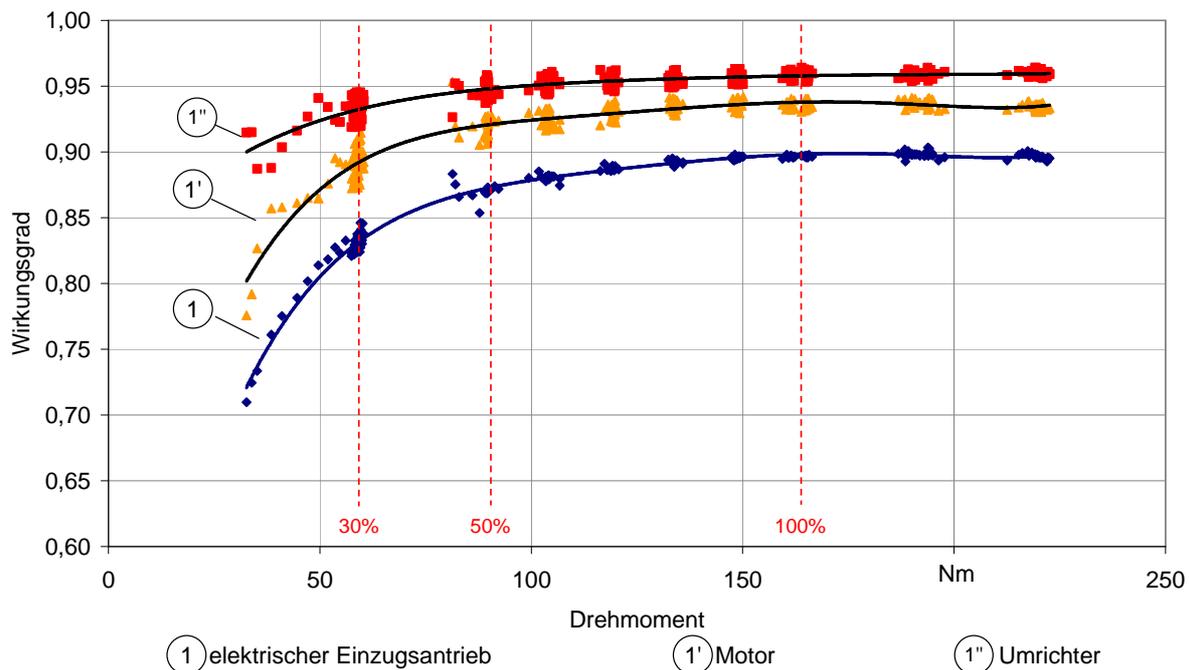


Abbildung 49: Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{Die. sel}=1750$  1/min,  $x_{th}=8$  mm)

Ergänzend stellt Anhang 5 den Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs in Abhängigkeit von der Last bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen dar.

Wie in der Systembeschreibung des diesel-elektrischen Antriebs erläutert (Kapitel 4.4), werden die Drehzahlen der Baugruppenantriebe geregelt. Abbildung 50 verdeutlicht den Vorteil der Drehzahlunabhängigkeit von der am Motor anliegenden Last, welche durch eine exakte Drehzahlführung der Baugruppe erreicht wird. Dargestellt ist die mittlere Drehzahl während der unterschiedlichen Belastungsphasen.

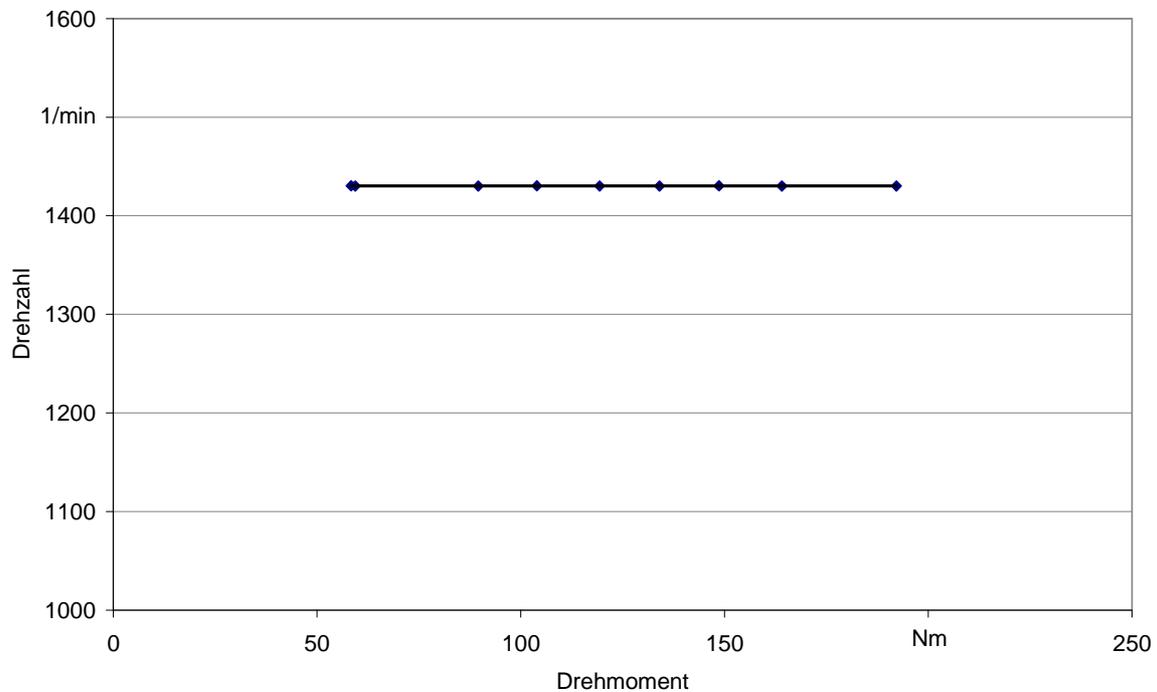


Abbildung 50: Baugruppendrehzahl am Einzug in Abhängigkeit von der Auslastung (Laststufen 30 % bis 140 % bei  $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min und  $x_{th}=8$  mm)

### 5.5.2 Stationäres Übertragungsverhalten der elektrischen Leistungsbereitstellung

Die „elektrischen Leistungsbereitstellung“ beinhaltet alle Komponenten bis zur Gleichspannungseinspeisung in den Zwischenkreis. Dabei stellt  $P_{LB\ DC}$  die in den Zwischenkreis eingespeiste Leistung nach dem Gleichrichten dar. Zur Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades der elektrischen Leistungsbereitstellung wird diese bezogen auf die Generatorantriebsleistung. Darin enthalten sind somit Verluste bedingt durch die Wandlung in Generator und Gleichrichter sowie Übertragungsverluste in der Schaltschrankinstallation (siehe Gleichung 5.11). Damit sind die Übertragungsverluste berücksichtigt von:

- Leistungsschalter,
- Bypass-Schütz,
- Schmelzsicherungen,
- Verluste durch Speicherung in den Zwischenkreiskondensatoren und
- bei Bedarf in den Bremswiderständen umgesetzte Leistung zum Schutz vor Spannungsspitzen.

Der Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung errechnet sich damit zu:

$$\eta_{\text{ges elektr. Leistungsbereitstellung}}(t) = \frac{P_{LB\ DC}(t)}{M_{\text{Generator}}(t) * n_{\text{Generator}}(t)} \quad \text{Gl. 5.11}$$

Generatorwirkungsgrad und Wirkungsgrad der Gleichrichterbrücke auf Basis der Messgrößen errechnen sich nach Gleichung 5.12 und 5.13:

$$\eta_{\text{ges elektr. Generator}}(t) = \frac{P_{\text{Generator AC}}(t)}{M_{\text{Generator}}(t) * n_{\text{Generator}}(t)} \quad \text{Gl. 5.12}$$

$$\eta_{\text{ges elektr. Gleichrichter}}(t) = \frac{P_{LB\ DC}(t)}{P_{\text{Generator AC}}(t)} \quad \text{Gl. 5.13}$$

Das Verhalten während der Versuchsreihe zum stationären Betrieb ist exemplarisch für eine Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min und eine Häcksellänge von 8 mm in Abbildung 51 dargestellt.

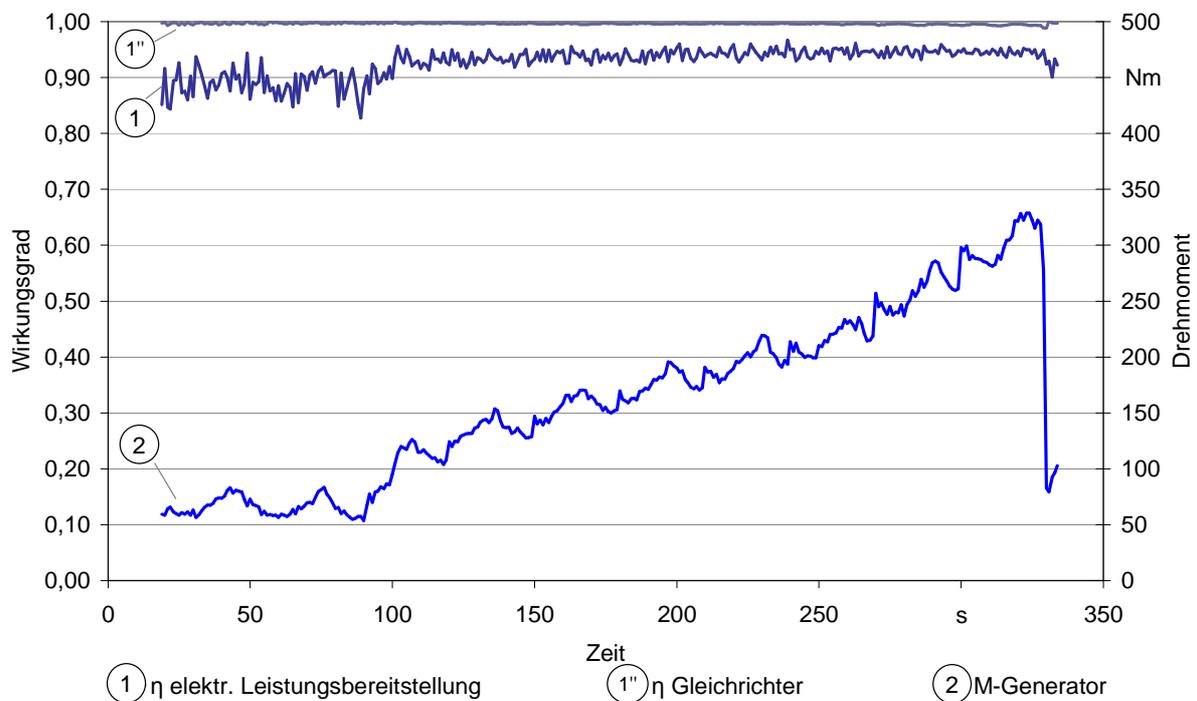


Abbildung 51: Wirkungsgradverhalten der elektrischen Leistungsbereitstellung bei stufenweiser Erhöhung des Lastmoments an Einzug und Vorsatz ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{\text{th}}=8$  mm)

Kurve (1) zeigt den resultierenden Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung. Kurve (1'') stellt den Wirkungsgrad zwischen Generatorausgang und Zwischenkreis-Eingang dar und beinhaltet damit alle Verluste wie (1) mit Ausnahme der generatorischen Wandlung. Maßgeblich bestimmt ist dieser durch die Gleichrichtung in der Diodenbrücke. Der Wirkungsgrad des Generators selbst ist im Diagramm nicht dargestellt, weil dieser durch den hohen Wirkungsgrad der Gleichrichterbrücke kaum vom Gesamtwirkungsgrad der Leistungsbereitstellung zu differenzieren wäre. Der Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung ist, anders als beim hydraulischen System, deutlich besser als der Gesamtwirkungsgrad der Verbraucher.

Für das Lastniveau von 100 % an Vorsatz und Einzug stellt sich am Generator ein Antriebsmoment von 218,14 Nm bei einem mittleren Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung von 94,5 % ein. Bei 50 % Last ist bei einem Wirkungsgrad von 92,9 % ein Antriebsmoment von 112,91 Nm notwendig. Bei einer Generator Drehzahl von 2454 1/min entspricht dies einer eingespeisten Leistung von 56,06 kW und 29,02 kW. Linearisiert errechnet sich der Gradient  $\Delta\eta_{10\%}$  zu 0,32 Prozentpunkten je 10 % Laständerung.

Die geringe Lastabhängigkeit des Wirkungsgrades der elektrischen Leistungsbereitstellung in dem Bereich wird bestätigt durch die beinahe lineare Abnahme der notwendigen Antriebsleistung. Dies verdeutlicht Abbildung 52.

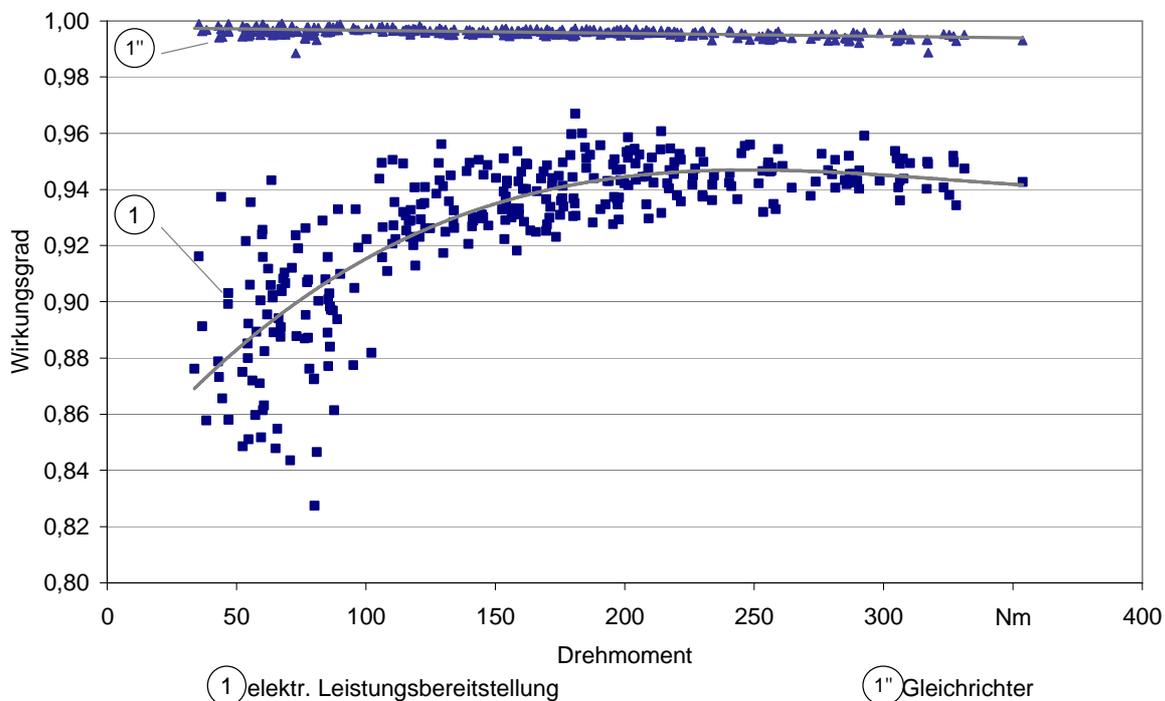


Abbildung 52: Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{th}=8$  mm)

Das Verhalten der gesamten elektrischen Leistungsbereitstellung (1) ist maßgeblich durch das Verhalten des mechanisch-elektrischen Wandlers geprägt, da die Lastabhängigkeit der

Gleichrichterbrücke (1'') äußerst gering ist. Auffällig ist die große Streuung im Gesamtwirkungsgrad die fast ausschließlich durch den mechanisch-elektrischen Wandler bedingt ist. Bei Vollast (100%-Laststufe, ca. 210 Nm) kann eine Variationsbreite von 3 Prozentpunkten bei einer Standardabweichung von 0,8 % ermittelt werden. Unter Teillastbedingungen (50%-Laststufe, ca. 110 Nm) schwillt die Variationsbreite auf 7 Prozentpunkte bei einer Standardabweichung von 1,8 % an. Eine Betrachtung der gemessenen mechanischen und elektrischen Leistung zeigt hingegen keine erhöhte Streuung im Teillastbereich. Als Ursache verbleibt damit eine geringfügige Verschiebung zwischen elektrischer und mechanischer Leistung wahrscheinlich bedingt durch Rückwirkungen der Zwischenkreiskondensatoren.

Die Verluste in der Elektronik steigen mit zunehmender Last leicht an, was zu einem Rückgang des Wirkungsgrads um 0,02 Prozentpunkte je 10 % Laständerung führt. Unter Vollast resultiert ein Wirkungsgrad von 99,6 %. Dies entspricht einer Verlustleistung von 212 W, welche über das Kühlsystem als Abwärme abzuführen ist. Die höheren Verluste sind bedingt durch den höheren Strom der notwendig ist, um bei gleicher Spannung die höhere Leistung zu übertragen. Zusätzlich sinkt die Generatorausgangsspannung bei steigender Belastung ab (siehe Anhang 6 und Anhang 7), wodurch der notwendige Strom nochmals anwächst. Proportional zum höheren Strombelag steigen die Durchlassverluste der Dioden in der Brückenschaltung.

Die absoluten Verluste im mechanisch-elektrischen Wandler wachsen mit zunehmender Last hingegen unterproportional an, wodurch auch der Gesamtwirkungsgrad des Generators mit zunehmender Last ansteigt. Der Bestpunkt liegt mit 94,7 % im Bereich von 245 Nm (ca. 110 % Last). Für das Lastniveau von 140 % sinkt dieser geringfügig auf 94,5 % ab.

### 5.5.3 Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter elektrischer Baugruppenantriebe

#### *Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$*

Das typische Betriebskennfeld des elektrischen Einzugsantriebs in Abbildung 53 beschreibt den Wirkungsgrad in allen möglichen Arbeitspunkten bei einer theoretischen Häcksellänge von 8 mm. Abgedeckt sind sowohl der Teillast-, als auch der Überlastbereich und die Dieselmotordrehzahlen. Letztere beeinflussen den Einzugsantrieb über zwei Wechselwirkungen. Zum einen erfordert eine höhere Dieselmotordrehzahl wie beschrieben eine höhere Drehzahl an Vorsatz und Einzug. Zum anderen ist die Zwischenkreisspannung proportional zur Generator- und damit Dieselmotordrehzahl. Eine geringere Zwischenkreisspannung muss, um die gleiche Leistung zu erhalten, durch höhere Effektivströme ausgeglichen werden. Im Bereich der Dieselmotordrehzahl von 1700 1/min liegen nur Daten bis zum 100 %-Niveau vor.

Am Kennfeld wird deutlich, dass der energetisch optimale Betriebspunkt bei voller Last und hohen Drehzahlen erreicht wird und der Wirkungsgrad folglich mit steigender Drehzahl ansteigt.

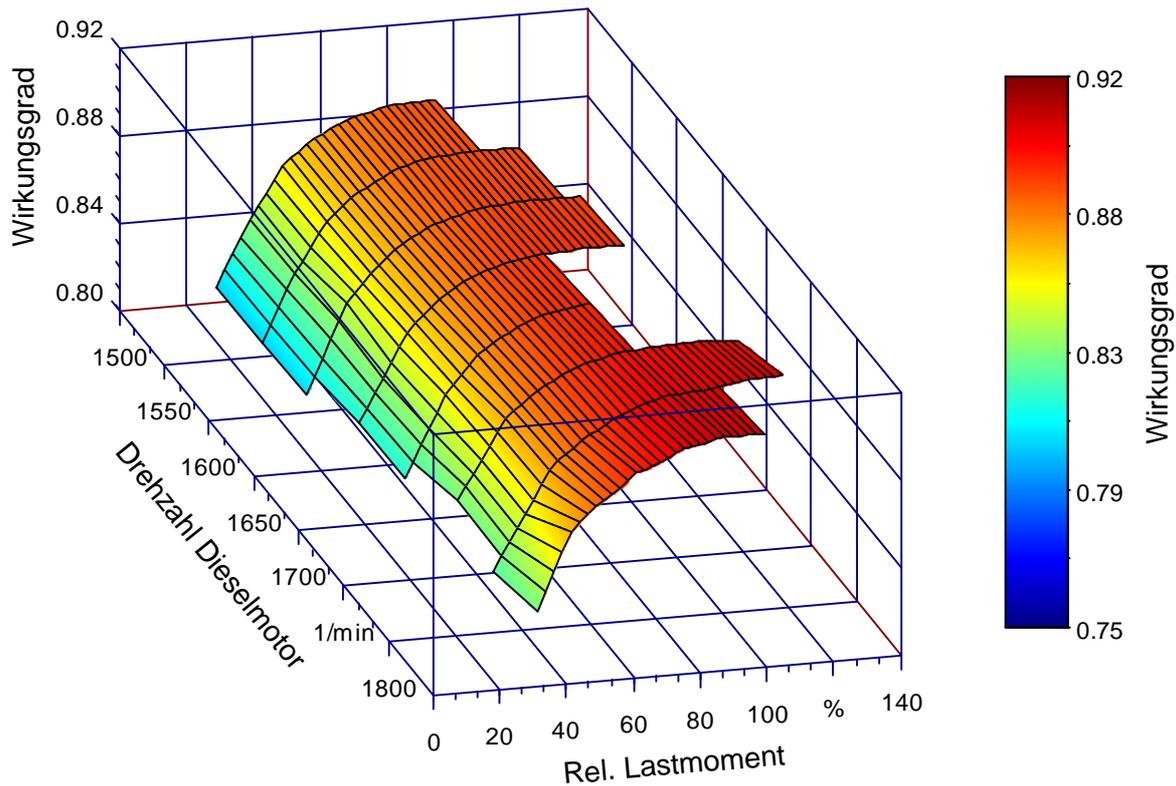


Abbildung 53: Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs (Motor inklusive Wechselrichter) bei unterschiedlicher Dieselmotordrehzahl (theoretischer Hücksellänge = 8 mm)

Die Lastabhängigkeit ist tendenziell bei geringeren Drehzahlen größer. Beides ist anhand von Abbildung 54 für die Kennlinien des 100 %- und 50 %-Lastniveau zu quantifizieren.

Mit zunehmender Dieselmotordrehzahl steigt der Wirkungsgrad am elektrischen Einzugsantrieb von 88,05 % bei 1500 1/min auf 90,25 % bei 1850 1/min annähernd linear an. Dies entspricht einem Gradient von 0,4 Prozentpunkten bei einer Drehzahländerung um 100 1/min. Die Motordrehzahl steigt dabei von 1155 1/min auf 1770 1/min. Im Teillastbereich sinkt der Wirkungsgrad bei geringeren Drehzahlen stärker ab, bis auf 80,56 % bei 1500 1/min am Dieselmotor.

Das durch das Betriebskennfeld des Antriebs verdeutlichte Verhalten setzt sich allerdings aus dem Verhalten von zwei Wandlern zusammen. Zum ersten aus dem Verhalten des elektrisch-elektrisch wandelnden Wechselrichters zur Umformung der Gleichspannungsleistung in eine zur Ansteuerung geeignete Drehfeldleistung und zum anderen aus dem Verhalten des elektrisch-mechanisch wandelnden Reluktanzmotors.

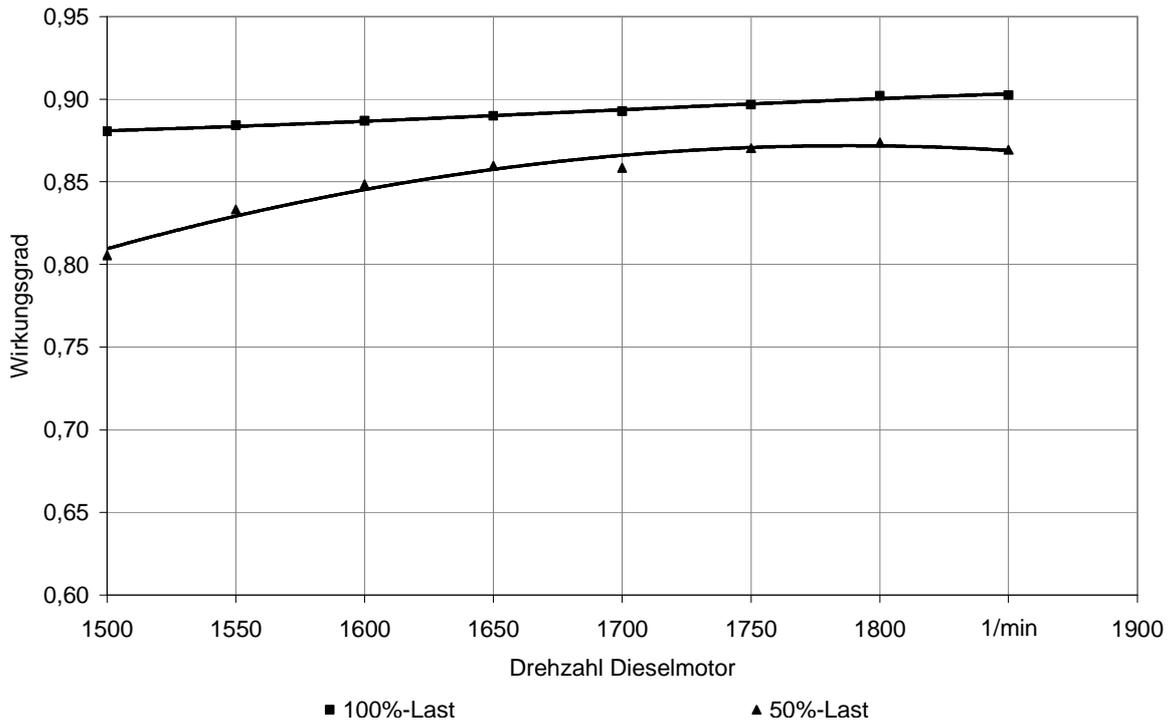


Abbildung 54: Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs (Motor inklusive Wechselrichter) bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Die Drehzahl- und Lastabhängigkeit des Wechselrichters und des Einzugsmotors ist in Abbildung 55 abgebildet.

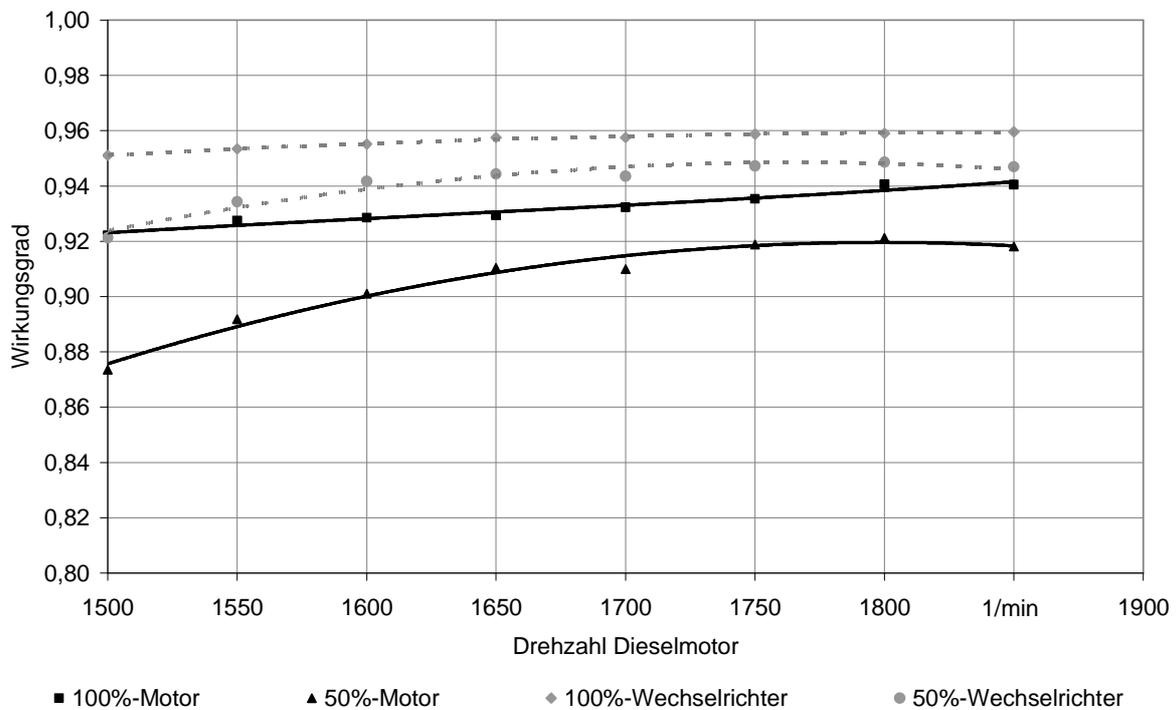


Abbildung 55: Wirkungsgrad des Wechselrichters des elektrischen Einzugsmotors (elektrisch-elektrischer Wandler) bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Die Drehzahlabhängigkeit von Wechselrichter und Motor sind unter Teillast ähnlich ausgebildet. Sie zeigen ein Degressives Verhalten mit Bestpunkten im Bereich zwischen 1750 und 1800 1/min am Dieselmotor. Unter Volllast zeigen beide ein annähernd lineares Verhalten und steigen angenähert um 0,25 (Wechselrichter) und 0,53 Prozentpunkten (Motor) je 100 1/min Drehzahländerung an.

Die Teillastkennlinie des Wechselrichters steigt von 92,2 % bei 1500 1/min auf 94,9 % bei 1800 1/min an. Damit bedingt eine Halbierung der Last am Wechselrichter Wirkungsgradeinbußen von durchschnittlich 3 Prozentpunkten. Beim Motor ist die Lastabhängigkeit stärker ausgeprägt. Die Halbierung der Last bewirkt hier im Durchschnitt Einbußen von 5 Prozentpunkten. Der Teillastwirkungsgrad steigt dabei von 87,3 % bei 1500 1/min auf 92,1 % an. Für beide Komponenten wären bei höheren Drehzahlen und 100%-Last noch bessere Wirkungsgrade zu erwarten.

Einen vollständigen Überblick über das Betriebsverhalten von Motor und Wechselrichter in Abhängigkeit von Lastmoment und Dieselmotordrehzahl geben die Kennfelder in Anhang 8 und Anhang 9.

#### Abhängigkeit von der Häcksellänge $x_{th}$

Der Einfluss der voreingestellten theoretischen Häcksellänge und damit des Drehzahlneaus im Arbeitsbereich des Maishäcksels auf den Wirkungsgrad ist in Abbildung 56 dargestellt.

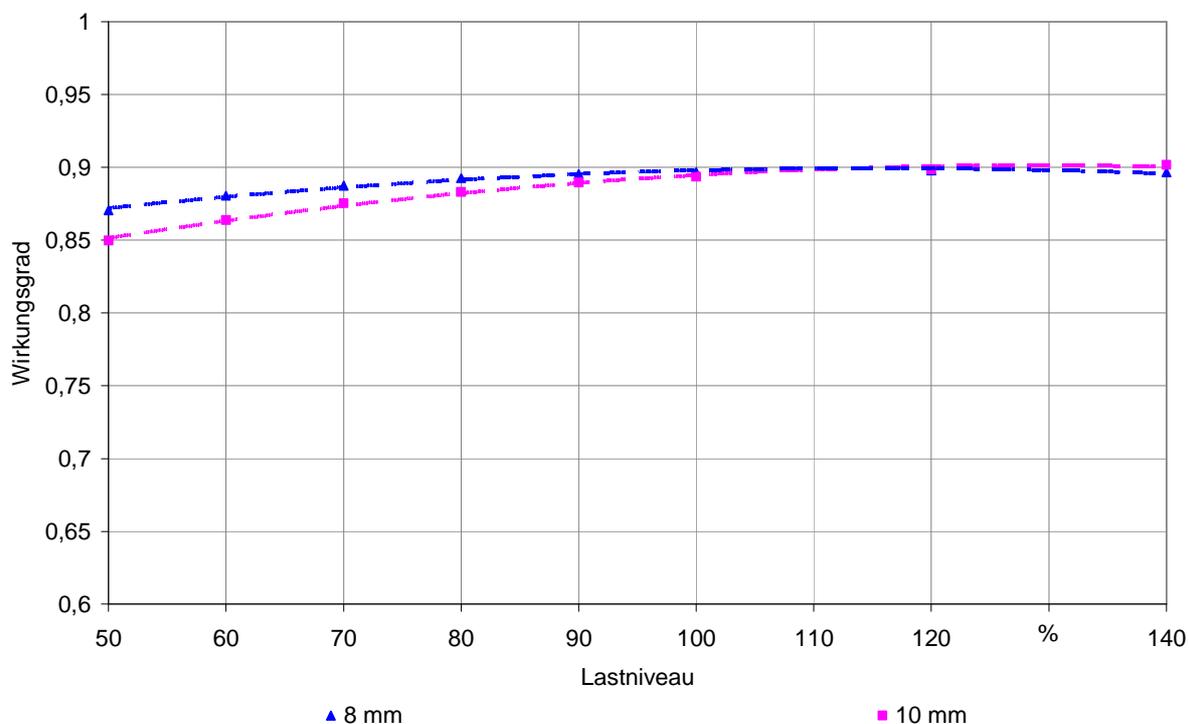


Abbildung 56: Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Lastmoment und theoretischer Häcksellänge (Lastniveaus von 50 % bis 140 %,  $n_{Diesel}=1750$  1/min)

Die Drehzahlen am Einzugsmotor belaufen sich dabei auf 1428 1/min und 1760 1/min für theoretische Häcksellängen von 8 mm und 10 mm. Die geringeren Drehzahlen bei kürzeren Häcksellängen bedingen wiederum höhere Lastmomente. Bei geringen Auslastungen wirken sich die höheren Drehzahlen für die 10 mm Einstellung negativ aus. Für das Lastniveau von 50 % hat dies eine Minderung des Wirkungsgrades um 2,7 Prozentpunkte zur Folge. Mit zunehmender Auslastung wird dies kompensiert.

Die Messreihe zur Kennlinie der theoretischen Häcksellänge von 6 mm ist aufgrund einer zu geringen Belastung nicht vergleichbar und ist deshalb nicht dargestellt. Die Stützstellen hierfür enthält Tabelle 17.

*Tabelle 17: Typische Betriebsparameter für die Häcksellängen von 8 mm und 10 mm bei einer Auslastung von 50 %, 100 % und 140 % ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min)*

		50 %-Last			100 %-Last			140 %-Last		
		M [Nm]	n [1/min]	$\eta_{\text{ges}}$ [%]	M [Nm]	n [1/min]	$\eta_{\text{ges}}$ [%]	M [Nm]	n [1/min]	$\eta_{\text{ges}}$ [%]
$x_{\text{th}}$ [mm]	10	70,2	1760	0,8	131,3	1760	0,9	179,3	1760	0,9
	8	89,6	1430	0,9	164,1	1430	0,9	219,8	1430	0,9

#### 5.5.4 Drehzahlabhängigkeit stationär belasteter elektrischer Leistungsbereitstellung

Bedingt durch die Verwendung eines ungesteuerten permanenterregten Synchrongenerators bedingen schwankende Dieselmotordrehzahlen variable Spannungsniveaus am Generatorausgang und damit auch im Zwischenkreis. Nachfolgend werden in Abbildung 57 die Auswirkungen dieser Schwankungen auf die Effizienz der Leistungsbereitstellung bei unterschiedlicher Auslastung dargestellt. Der Wirkungsgrad schwankt dabei unter Volllast zwischen 96,3 % und 92,1 %. Der ausgeprägte und flache Rücken deutet auf eine geringe Drehzahl- und Lastabhängigkeit hin. Auffällig sind die Wirkungsgradeinbußen für eine Dieselmotordrehzahl von 1600 1/min. Der Tiefpunkt liegt mit 82,2 % im Bereich von 60 % Last. Anhang 10 stellt den Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Last für unterschiedliche Dieselmotordrehzahlen als Parameter dar.

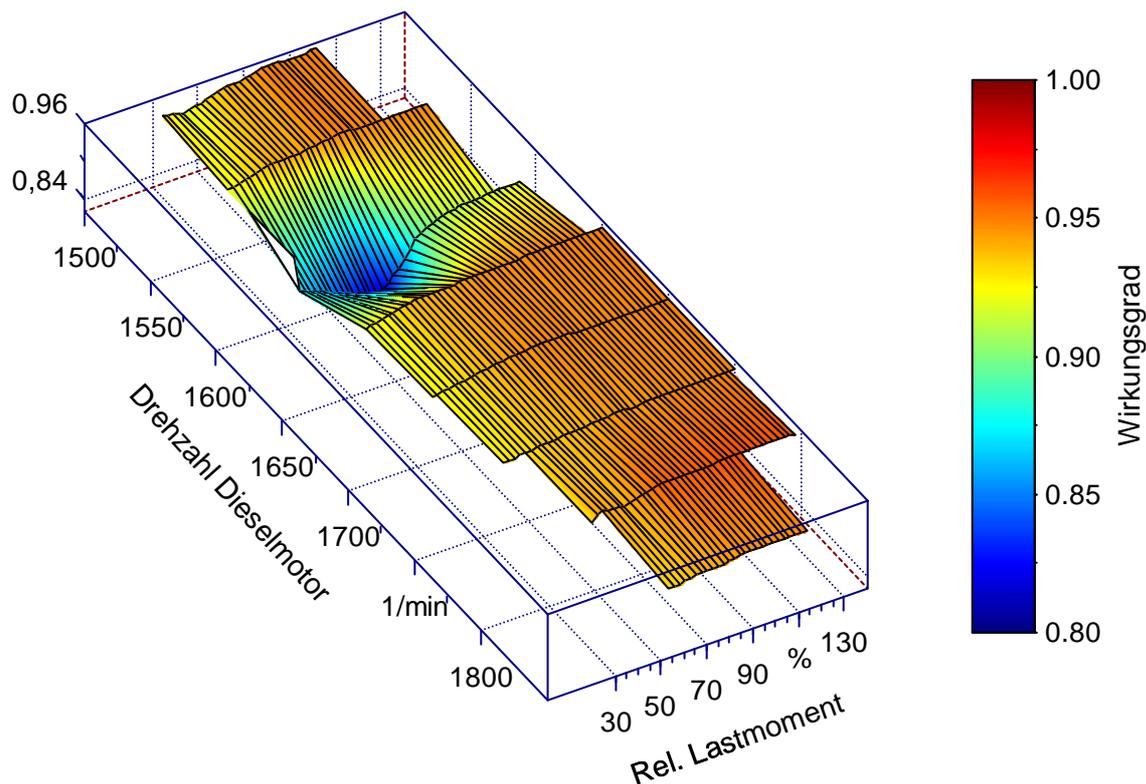


Abbildung 57: Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsversorgung (Generator inklusive Gleichrichtung und Schutzmaßnahmen) bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und Auslastungen ( $x_{th}=8$  mm)

Abbildung 58 verdeutlicht dieses Verhalten an den ausgewählten Lastlinien des 100 %- und 50 %-Niveaus. Mit Ausnahme der Leistungsfähigkeit bei 1600 1/min ist sowohl unter Volllast als auch unter Teillast kaum eine Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl und damit vom Ausgangsspannungsniveau zu erkennen. Augenfällig ist insbesondere auch der im Teillastbereich konstant hohe Wirkungsgrad von Generator und Gleichrichter. Die Lastabhängigkeit ist mit einem unter Teillast im Durchschnitt um 1,32 Prozentpunkte geringeren Wirkungsgrad sehr schwach ausgeprägt.

Ursache für den Einbruch bei 1600 1/min am Dieselmotor ist der mechanisch-elektrische Wandler. Die Gleichrichterbrücke zeigt keine Drehzahlabhängigkeit. Allerdings sind unter Teillastbedingungen die Wirkungsgrade bedingt durch den geringeren Strombelag in den Dioden um 0,12 Prozentpunkte besser. Speziell während der Teillast ist dabei im Zwischenkreis ein Schwingen der Zwischenkreisspannung zu beobachten, was als Ursache auf ein Aufschwingen der Zwischenkreiskondensatoren in Kombination mit der Induktivität des Generators hindeutet.

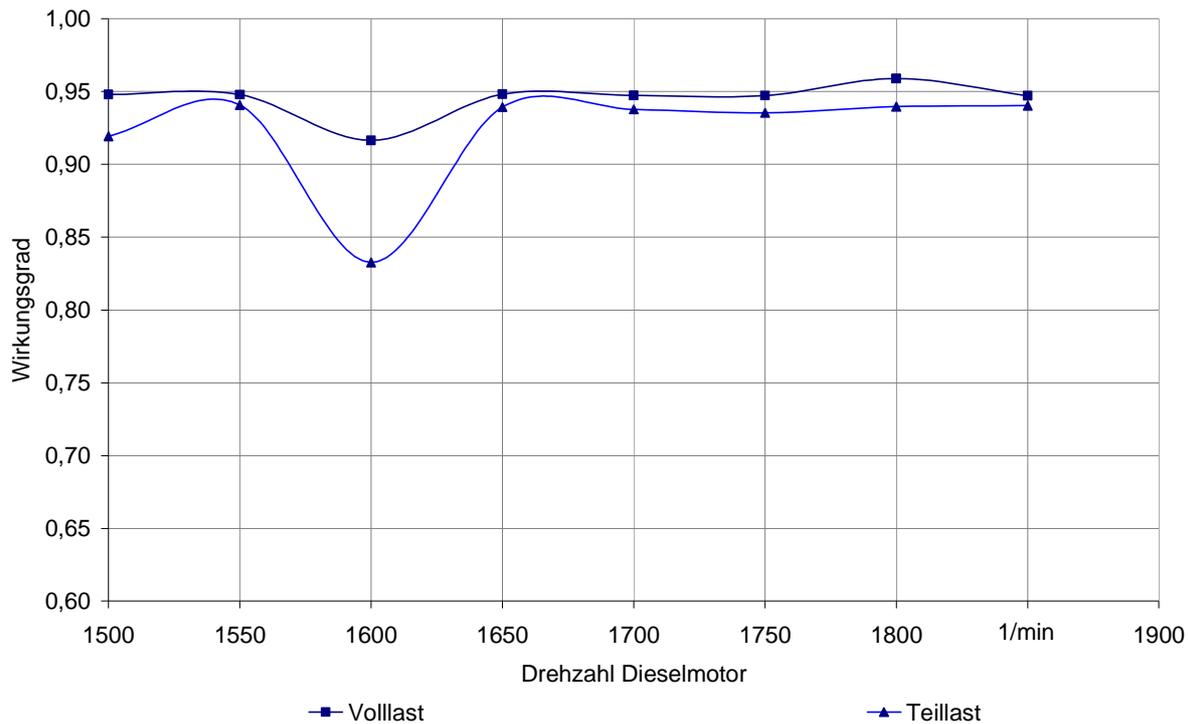


Abbildung 58: Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung bei variabler Dieselmotordrehzahl unter Voll- und Teillast ( $x_{th}=8$  mm)

#### Abhängigkeit von der Häcksellänge $x_{th}$

Die Verluste an der elektrischen Leistungsbereitstellung bestehend aus Generator und Gleichrichter sind nicht durch die eingestellte theoretische Häcksellänge beeinflusst, da die vom Generator einzuspeisende Leistung nicht durch die Häcksellänge verändert wird.

#### **5.5.5 Elektrische Baugruppenantriebe bei dynamischer Belastung**

Um über das energetische Verhalten des elektrischen Einzugsantriebes im Zyklus Aussagen treffen zu können wird zusätzlich gemäß Gleichung 5.14 die Energieeffizienz des Gesamtantriebs  $\mathcal{E}_{M \text{ Einzug}}$  während des Zyklus berechnet.

$$\mathcal{E}_{M \text{ Einzug}} = \frac{\sum_{k=0}^n M_{M \text{ Einzug}}(k) \cdot n_{M \text{ Einzug}}(k) \cdot 2 \cdot \pi}{\sum_{k=0}^n P_{M \text{ Einzug DC}}(k)} \quad \text{Gl. 5.14}$$

Dabei wird  $P_{DC \text{ Einzug}}(k)$  im Leistungsmessgerät als Produkt aus der am Wechselrichtereingang gemessenen Zwischenkreisspannung  $U_{Zw}(k)$  und dem Strom  $I_{DC}(k)$  errechnet.

Zur Detaillierung des Verhaltens werden die Energieeffizienz von Motor und Wechselrichter,  $\mathcal{E}_{M \text{ Einzug Motor}}$  und  $\mathcal{E}_{M \text{ Einzug Wechselrichter}}$  gemäß den Gleichungen 5.15 und 5.16 bestimmt:

$$\varepsilon_{M \text{ Einzugs Motor}} = \frac{\sum_{k=0}^n M_{M \text{ Einzugs}}(k) \cdot n_{M \text{ Einzugs}}(k) \cdot 2 \cdot \pi}{\sum_{k=0}^n P_{M \text{ Einzugs AC}}(k)} \quad \text{Gl. 5.15}$$

$$\varepsilon_{M \text{ Einzugs Wechselrichter}} = \frac{\sum_{k=0}^n P_{M \text{ Einzugs AC}}(k)}{\sum_{k=0}^n P_{M \text{ Einzugs DC}}(k)} \quad \text{Gl. 5.16}$$

Die dazu zusätzlich notwendige Wechselstromleistung  $P_{AC \text{ Einzugs}}(k)$  wird im Leistungsmessgerät aus den gemessenen Strangströmen und Strangspannungen gebildet.

### Abhängigkeit von der Auslastung

Das Verhalten des elektrischen Einzugsantriebs unter dynamischer Last ist in Abbildung 59 dargestellt.

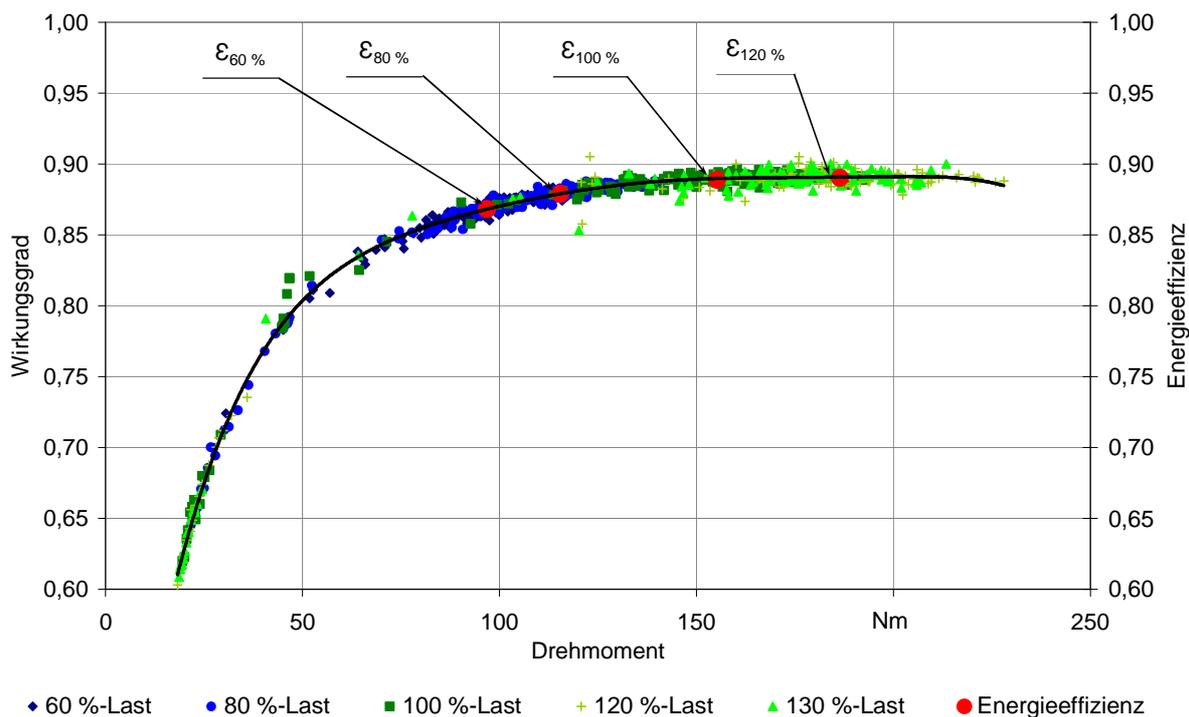


Abbildung 59: Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebes in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8 \text{ mm}$ ,  $n_{Diesel}=1750 \text{ 1/min}$ )

Die exemplarisch abgebildeten Gesamtwirkungsgrade für ausgewählte dynamische Zyklen zeigen Leerlaufwirkungsgrade um 65 % auf. Die Erhöhung der Auslastung von 60 % mittlerer Nennlast auf 120 % erhöht den Gesamtwirkungsgrad nur geringfügig um 2,2 Prozentpunkte.

Diese Verbesserung durch Erhöhung der Last belegen zusätzlich die Energieeffizienzwerte der unterschiedlichen Lastphasen. Auch hier zeigt sich für Belastungen größer 60 % nur noch eine geringe Effizienzsteigerung. Die Werte sind für alle untersuchten Lastzyklen und für den Leerlauf in Tabelle 18 zusammengefasst. Die Effizienz während des 130 %-Zyklus ist nicht im Diagramm dargestellt, weil das notwendige mittlere Lastmoment nicht erreicht wurde und die Werte damit nicht das 130 %-Lastniveau repräsentieren.

Für den typischen Gesamtzyklus errechnet sich die Energieeffizienz des elektrischen Einzugsantriebes  $\epsilon_{\text{Einzug Zyklus}}$  nach Gleichung 5.6 zu 85,3 %, wobei der Gesamtzyklus aus 85,0 % Lastanteil und 15,0 % Leerlaufanteil zusammengesetzt ist.

*Tabelle 18: Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz des elektrischen Einzugsantriebs bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{\text{th}}=8$  mm)*

Mittlere Auslastung	$M_{\text{Einzug}}$ [Nm]	$n_{\text{Einzug}}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Einzug Last}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Einzug Last Motor}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Einzug Last Wechselrichter}}$
Leerlauf *	22,30	1430	0,651	0,751	0,867
60 %	96,86	1430	0,868	0,916	0,948
70 %	112,24	1430	0,878	0,923	0,951
80 %	115,44	1430	0,879	0,923	0,952
90 %	142,05	1430	0,887	0,928	0,955
95 %	148,74	1430	0,888	0,929	0,956
100 %	155,25	1430	0,889	0,929	0,956
105 % *	161,75	1430	0,889	0,929	0,956
110 % *	168,57	1430	0,891	0,930	0,957
120 %	186,42	1430	0,890	0,929	0,958
130 % )*	174,24	1430	0,890	0,929	0,958

\*) nur unvollständiger Zyklus zur Auswertung verfügbar

#### Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$

Die Änderung der Dieselmotordrehzahl und damit auch der Baugruppendrehzahl hat in dem geprüften Variationsbereich nur geringen Einfluss auf die Energieeffizienz (siehe Tabelle 19).

Bei vergleichbaren mittleren Lasten für die Drehzahlen von 1650 1/min bis 1750 1/min ist eine geringe Verbesserung zu bilanzieren. Für das Drehzahlniveau von 1800 1/min wurde das Lastniveau nicht erreicht, der Wert ist damit stark durch die zu geringe Last geprägt.

Tabelle 19: Energieeffizienz des elektrischen Antriebs, des Motors und des Wechselrichters bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{th}=8$  mm)

Drehzahl Dieselmotor [1/min]	M [Nm]	n [1/min]	Energieeffizienz $\mathcal{E}_{Last\ ges}$	Energieeffizienz $\mathcal{E}_{Last\ Motor}$	Energieeffizienz $\mathcal{E}_{Last\ Wechselrichter}$
1600	144,32	1265	0,883	0,926	0,954
1650	155,07	1320	0,886	0,927	0,956
1700	152,42	1375	0,887	0,927	0,956
1750	156,43	1430	0,889	0,929	0,956
1800	140,24	1430	0,885	0,928	0,954

### Abhängigkeit von der theoretischen Häcksellänge $x_{th}$

Die Erhöhung der Häcksellänge von 6 mm auf 10 mm führt zu einer Steigerung der Energieeffizienz um 2,1 Prozentpunkte von 87,0 % auf 89,1 %. Dabei wird der negative Effekt aus dem geringeren Lastmoment durch den positiven Effekt der steigenden Drehzahl (von 1045 1/min auf 1760 1/min) überkompensiert. Das Lastmoment sinkt dadurch von 169,6 Nm auf 121,6 Nm ab.

### 5.5.6 Elektrische Leistungsbereitstellung bei dynamischer Belastung

Als Grundlage zur Beurteilung des energetischen Verhaltens unter dynamischer Last werden auf Basis der Gleichungen 5.17, 5.18 und 5.19 die Energieeffizienzkennwerte der elektrischen Leistungsbereitstellung  $\mathcal{E}_{LB}$ , des Generators  $\mathcal{E}_{LB\ Generator}$  und des Gleichrichters  $\mathcal{E}_{LB\ Gleichrichter}$  berechnet. Für die Leistungsbereitstellung berücksichtigt ist der für die Absicherung und Kühlung notwendige Energieaufwand für die Kühlmittelpumpe und die Steuerungstechnik im Schaltschrank. In der Prototypenkonfiguration werden diese Peripheriesysteme über ein 24V Bordnetz gespeist. Die leistungsintensivste Komponente ist dabei die Kühlmittelpumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 370 W. Die Schaltschrankkomponenten bewegen sich im Dauerleistungsbereich unter 10 W.

$$\mathcal{E}_{LB} = \frac{\sum_{k=0}^n P_{LB\ DC}(k)}{\sum_{k=0}^n M_{Generator}(k) \cdot n_{Generator}(k) \cdot 2 \cdot \pi + \sum_{k=0}^n P_{Pheripherie}(k)} \quad \text{Gl. 5.17}$$

$$\mathcal{E}_{LB\ Generator} = \frac{\sum_{k=0}^n P_{Generator\ AC}(k)}{\sum_{k=0}^n M_{Generator}(k) \cdot n_{Generator}(k) \cdot 2 \cdot \pi} \quad \text{Gl. 5.18}$$

$$\varepsilon_{LB \text{ Gleichrichter}} = \frac{\sum_{k=0}^n P_{LB \text{ DC}}(k)}{\sum_{k=0}^n P_{Generator \text{ AC}}(k)} \quad \text{Gl. 5.19}$$

Bei einer Leistungsaufnahme des Systems im Leerlaufzyklus von 12,3 kW (errechnet aus Tabelle 20) beträgt der zusätzliche Aufwand maximal 3,2 %, wenn dauerhaft 400 W veranschlagt werden. Für den Volllastbetrieb bei 100 % Auslastung geht der Anteil bei einer am Generator aufgewendeten Antriebsleistung von 55,6 kW auf 0,71 % zurück.

Das Verlustverhalten der elektrischen Leistungsbereitstellung ist in Abbildung 60 zusammengestellt und stellt die Wirkungsgrade während ausgewählter dynamischer Zyklen und die Energieeffizienz während der Lastphasen dieser Zyklen dar.

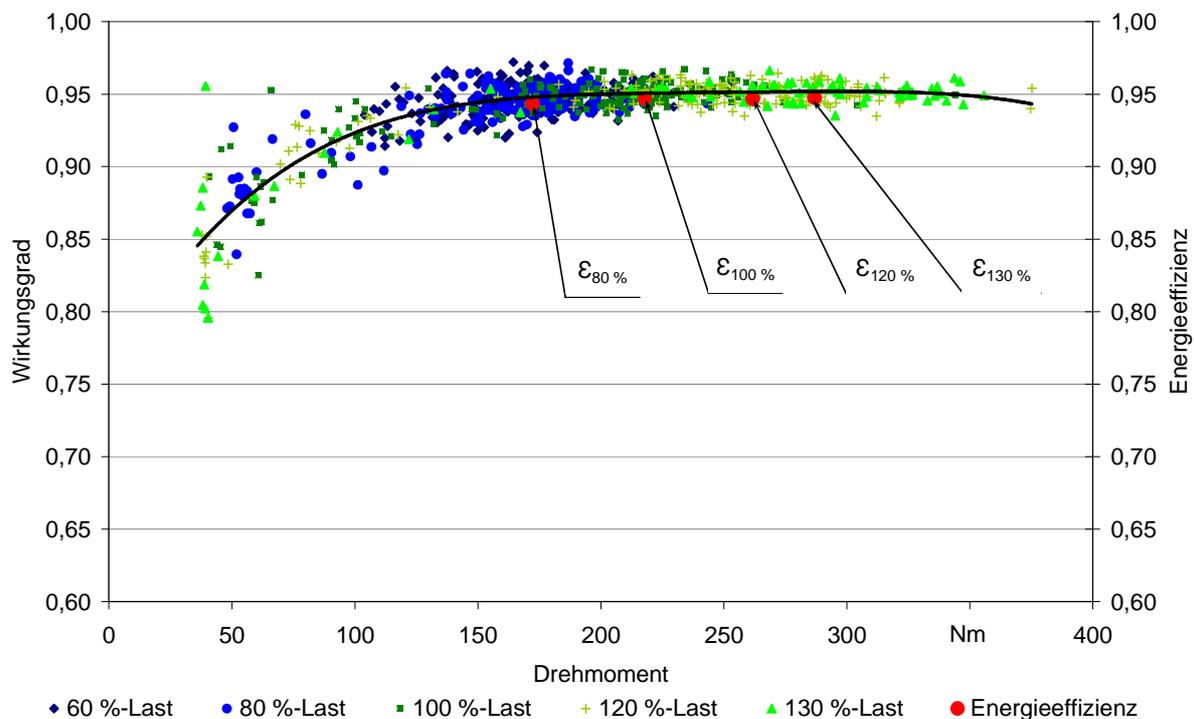


Abbildung 60: Wirkungsgrad der elektrischen Leistungsbereitstellung in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8 \text{ mm}$ ,  $n_{Diesel}=1750 \text{ 1/min}$ )

Deutlich wird, dass bereits für eine Auslastung mit 60 % der Betrieb auf einem konstant hohen Wirkungsgrad- und hohen Effizienzniveau von 94 % möglich ist (Messung für den Zyklus mit 60% Auslastung repräsentiert nicht die Auslastungsstufe und wird deshalb nicht explizit dargestellt). Somit ist der Teillastbetrieb hier nur mit geringen Verlusten behaftet. Ein deutlicher Anstieg der Verluste zeigt sich erst für Auslastungen unter 50 %, wobei diese im Leerlauf bis auf 14,2 % ansteigen. Dies entspricht einer Verlustleistung von 1,75 kW. Wie bei

den stationären Untersuchungen zeigen sich für die Leistungsbereitstellung auch hier wieder deutliche Streuungen der Wirkungsgrade im Teillastbereich und Leerlauf, die auf die gleichen Ursachen zurückzuführen sind. Tabelle 20 stellt die untersuchten Betriebspunkte gegenüber. Die Differenzierung der Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung mit und ohne Peripheriesysteme zeigt auf, dass deren Effekt von 3,3 Prozentpunkten im Leerlauf mit zunehmender Auslastung kontinuierlich auf 0,7 Prozentpunkte unter Volllast absinkt. Dies resultiert aus dem im Prototyp nicht an den tatsächlichen Kühlaufwand angepassten Kühlmiteldurchfluss, der so mit einem konstanten Leistungsanteil zu berücksichtigen ist.

Tabelle 20: Mittlere Betriebspunkte und Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlicher Auslastung ( $n_{\text{Diesel}}=1750$  1/min,  $x_{\text{th}}=8$  mm)

Mittlere Auslastung	$M_{\text{Generator}}$ [Nm]	$n_{\text{Generator}}$ [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{LB elektr Last}}^{**}$	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{LB elektr Last}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Generator Last}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{\text{Gleichrichter Last}}$
Leerlauf *	47,88	2454	0,858	0,825	0,859	0,999
60 %***	176,65	2453	0,945	0,936	0,949	0,996
70 %***	188,22	2452	0,946	0,938	0,950	0,996
80 %	172,20	2454	0,943	0,935	0,947	0,997
90 %	199,22	2454	0,945	0,938	0,948	0,996
95 %	208,80	2453	0,946	0,939	0,949	0,996
100 %	217,79	2454	0,947	0,940	0,950	0,996
105 %	229,34	2454	0,946	0,940	0,951	0,996
110 %	238,63	2454	0,947	0,941	0,951	0,996
120 %	261,83	2454	0,947	0,941	0,951	0,995
130 % )*	286,93	2454	0,947	0,942	0,952	0,995

\*) nur unvollständiger Zyklus zur Auswertung verfügbar

\*\*) ohne Peripheriesysteme

\*\*\*) Auslastung nicht repräsentativ

Unter Berücksichtigung der in den Feldversuchen ermittelten Zeitanteile der Last- und Leerlaufphase errechnet sich nach Gleichung 5.6 die Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung im Zyklus  $\epsilon_{\text{LB elektr. Zyklus}}$  zu 93,4 %.

#### Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl $n_{\text{Diesel}}$ :

Der Einfluss der Dieselmotordrehzahl ist bei dynamischer Belastung mit den für diese Drehzahlklasse typischen Prüfzyklen wenig ausgeprägt. Das Effizienzniveau liegt für den gesamten Drehzahlbereich durchgängig bei 94 %. Auffällig ist, dass mit zunehmender Drehzahl das mittlere Antriebsmoment ansteigt und folglich bei gleich bleibender Effizienz der Leistungsbedarf im Antrieb ansteigt. Die Tendenz, dass an den Baugruppen im Bereich einer Dieselmotordrehzahl zwischen 1650 1/min und 1750 1/min die höchsten Lastmomente anliegen, wird dabei überlagert durch die bei höheren Drehzahlen größere umzusetzende Leistung. Dies führt

zu einem kontinuierlichen Anstieg des Generatorantriebsmoments. Das gleichbleibend hohe Niveau der Effizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung resultiert dabei aus der Effizienz von Generator und Gleichrichter (Tabelle 21).

*Tabelle 21: Energieeffizienz der elektrischen Leistungsbereitstellung bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und 100-prozentiger Auslastung ( $x_{ih}=8\text{ mm}$ )*

Drehzahl Dieselmotor [1/min]	M [Nm]	n [1/min]	Energieeffizienz $\epsilon_{LB\text{ elektr Last}}^*$	Energieeffizienz $\epsilon_{LB\text{ elektr Last}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{Generator\text{ Last}}$	Energieeffizienz $\epsilon_{Gleichrichter\text{ Last}}$
1600	186,96	2243	0,947	0,939	0,951	0,996
1650	212,11	2314	0,947	0,939	0,950	0,996
1700	216,60	2384	0,948	0,941	0,951	0,996
1750	218,83	2454	0,947	0,940	0,950	0,996
1800	221,20	2524	0,948	0,942	0,952	0,996

\*) ohne Peripheriesysteme

## 5.6 Leistungsgewicht und Leistungsdichte

Neben den zukünftig stark an Bedeutung gewinnenden Kriterien Wirkungsgrad und Energieeffizienz sind die Baugröße und die zu installierende Masse für die grundsätzliche Anwendbarkeit und das Maschinenkonzept entscheidend.

Im Unterschied zum Automobilbau hat die installierte Masse aber nur einen geringen Einfluss auf die Energiebilanz im Ernteprozess, da dynamische Beschleunigungseffekte nur geringe Zeitanteile haben. Wesentlich bedeutender ist diese im Bezug auf schadhafte Bodenverdichtungen, die es zu vermeiden gilt. Diese unterschiedlichen Kriterien verlangen hinsichtlich der prozesstechnisch optimalen Lösung oft nach Kompromissen.

Für beide Antriebssysteme werden obige Parameter deshalb absolut, als Vergleich der installierten Massen und Bauvolumina, und in Bezug auf die umgesetzte Leistung, als Leistungsgewicht und Leistungsdichte gegenübergestellt.

### 5.6.1 Leistungsdichte hydraulischer und elektrischer Wandler im Vergleich

Im Bereich der Leistungsdichte ist der direkte Vergleich der Wandler für den Konstrukteur von besonderer Bedeutung. Sie sind nahe an oder direkt in die Baugruppe zu integrieren. Deshalb erlaubt eine geringe Baugröße größere Freiheiten hinsichtlich der Maschinenkonstruktion, wenn sie durch eine flexible Energieübertragung genutzt werden kann. Die Baugröße stellt somit ein Ausschlusskriterium für die Anwendung einer Antriebslösung dar.

Eindringlich zeigt Abbildung 61 die Dimensionen der im Projekt eingesetzten hydraulischen und elektrischen Wandler am Beispiel der Einzugsmotoren. Wie deutlich wird, baut der Serienhydraulikmotor mit  $7,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  am kompaktesten. Bezogen auf den häufigsten Betriebs-

punkt weist dieser eine Leistungsdichte von  $3566 \text{ kW/m}^3$  auf. Der für den elektrischen Prototyp eingesetzte wassergekühlte Reluktanzmotor liegt mit einem Bauvolumen von  $29,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  bei einem Leistungsdichte von  $916 \text{ kW/m}^3$  und baut folglich um den Faktor 3,9 größer als der Hydraulikmotor, wobei beide Maschinen die Drehmomentanforderungen erfüllen.

Zusätzlich sind die Umriss eines luftgekühlten elektrischen Normmotors vergleichbarer Leistung im Hintergrund dargestellt. Dieser, typisch für stationäre Industrieanwendungen, benötigt einen Bauraum von  $82,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ . Die Wasserkühlung des Reluktanzmotors für den Prototyp erlaubt so eine Reduzierung des Bauvolumens um etwa 65 %. Bei beiden Elektromaschinen ist jeweils der reine elektrisch-mechanische Wandler ohne Leistungselektronik dargestellt.

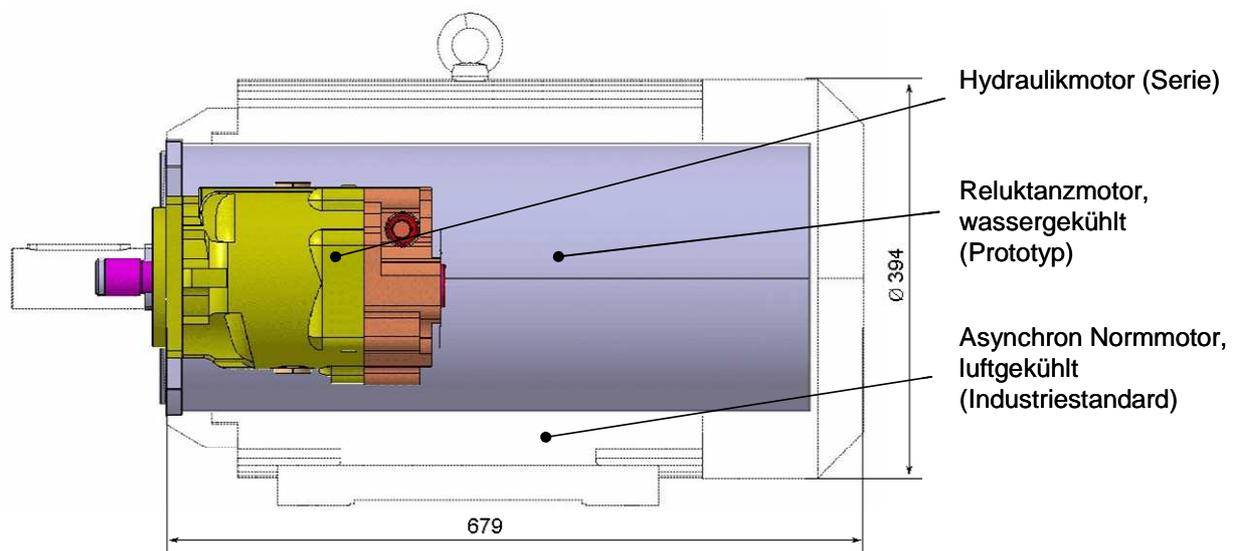


Abbildung 61: Baugrößen des hydraulischen Serienmotors, eines luftgekühlten und eines wassergekühlten Elektromotors im Vergleich

Allerdings ermöglichte der dieselektrische Triebstrang, trotz der größeren Wandler, am Beispiel des Vorsatzantriebes beim easyCollect (Firma Krone; Typ: 6000 Prototyp) eine vollständig neue Lösung. Dabei ersetzt er neben dem eigentlichen Hydraulikmotor zusätzlich das Getriebe und die mechanischen Übertragungselemente. Deshalb ist hier dem elektrischen Wandler der hydraulische Wandler samt mechanischem Übertragungsstrang gegenüberzustellen.

Der Bauraum der dieselektrischen Lösung zum Antrieb des Vorsatzes, bestehend aus den beiden Motoren inklusive der Klemmkästen und den zwei Planetengetrieben, addiert sich insgesamt auf  $73,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ . Dem gegenüber steht die aufwändige hydraulisch-mechanische Lösung aus Hydraulikmotor und Gelenkwellen mit einem Bauraum von  $97,07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ . Hierbei sind die verbauten Getriebe noch nicht berücksichtigt, da sie auch eine tragende Funktion in der Rahmenkonstruktion darstellen und nicht vollständig ersetzt werden können. Um die

Vorteile voll ausschöpfen zu können, würde es einer Neukonstruktion bedürfen. Auf Seiten der Gelenkwellen ist außerdem nur der tatsächliche Bauraum berechnet. Der durch die Wellen nicht mehr zugängliche Bauraum und der Freiraum für Bewegungen während des Klappvorgangs der beiden Teilarbeitsbreiten des Schneidwerks sind ebenfalls nicht enthalten.

Ähnlich schwierig gestaltet sich die Betrachtung der Leistungsbereitstellung. Für den elektrischen Triebstrang sind dabei der Generator mit  $34,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  (inkl. Klemmkasten) und der Schaltschrank mit Gleichrichterbrücke mit  $180 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  zu berücksichtigen. Seitens des Schaltschranks ist zu beachten, dass er frei positioniert werden kann. Zusätzlich kann hier Baugröße eingespart werden, wenn angepasste, integrierte Komponenten anstelle der Standardkomponenten aus dem Anlagenbau genutzt werden.

Der hydraulische Pumpenturm inklusive interner Speisepumpe benötigt einen Bauraum von  $33,52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ . Allerdings ist durch den Anschluss der Haupt-, Steuer- und Ansaugleitungen ein weitaus größerer Raum blockiert. Für eine Abschätzung des minimal belegten Bauraums wurde der Pumpengrundkörper bei obigem Bauvolumen mit den eingesetzten  $90^\circ$ -SAE-Hochdruckflansch-Anschlüssen bestückt und diese einhüllend berücksichtigt. Daraus resultiert dann ein Bauraumbedarf von  $45,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ .

Tabelle 22 fasst die Bauvolumina und Leistungsdichten der hydraulischen und elektrischen Lösungen für Einzug, Vorsatz und Leistungsbereitstellung zusammen.

*Tabelle 22: Gegenüberstellung von Bauvolumen und Leistungsdichte der hydraulischen und elektrischen Lösung für Einzugswandler, Vorsatzantrieb und Leistungsbereitstellung*

	Einzugswandler		Antriebsstrang Vorsatz		Leistungs- bereitstellung	
	hydraulisch	elektrisch	hydraulisch	elektrisch	hydraulisch	elektrisch
<b>Bauvolumen</b> [m <sup>3</sup> ]	$7,6 \cdot 10^{-3}$	$29,6 \cdot 10^{-3}$	$97,1 \cdot 10^{-3}$	$73,1 \cdot 10^{-3}$	$45,6 \cdot 10^{-3}$	$34,5 \cdot 10^{-3} *$
<b>Leistungsdichte</b> [kW/m <sup>3</sup> ]	3566	916	242	321	1329	1757

\*) Generator ohne Schaltschrank ( $180 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ )

## 5.6.2 Leistungsgewicht hydraulischer und elektrischer Wandler im Vergleich

Im Unterschied zur absoluten Baugröße des Wandlers, welche die Eignung zum Einsatz direkt bestimmt, steht bei der Beurteilung der zu installierenden Masse zumeist der gesamte Triebstrang im Vordergrund. Kritisch für viele Anwendungen ist die Gesamtmasse des Fahrzeugs. Deshalb werden nachfolgend beide Triebstränge gegenübergestellt. Nur für konkretere Fragestellungen im Bezug auf die Gewichtsverteilung in der Maschine oder der Masse von Baugruppen ist die Differenzierung der Teilmassen der Aggregate ausschlaggebend.

Für die Gegenüberstellung der beiden Gesamtsysteme ist jedoch zu beachten, dass beide Triebstrangvarianten neben den Komponenten zur Leistungsübertragung ein Kühlsystem zum Abführen der Verlustleistung benötigen. Im hydraulischen System dient das hydraulische Medium der Leistungsübertragung auch zur Wärmeabfuhr. Damit ist für die Umwälzung des Mediums durch Triebstrang, Kühler und Ausgleichsbehälter keine zusätzliche Pumpeneinheit notwendig. Für den elektrischen Triebstrang muss hingegen derzeit ein eigener Kühlkreis mit zusätzlicher Kühlmittelpumpe vorgehalten werden.

Ein Vergleich der in Serie und Versuch tatsächlich verbauten Lösungen ist nur bedingt aussagekräftig, da der serienmäßig installierte Ölkühler neben Vorsatz und Einzug auch die Verluste der verbleibenden Arbeits- und Fahrtriebshydraulik abführt. Zusätzlich zeigt die Auswertung der Wirkungsgrade am elektrischen Triebstrang, dass der im Prototyp installierte Kühlkreis überdimensioniert war. Für den Vergleich wird deshalb seitens des hydraulischen Triebstrangs der in Serie eingesetzte Ölkühler gemäß den Spülmengenanteilen der Teilkreise angesetzt. Für den elektrischen Triebstrang wird ein neues Kühlsystem basierend auf der tatsächlich abzuführenden Wärmemenge und den typischen Temperaturgradienten zwischen dem zu kühlendem Medium und der Umgebungsluft ausgelegt.

Die Wirkungsgraduntersuchungen zeigen auf, dass die für den Prototyp angenommene Wärmeübertragungsleistung für den Kühler von 30 kW auf ca. 14 kW reduziert werden kann.

Tabelle 23 stellt die Eckwerte der beiden Gesamtantriebsstränge inklusive der angepassten Kühlsysteme gegenüber.

Deutliche Nachteile sind im Bereich der Wandler für den elektrischen Triebstrang zu erkennen. Diese wiegen im Mittel um den Faktor 2,9 (Gleichrichter inklusive Schaltschrank) mehr als deren hydraulische Pendanten.

Dabei stellen die Werte für die Einzugswandler den Vergleich von typischen Einzelaggregaten dar. Der Reluktanzmotor samt integriertem Wechselrichter baut dabei um den Faktor 4,6 schwerer als der vergleichbare hydraulische Motor.

Am Vorsatz müssen hingegen zwei unterschiedliche Lösungsansätze gegenübergestellt werden. Der zentrale hydraulische Motor mit mechanischer Übertragung und Verteilung ins Vorsatzgerät gegenüber der dezentralen elektrischen Lösung mit direkt aufgesetzten Motoren. Durch das hohe Gewicht des mechanischen Übertragungsstranges ist hier die elektrische Lösung, trotz des im Vergleich zum Einzug schlechten Leistungsgewichts von 11,3 kg/kW, besser als die hydraulisch-mechanische Lösung mit 15,9 kg/kW.

Tabelle 23: Gewichtsanteile der Komponenten der Antriebssysteme im Vergleich

	Triebstrang	
	hydraulisch	elektrisch
mechanische Übertragung [kg]	254,0	30,0
Wandler Einzug [kg]	34,7	159,4
Wandler Vorsatz [kg]	20,3	165,8
Leistungsbereitstellung [kg]	121,5	132
Schaltschrank mit Brücke [kg]	-	79,8
Leistungsübertragung [kg]	53,8	42,9
Übertragungsmedium gesamt [kg]	45,0 )*	-
Kühler (trocken) [kg]	27,3 )**	16,4
Kühlmittelpumpe [kg]	-	11,2
Kühlmittelübertragung [kg]	-	12,0
Kühlmittel [kg]	-	32,0 )*
Kühlmittelverteiler [kg]	-	2,0 )*
Ausgleichsbehälter [kg]	9,0 )*)**	6,1
Gesamtgewicht [kg]	565,6	689,6

Leistungsgewicht [kg/kW]	14,1	17,2
Effektive Leistung am häufigsten Betriebspunkt [kW]	40,2	40,2

)\* Abschätzung

)\*\* anteilig; Aufteilung der Serieninstallation gemäß den ausgespeisten Ölströmen der Teilstränge

Im Bereich der Leistungsbereitstellung sind sich beide Lösungen ähnlich. Die Annäherung ist wesentlich dadurch begründet, dass der Generator durch die Bauform mit permanentmagnetischer Erregung und der höheren Antriebsdrehzahl trotz der geringen Auslastung ein Leistungsgewicht von 3,3 kg/kW erzielt. Zusätzliche, im Schaltschrank verbaute Sicherheits- und Schutzkomponenten sind darin nicht enthalten.

Trotz des deutlich geringeren Temperaturgradienten für das Abführen der Verlustwärme am Kühler im elektrischen Kreis, ist dieser kleiner und leichter als der im hydraulischen Strang. Dies ist auf die deutlich reduzierte notwendige Wärmeübertragungsleistung zurückzuführen, welche der Auslegung zugrunde liegt.

Das zusätzliche Kühlsystem des elektrischen Triebstrangs trägt mit 73,6 kg oder gleich 10,7 % des Gesamtgewichts des Triebstrangs bei.

Insgesamt liegen die Gesamtmasse und das Leistungsgewicht des elektrischen Triebstrangs um 22 % über dem der hydraulischen Serienantriebslösung.

## 5.7 Kosten im Vergleich

Neben den bisher betrachteten technischen Aspekten sind aus ökonomischer Sicht für den Hersteller die Beschaffungskosten und für die Landwirte zusätzlich die Betriebskosten von Interesse. Der Einkaufspreis der heutigen hydraulischen Antriebslösung liegt dabei mit 5500 bis 6500 € (abhängig von den Konditionen des Herstellers) im Bereich von 1,1 % bis 1,5 % des Verkaufspreises der Gesamtmaschine ohne Vorsatzgerät.

Die Gesamtbeschaffungskosten für das im Projekt erstellte dieselektrische Prototypantriebssystem belaufen sich auf ca. 46.000 €.

Diese sind wie nachfolgend zuzuordnen:

- 75,5 % : Elektrische Wandler inklusive Leistungselektronik
- 11,4 % : Schutzmaßnahmen für Personen und Anlagenschutz
- 9,6 % : Zusätzliches Kühlsystem
- 3,5 % : Leistungsübertragung und Zubehör

Obwohl im Projekt mit den Reluktanzmaschinen auf eine einfach zu fertigende Bauform ohne teure Permanentmagnetwerkstoffe zurückgegriffen wurde, dominieren diese Aufwendungen die Gesamtkosten.

Für eine Serie von ca. 200 Stk./a stellt die Firma Landert Motoren AG, als Hersteller der elektrischen Wandler, Kosten von knapp 50 % der Prototyppreise in Aussicht. Damit würde die elektrische Lösung ca. das 3,8-fache des hydraulischen Pendants kosten, wenn für die übrigen Komponenten vergleichbare Margeneffekte zu erzielen sind (siehe Abbildung 62).

Der Vergleich der absoluten Kosten bleibt trotzdem schwierig. Auf Seite der hydraulischen Lösung kommen Serienkonditionen der Industrie zum Tragen, wohingegen auf Seite des Prototyps „Preisverhandlungen“ einer Universität stehen, die nur bedingt repräsentativ sind.

Für eine ganzheitliche Kostenbetrachtung muss insbesondere der Anwender neben den Beschaffungskosten auch die Betriebs- und Wartungskosten während der gesamten Maschinennutzungsdauer berücksichtigen.

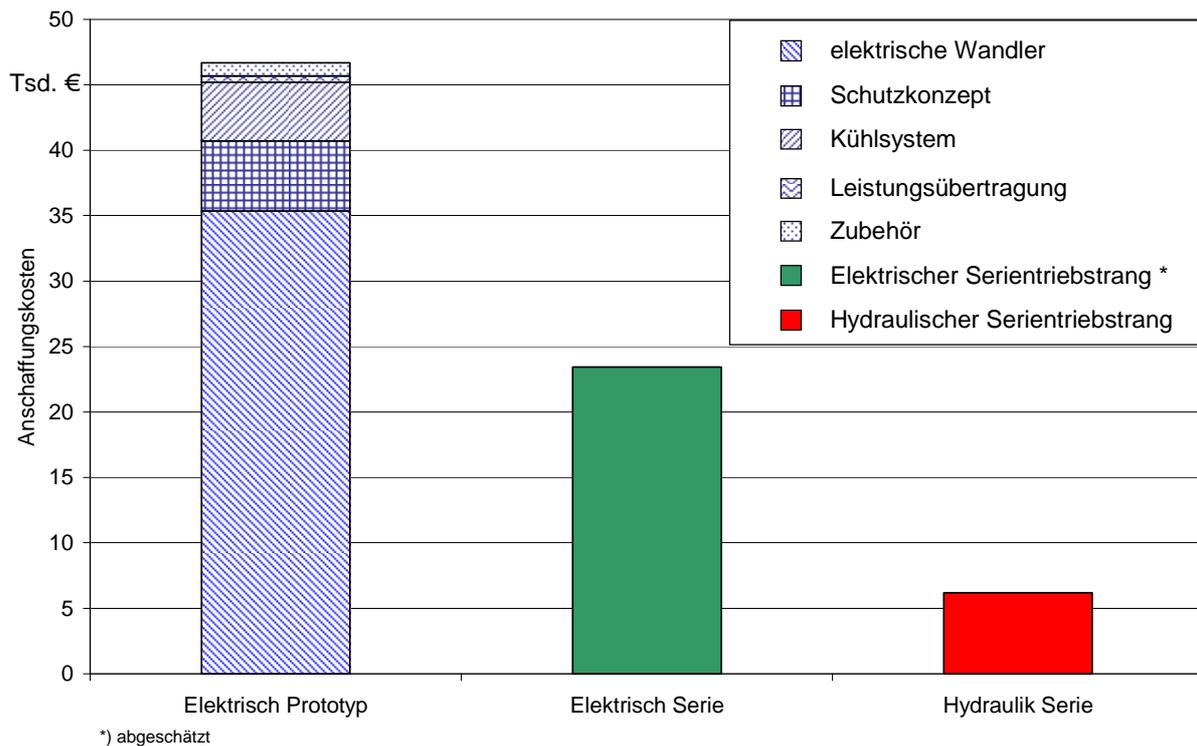


Abbildung 62: Anschaffungskosten der elektrischen und hydraulischen Antriebslösung für Vorsatz und Einzug

Abbildung 63 verdeutlicht die Anschaffungskosten und das während der Nutzungsdauer von 10 Jahren durch die beiden Antriebsstrangvarianten gebundene Kapital. Dabei ist das gebundene Kapital im hydraulischen Antrieb nach der Anschaffung dominiert durch die zusätzlichen Aufwendungen für den im Abstand von 500 Betriebsstunden vorgesehenen Austausch des Hydrauliköls. Für eine Gesamtnutzungsdauer der Maschine nach KTBL [KTBL02] von 3.000 Einsatzstunden ergeben sich 5 durchzuführende Ölwechsel. Der Kostenanteil „Hydrauliköl“ errechnet sich aus der anteiligen Füllmenge von 45 l (siehe Kapitel 5.6.2) bei einem Einkaufspreis von 4,75 €/l (Preis des geforderten Hydrauliköls im Sept. 2007). Hinzu kommen Aufwendungen für die auszutauschenden ÖlfILTER.

Das im elektrischen Triebstrang (Serienkonditionen) während der Nutzung gebundene Kapital reduziert sich hingegen durch eine Kraftstoffeinsparung von 3,1 % im Vergleich zur Maschine mit hydraulischem Vorsatz- und Einzugsantrieb (Berechnung siehe Kapitel 6.3). Die Differenz zu den Betriebsstoffkosten des hydraulischen Triebstrangs wird hier angesetzt, um den höheren Anschaffungspreis abzuschreiben. Da der elektrische Triebstrang keine zusätzlichen Betriebskosten verursacht, reduziert sich so das gebundene Kapital. Der Berechnung wird dabei ein mittlerer Gesamtkraftstoffverbrauch der Maschine von 115 l/h zugrunde gelegt und Varianten mit unterschiedlichen Kraftstoffpreisen kalkuliert. Berücksichtigt ist zusätzlich die nicht erlöste Verzinsung des Kapitals, welches der elektrische Triebstrang mehr bindet als der hydraulische. Daraus entsteht die im ersten Jahr höhere Kapitalbindung, als es der Anschaffungswert des elektrischen Triebstrangs vorgibt.

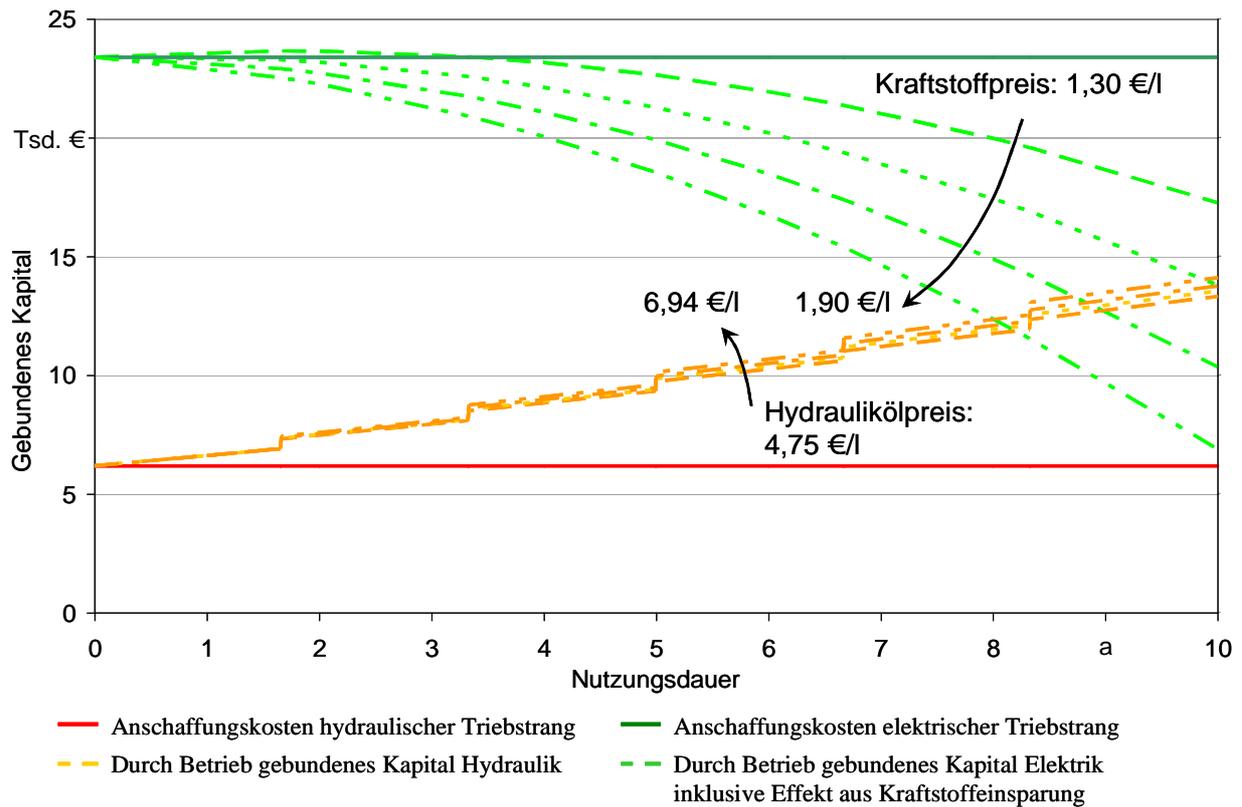


Abbildung 63: Gebundenes Kapital während der Nutzung des hydr. und elektr. Triebstrangs

Eine Amortisierung der höheren Anschaffungskosten des elektrischen Triebstrangs wird ab einem Kraftstoffpreis von über 1,50 €/l während der Nutzungsdauer erreicht. Steigen die Kraftstoffpreise auf 1,90 €/l und in gleichem Maß die Kosten für das Hydrauliköl, so amortisieren sich die Kosten im achten Jahr. Bei 10-jähriger Nutzung ist ein finanzieller Vorteil von knapp 7220 € zu erwirtschaften.

Kann der Anschaffungspreis für den elektrischen Triebstrang auf 75 % der heute eingeräumten Serienkonditionen reduziert werden, amortisiert sich der Mehraufwand bei Kraftstoffpreisen von 1,30 €/l im achten Nutzungsjahr. Nach voller Nutzungsdauer belaufen sich die erzielbaren Einsparungen durch geringeren Betriebsmittelaufwand und durch den Zinseffekt auf knapp über 6000 €. Eine Verteuerung der Kraftstoffpreise auf 1,50 €/l steigert die Einsparungen auf fast 10000 €. Bei Kraftstoffpreisen von 1,90 €/l erhöht sich dies gar auf über 17000 €.

## 6 Diskussion und Ausblick

Die erarbeiteten Ergebnisse zeigen deutliche Unterschiede in den Kriterien für die beiden Antriebslösungen. Deshalb werden nachfolgend die Vergleichbarkeit der Versuchsreihen und die Aussagekraft der Ergebnisse eingeordnet. Um die Übertragbarkeit der Ergebnisse in die tatsächliche Anwendung zu gewährleisten, wird die Repräsentativität der dafür generierten Prüfzyklen untersucht. Anschließend werden die stationäre und die dynamische Primärenergieausnutzung durch hydraulischen und elektrischen Antriebsstrang gegenübergestellt und die Unterschiede an typischen Betriebspunkten quantifiziert. Schließlich ergänzt die Betrachtung mit einer Bewertung der Unterschiede in Leistungsgewicht und Leistungsdichte die Diskussion der Ergebnisse.

### 6.1 Vergleichbarkeit der Systeme und Seriennähe des dieselektrischen Prototyps

Um die Vergleichbarkeit des hydraulischen Serientriebstrangs mit dem dieselektrischen Prototyp zu gewährleisten wurde im Projekt als Bedingung definiert, dass beide Antriebe auch im Feldeinsatz ihre Leistungsfähigkeit unter Beweis stellen müssen. Dabei hat sich der entwickelte dieselektrische Prototyp beim Beernten von über 100 ha in zwei Jahren im Feldversuch als belastbar und zuverlässig erwiesen. Die grundsätzliche Eignung kann damit als gegeben erachtet werden. Mit diesen Versuchsreihen kann allerdings, bedingt durch den geringen Einsatzumfang und die relativ kurze Einsatzzeit, noch keine Aussage über die Dauerhaltbarkeit der Komponenten getroffen werden. Insbesondere der Aufbau der Leistungselektronik ist mit Fragezeichen behaftet. Zum Erlangen der Serienreife sind dafür besondere Maßnahmen notwendig. Zum einen betreffen diese mechanische Schwingungen und Vibrationen und zum anderen erhöht der intermittierende Betrieb während der Erntekampagne das Risiko der Betauung, was den Isolationsschutz mindert und bis zum Überschlag führen kann. Hier könnte eine temperaturgeführte Kühlung eine Betauung bei der Inbetriebnahme der Maschine verhindern, welche durch das Umwälzen des kalten Kühlmediums riskiert wird. Allerdings kam es während der Felderprobung trotz ungesteuerter Kühlung auch bei Einsatz unter kalten und nebeligen Bedingungen zu keiner Zeit zu einer kritischen Absenkung des Isolationswiderstandes.

Die quantitativen Aussagen zu den Unterschieden in der Leistungsfähigkeit hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe, die in Kapitel 5 getroffen sind, treffen im Detail nur für den hier beschriebenen Einsatzfall und die beiden untersuchten Lösungen zu. Sie stellen jedoch typische Antriebsaufgaben dar und geben damit vor, welche Unterschiede bedingt durch den Einsatz der unterschiedlichen Techniken zu erwarten sind.

Um die Aussagen einordnen zu können, werden nachfolgend die erarbeiteten Ergebnisse in Bezug auf die zu erwartenden Resultate und evtl. nicht ausgeschöpften Potenziale analysiert.

### Repräsentativität des hydraulischen Triebstrangs

Die exemplarisch ausgewählten Antriebsstränge der Baugruppen Einzug und Vorsatz eines Feldhäckslers decken durch ihre Systemkonfiguration nur die leistungsintensiven Baugruppenantriebe ab, welche bedingt durch den hohen Leistungsanteil als Einzelantrieb in einem geschlossenen Kreis betrieben werden. Nebenantriebe, versorgt über einem offenen Kreis mit mehreren Verbrauchern je Pumpe, sind damit nicht repräsentiert. Diese setzen aber, aufgrund des geringen Leistungsanteils und geringer Auslastung, nicht den Maßstab bezüglich des Wirkungsgrades und damit auch nicht für die Bewertung dieses Antriebssystems.

Das Wirkungsgradniveau der hier untersuchten hydraulischen Baugruppenantriebe entspricht den Erwartungen. Gemäß den allgemeinen Wirkungsgradkennfeldern des Herstellers Sauer-Danfoss passen die gewählten Komponenten sehr gut zu den Belastungen. Unter Volllast arbeiten die Komponenten bei optimalem Wirkungsgrad. Daraus resultieren die zu erwartend hohen Wirkungsgrade von rund 90 % im Bestpunkt.

Bei den hydraulischen Pumpen haben sich dagegen die durch die geringe Ausschwenkung der Pumpen verursachten Wirkungsgradeinbußen bestätigt. Mit einem Wirkungsgrad von rund 80 % unter Volllast bieten sich hier zweierlei Potenziale an. Zum einen zeigt Kapitel 5.4.2 deutlich auf, dass die Pumpen nur ungenügend ausgelastet sind und eine stärkere Auslastung die mittleren Wirkungsgrade steigern kann. Zum anderen beeinträchtigt die geringe Ausschwenkung der Einzugspumpe von nur 36 % (siehe Kapitel 4.3.3) den Wirkungsgrad. Laut Herstellerdatenblatt [SDP05] könnte durch volles Ausschwenken der Wirkungsgrad um ca. 12 Prozentpunkte gesteigert werden. Für die Vorsatzpumpe ist das Potenzial bedingt durch die höhere Ausschwenkung von 81 % deutlich geringer. Im Mittel könnte damit unter Berücksichtigung der jeweiligen geförderten Leistungen der mittlere Wirkungsgrad im Bestpunkt um etwa 7 Prozentpunkte gesteigert werden. Allerdings wäre mit dieser neuen Pumpenkonfiguration nicht mehr das volle Einsatzspektrum abzudecken, da höhere Förderleistungen am Einzug, notwendig für das Häckseln von Anwelksilage, nicht mehr realisiert werden könnten.

### Dieselelektrischer Triebstrang und Baugruppenantriebe

Wie Abbildung 27 und Abbildung 28 im Vergleich verdeutlichen, sind sowohl der elektrische Einzugs-, wie auch der Vorsatzantrieb überdimensioniert. Beim Einzugsmotor liegt die Nenn-drehzahl mit 2500 1/min deutlich zu hoch. Als Eckdrehzahl war nach den Feldversuchen im Herbst 2005 eine Drehzahl von nur 1500 1/min vorgegeben. Ursache dafür sind die seitens des Herstellers zugrunde liegenden fertigen Module, aus denen die Elektromaschinen aufgebaut sind. Anpassungen waren zeitbedingt nur beschränkt möglich, da zwischen Bestellung und Inbetriebnahme nur 5 Monate verblieben.

Für den einzelnen Vorsatzmotor hat sich hingegen gezeigt, dass das Nennmoment zu hoch gewählt worden ist, wodurch dieser größtenteils bei nur 50 % Auslastung arbeitet. Dies ist

begründet durch die Messreihen zur Ermittlung der Belastungen an den Baugruppen. Dabei kam ein Serien-Feldhäcksler mit 10-reihigem Maisgebiss zum Einsatz. Dem Aufbau des die-selektischen Prototyps hingegen liegt ein 8-reihiges Prototyp-Maisgebiss zugrunde. Der Leistungsbedarf reduziert sich damit durch die geringere Arbeitsbreite. Zusätzlich entfallen bei diesem Prototyp die Nebenabtriebe wie Putzerscheiben und rotierende Halmteiler, wodurch der Leistungsbedarf nochmals sinkt. Weil die genauen Auswirkungen dieser Einsparungen im Vorfeld nicht zu quantifizieren waren, sind sie für die Auslegung der Elektroantriebe nicht berücksichtigt worden.

Als Systemarchitektur für den elektrischen Triebstrang wurde abweichend von der hydraulischen Lösung eine gemeinsame Leistungsversorgung über einen zentralen Generator gewählt. Da die Leistungsaufteilung und Steuerung der Motoren im Gegensatz zur Hydraulik nicht verlustbehaftet ist, erlaubt dies den einfacheren Systemaufbau. Müssen bei der hydraulischen Lösung jeweils beide Pumpen auf die Extremsituationen ausgelegt sein, so ist für den Generator die Auslegung auf eine mittlere Maximalleistung ausreichend. Treten die Spitzenbelastungen an den Aggregaten nicht zeitgleich auf, dann ist diese Leistung deutlich geringer als die Summe aller Maximalleistungen. Im Fall der Materialverarbeitung in einer Erntemaschine sind diese Spitzenbelastungen an den Baugruppen mit geringem Zeitverzug zu erwarten und der Effekt kommt damit zum Tragen.

Für die Wirkungsgrade im elektrischen Triebstrang stellt sich die Situation im Gegensatz zur Hydraulik genau umgekehrt dar.

Das Wirkungsgradniveau der elektrischen Leistungsbereitstellung liegt auf dem erwarteten hohen Niveau. Begründet ist dies zum einen mit der Wahl eines verlustarmen permanentmagnetisch erregten Generators, zum anderen durch die ungesteuerte Diodengleichrichterbrücke. Beides ist allerdings nur möglich, weil auf eine konstante Zwischenkreisspannung verzichtet werden kann. Die reduzierten Drehzahlanforderungen bei sinkender Dieselmotordrehzahl ermöglichen dies. Als positiv zu vermerken sind auch die äußerst geringe Lastabhängigkeit und damit die geringen Verluste im Teillast- und Leerlaufbetrieb.

Größer als erwartet sind hingegen die Verluste an den Reluktanzmotoren. Zum einen bleibt das Vollastniveau hinter den Erwartungen zurück, zum anderen ist die Lastabhängigkeit deutlich stärker ausgeprägt als erwartet. Beides ist vergleichbar mit der Leistungsfähigkeit der hydraulischen Module. Durch den Einsatz permanenterregter Synchronmotoren wäre das Wirkungsgradniveau um 3 bis 4 Prozentpunkte anzuheben bei dann allerdings deutlich höheren Kosten.

#### Repräsentativität der Prüfzyklen

In der Generierung der Prüfzyklen ist die Standardabweichung des Lastmomentes im Vergleich zu den im Feldversuch gemessenen Standardabweichungen zu stark ausgeprägt. Da die

Mittelwerte gut abgebildet werden (siehe Abschnitt 5.2) setzt sich der Prüfzyklus damit im Vergleich zum realen Zyklus bei gleicher mittlerer Last vermehrt aus Überlast- und Teillastanteilen zusammen. Dies beeinflusst die mittleren Wirkungsgrade und die Energieeffizienz und muss deshalb für den Transfer der Prüfstandsergebnisse ins Feld berücksichtigt werden.

Dieser Einfluss der Lastmomentverteilung auf die Energieeffizienz ist aber umso geringer, je linearer der Zusammenhang zwischen anliegendem Lastmoment und Wirkungsgrad ist. Im Falle einer Rechtskrümmung wird bei größerer Standardabweichung die Energieeffizienz im Zyklus proportional zur Linearitätsabweichung gemindert, bei Linkskrümmung entsprechend erhöht. Auf den Vergleich zwischen den beiden Antriebssystemen wirkt sich aber nur der Unterschied in der Krümmung der Wirkungsgradkennfelder aus. Wie Abbildung 33 und Abbildung 49 zeigen, sind die Kennlinien des elektrischen Wandlers am Einzug ähnlich gekrümmt wie die des hydraulischen Einzugsmotors. Beide werden in der Bewertung des Zyklus also gleichwertig unterschätzt. Seitens der Leistungsbereitstellung sind allerdings nur die hydraulischen Pumpen durch die höhere Standardabweichung betroffen, da die elektrische Leistungsbereitstellung nur eine geringe Lastabhängigkeit aufweist (Abbildung 52).

Abbildung 64 verdeutlicht diesen Zusammenhang auf Basis der aus den Messdaten des hydraulischen Einzugsmotors interpolierten Wirkungsgradkennlinie. Für dynamische Belastungen mit den Standardabweichungen der Messdaten  $\sigma_{\text{Messdaten}}$  resultiert im Mittel der Wirkungsgrad an Punkt 1. Bei erhöhter Standardabweichung  $\sigma_{\text{DLG-Zyklus}}$  bei höherer Dynamik verringert sich der Wirkungsgrad auf Punkt 2. Durch die erhöhten Standardabweichungen der Lastmomente im Prüfzyklus ist deshalb unter realen Einsatzbedingungen eine geringfügig bessere Energieausnutzung zu erwarten. Abbildung 64 quantifiziert den Effekt der erhöhten Standardabweichung des Lastmoments im Prüfzyklus auf eine Minderung des mittleren Wirkungsgrades um unter 0,7 Prozentpunkte.

Gleichzeitig verdeutlicht die Darstellung auch die Wichtigkeit, die stationären Wirkungsgradbetrachtungen durch die Bewertung auf Basis typischer dynamischer Zyklen zu ergänzen.

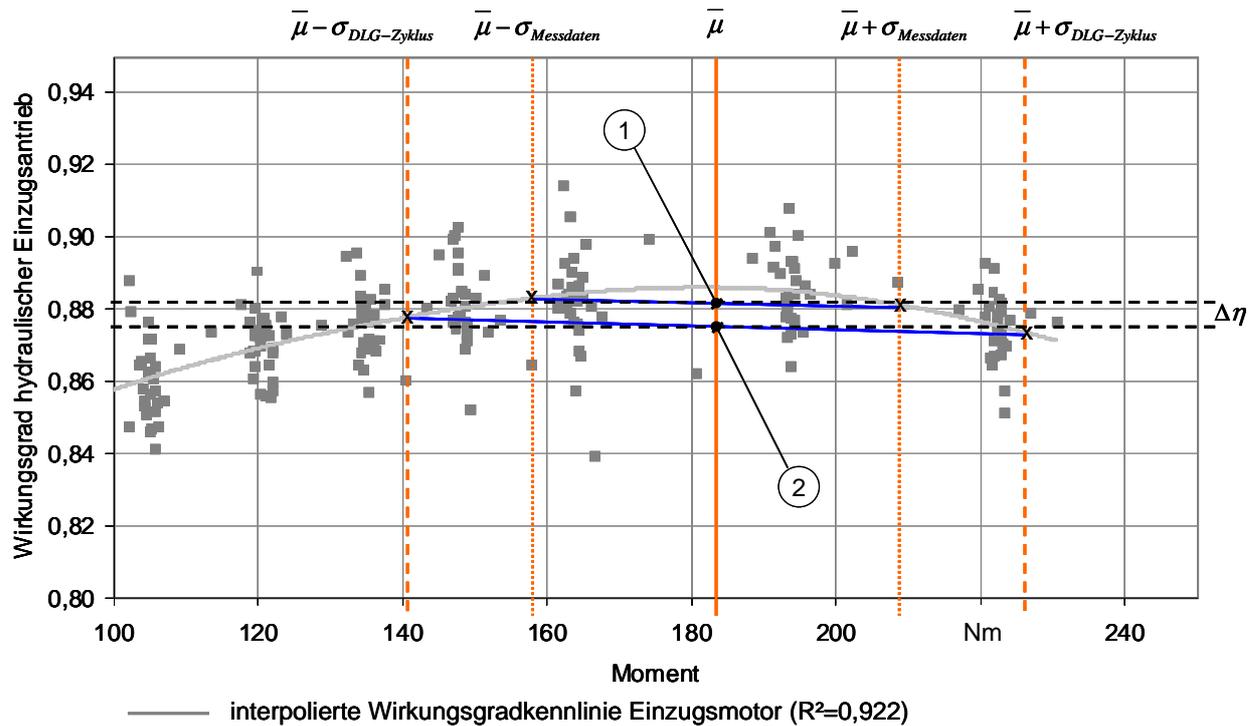


Abbildung 64: Auswirkung der überhöhten Standardabweichung des Lastmoments auf den mittleren Wirkungsgrad dargestellt am Beispiel der Kennlinie des hydraulischen Einzugsmotors

## 6.2 Wirkungsgrade hydraulischer und elektrischer Baugruppenantriebe im Vergleich

Als zukünftig für die Wahl der Antriebstechnik stark an Bedeutung gewinnendes Kriterium wird nachfolgend das Wirkungsgradverhalten der unterschiedlichen Alternativen diskutiert.

### Wirkungsgrade der Komponenten

Das Verhalten der hydraulischen und elektrischen Wandler bei Vollast und Teillast ist in Tabelle 24 zusammengestellt. Dabei wird deutlich, dass auf der motorischen Seite die Unterschiede nur gering ausgeprägt sind.

Die Werte für den elektrischen Vorsatzantrieb sind, wie in Kapitel 5.5.1 beschrieben, nicht zu differenzieren. Der Wirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs ist bei voller Auslastung um 1,5 %, unter Teillast um 2,7 % höher als der hydraulische Vergleichswert. Für den Gesamtwirkungsgrad des Strangs entscheidend sind die deutlich besseren Wirkungsgrade der elektrischen Leistungsbereitstellung im Vergleich zur hydraulischen. Hier sind unter Vollast Steigerungen um knapp 15 % dokumentiert. Unter Teillast steigen diese auf knapp 28 % an. Dies ist begründet durch die geringe Lastabhängigkeit der elektrischen Lösung, welche der Gradient  $\Delta\eta_{10\%}$  zu 0,32 quantifiziert. Er beschreibt linearisiert, um wie viele Prozentpunkte sich der Wirkungsgrad der Komponente bei Schwanken der Last um 10 % verändert.

Tabelle 24: Gegenüberstellung des Wirkungsgradverhaltens der hydraulischen und elektrischen Triebstrangkomponenten

		hydraulische Lösung	elektrische Lösung	Veränderung
Vorsatz	$\eta_{\text{Teillast}}$	0,747	-	-
	$\eta_{\text{Vollast}}$	0,814	-	-
	$\Delta\eta_{10\%}$	1,31	-	-
Einzug	$\eta_{\text{Teillast}}$	0,847	0,870	+2,7 %
	$\eta_{\text{Vollast}}$	0,884	0,897	+1,5 %
	$\Delta\eta_{10\%}$	0,82	0,52	-36,0 %
Leistungs- bereitstellung	$\eta_{\text{Teillast}}$	0,723	0,925	+27,9 %
	$\eta_{\text{Vollast}}$	0,792	0,941	+18,8 %
	$\Delta\eta_{10\%}$	1,38	0,32	-76,8 %

Neben den direkten Wirkungsgradvorteilen zeigt die Zusammenstellung auch Vorteile geringerer Lastabhängigkeit für die elektrischen Komponenten auf. Der Vergleich der Antriebe ergibt eine um 36 %, der der Leistungsbereitstellung eine um 76 % geringere Lastabhängigkeit. Diese geringe Lastabhängigkeit erlaubt eine sehr gute Energieausnutzung in Teillastsituationen, wie sie bei Erntemaschinen häufig vorkommen und kann deshalb gar nicht hoch genug bewertet werden.

#### Wirkungsgrade der Triebstränge

Die Gesamtwirkungsgrade des hydraulischen und elektrischen Triebstrangs zeigen grundsätzlich ähnliche Tendenzen, allerdings auf deutlich unterschiedlichem Niveau. Grundsätzlich arbeiten beide unter Last erwartungsgemäß effektiver als im Leerlauf, allerdings kann durch die weitaus geringeren Verluste der elektrischen Leistungsbereitstellung der Gesamtwirkungsgrad in der dieselektrischen Lösung deutlich verbessert werden. Abbildung 65 zeigt die typischen Wirkungsgrade unter stationären Bedingungen für den elektrischen und hydraulischen Triebstrang bei unterschiedlicher Auslastung zwischen 50 % und 140 %. Für den hydraulischen Triebstrang ist dieser durch Multiplikation des mittleren Pumpenwirkungsgrades mit dem Wirkungsgrad der Baugruppen errechnet, wobei Vorsatz und Einzug jeweils mit der tatsächlich umgesetzten Leistung gewichtet sind. Für den elektrischen Triebstrang wird für die Vorsatzmotoren der Wirkungsgrad des Einzugsmotors angenommen, da es sich dabei ebenfalls um reine elektrisch-mechanische Wandler handelt.

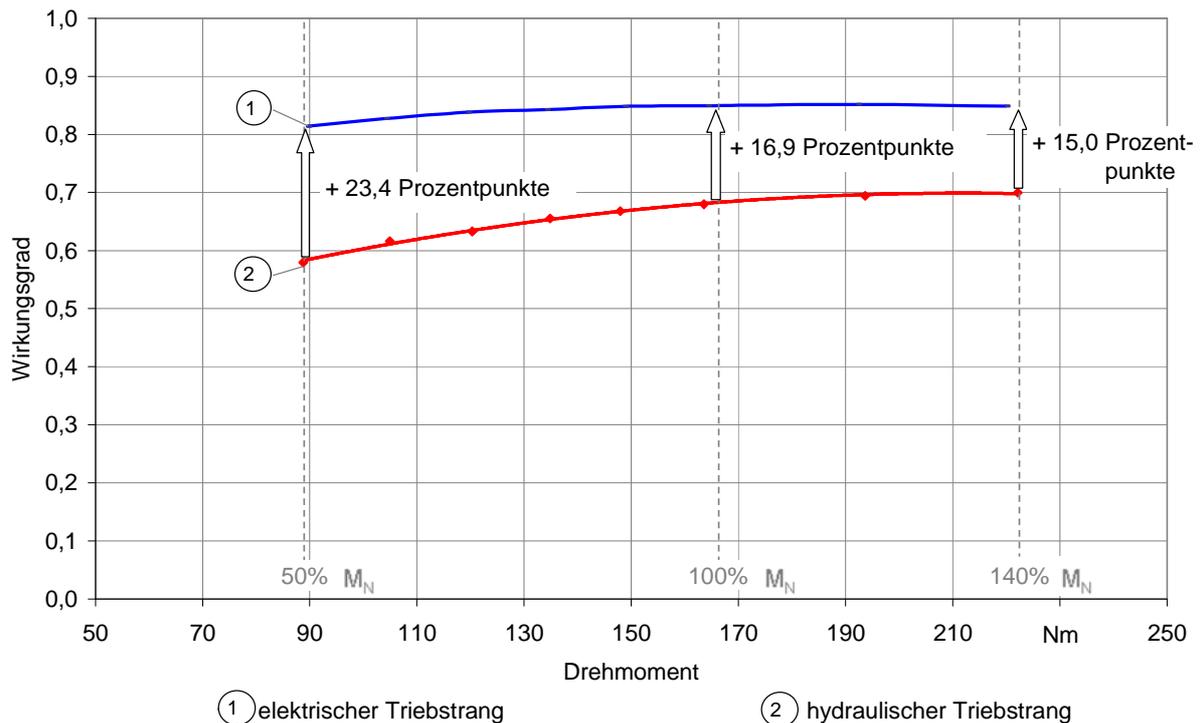


Abbildung 65: Elektrischer und hydraulischer Strangswirkungsgrad in Abhängigkeit vom Lastmoment am Einzug ( $n_{\text{Diesel}}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{th}=8 \text{ mm}$ )

Der Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Triebstrangs liegt dabei unter Volllast mit 84,9 % um 16,9 Prozentpunkte über dem hydraulischen Triebstrang. Aus Sicht der Hydraulik entspricht dies einer Steigerung um knapp 25 %. Bei gleichem energetischem Aufwand kann demnach effektiv knapp ein Viertel mehr geleistet werden. Die Verluste werden damit von 20,5 kW um 58,5 % auf 8,4 kW reduziert, was die vorzuhaltende Wärmeübertragungsleistung beim Kühler deutlich reduziert.

Mit sinkender Auslastung nehmen die Vorteile weiter zu, da die Lastabhängigkeit der Hydraulik stärker ausgeprägt ist (siehe Kapitel 5.4 und 5.5). Bei einer Auslastung von 50 % erhöht sich der Vorteil auf 23,4 Prozentpunkte. Der elektrische Strang arbeitet dabei immer noch mit einem Wirkungsgrad von 81,4 %. Abbildung 66 erlaubt die Bilanzierung des Wirkungsgradvorteils zusätzlich bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen. Die Unterschiede an exemplarischen Stützpunkten gibt Anhang 11 wieder.

Tendenziell wachsen bei allen Laststufen mit zunehmender Dieselmotordrehzahl die Vorteile des elektrischen Triebstrangs an. Allerdings schrumpft dieser mit zunehmender Auslastung. Gleichzeitig ist der Effekt bei geringen Dieselmotordrehzahlen schwächer ausgeprägt. Bei einer Dieselmotordrehzahl von 1500 1/min reduziert sich der Vorteil durch eine höhere Auslastung von 14,2 % auf 13,4 %. Bei der hohen Dieselmotordrehzahl von 1850 1/min hingegen erfolgt eine Reduktion von 31 % auf 15,3 %. Diese beschriebenen Trends werden im Bereich

geringer Last bei einer Dieselmotordrehzahl von 1600 1/min allerdings unterbrochen. Hier hat die Auslastung keinen Einfluss.

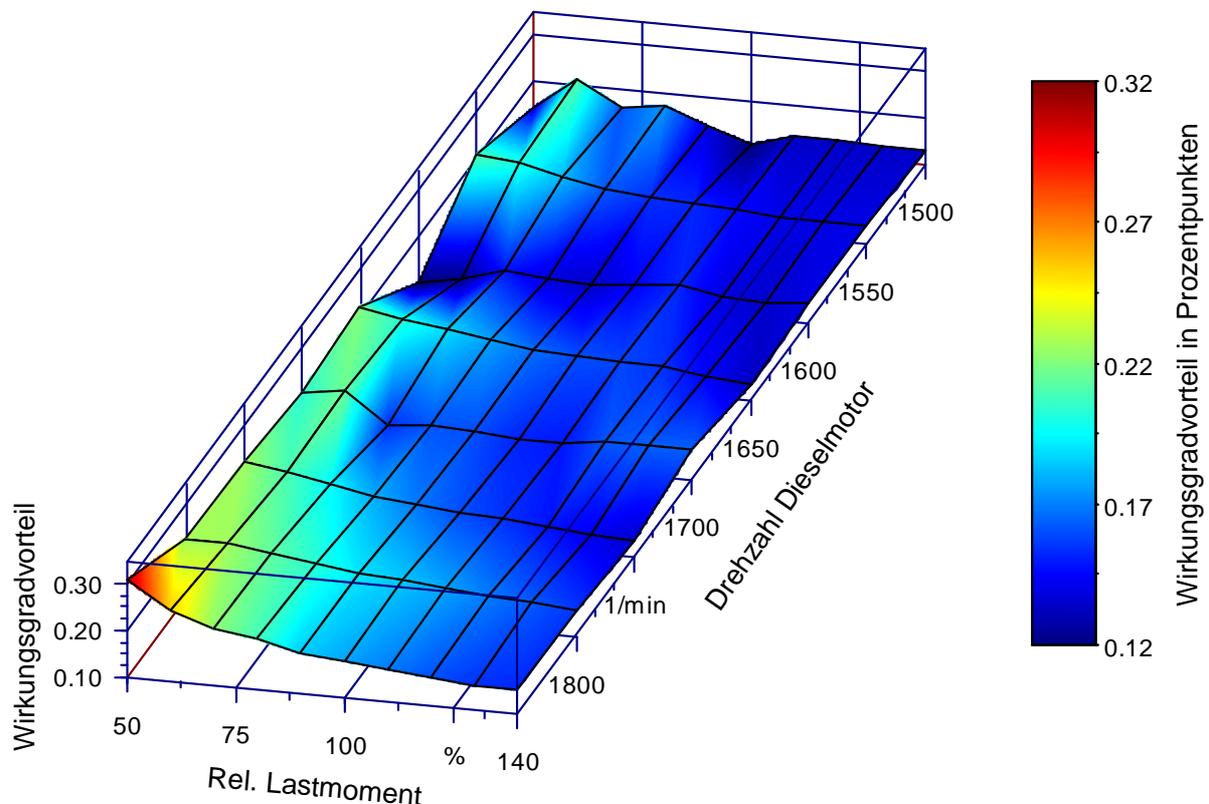


Abbildung 66: Wirkungsgradvorteil des elektrischen Triebstrangs gegenüber dem hydraulischen unter stationären Betriebsbedingungen bei unterschiedlicher Dieselmotordrehzahl und Auslastungen zwischen 50 % und 140 % am Einzugsmotor ( $x_{th}=8$  mm)

Zusammenfassend kristallisieren sich Vorteile der Elektrik insbesondere für den Bereich mit hoher Dieselmotordrehzahl und Teilauslastung heraus. Damit sind die Einsparungseffekte am Feldhäcksler besonders ausgeprägt für den Fall, dass die Maschine zu wenig ausgelastet ist und durch den Fahrer nicht unter Drückung gefahren werden kann. Besonders ausgeprägt sind die Vorteile durch den elektrischen Triebstrang daher für Maschinen, die unabhängig von der Auslastung mit konstant hoher Drehzahl betrieben werden müssen. Typische Beispiele sind hier Mähdrescher. Der Arbeitseffekt und die Arbeitsqualität der Dresch- und Trennaggregate werden bestimmt über deren Drehzahl. Da diese nicht von der Dieselmotordrehzahl abgekoppelt und dynamisch angepasst werden kann, muss dieser lastunabhängig bei möglichst konstanter Drehzahl betrieben werden.

#### Drehzahlstetigkeit und Drehzahlabhängigkeit

Als äußerst nachteilig ist die in Abbildung 34 dargestellte, stark schwankende Baugruppendrehzahl der hydraulischen Antriebe einzustufen. Sie ist begründet in der Lastabhängigkeit der volumetrischen Wirkungsgrade von Motor und Pumpe und erlaubt keine exakte Prozess-

führung. Obwohl die Dieselmotordrehzahl in der Versuchsanstellung konstant gehalten wird, schwankt die Baugruppendrehzahl stark, was eine hohe Variabilität der theoretischen Häcksellänge bedingt. Das nicht lineare Verhalten erschwert ein mögliches Gegensteuern weshalb nur eine Regelung zielführend wäre.

Im elektrischen Triebstrang ist diese umgesetzt, wodurch eine lastunabhängige Drehzahl dargestellt werden kann. Die über die Drehzahl bestimmte Häcksellänge ist ein wesentlicher Qualitätsparameter der Silomaisерnte und kann deshalb mit dem elektrischen Triebstrang sehr viel einfacher und zuverlässiger garantiert werden.

Auffallend sind außerdem die Unterschiede in der Entwicklung des Wirkungsgrades von Vorsatz, Einzug und Pumpen beim Absenken der Dieselmotordrehzahl.

Für die Pumpen steigt der Wirkungsgrad bei gleichbleibendem Lastmoment mit zunehmender Drückung und damit sinkender Antriebsdrehzahl leicht an. Dies ist begründet durch die damit einhergehende Reduzierung der zur Drehzahl proportionalen Verluste. Im Wesentlichen sind dies mechanische Verluste in Form von Reibung. Damit wird der mit sinkender Drehzahl leicht fallende volumetrische Wirkungsgrad überkompensiert. Demzufolge werden die Pumpen mit einer Drehzahl größer als die Drehzahl für einen optimalen Wirkungsgrad betrieben.

Tendenziell weist der Einzug ein vergleichbares Verhalten auf, sodass mit sinkender Drehzahl der Wirkungsgrad des Triebstrangs steigt. Allerdings kristallisiert sich im Bereich einer diskreten Drehzahl eine deutliche Schwäche heraus, die auf Schwingungs- oder Resonanzproblem im hydraulischen Kreis schließen lässt. Dies wiederholt sich in den dynamischen Versuchsreihen (siehe auch Kapitel 6.3) und schließt damit einen Messfehler aus.

Im Verhalten des Vorsatzantriebes sind der hydraulische Wandler und der mechanische Strang überlagert. Hier sinkt der Wirkungsgrad mit zunehmender Drückung und damit geringerer werdender Drehzahl. Die Verluste steigen also bei gleich bleibendem Drehmoment und abnehmender Drehzahl. Seitens des hydraulischen Wandlers wird durch die Drückung die Drehzahl von 50 % der möglichen Drehzahl auf 40 % reduziert. Erklärbar ist dieser Effekt nur, wenn die Drehzahlen dieser Betriebspunkte unterhalb des Optimums liegen und damit mit zunehmender Drückung vom Wirkungsgradoptimum abwandern. Dabei entwickeln sich sowohl der volumetrische als auch der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad des Wandlers negativ, wodurch der Gradient verhältnismäßig groß ist. Für die mechanischen Übertragungselemente wäre eigentlich ein gegenläufiger Trend zu erwarten.

Die elektrischen Wandler zeigen hier das erwartete Verhalten. Mit zunehmender Drehzahl steigen die Wirkungsgrade der Wandler, bedingt durch geringeren Strombelag und die deshalb geringeren Übertragungsverluste. Auffällig sind die Wirkungsgradeinbußen an der elektrischen Leistungsbereitstellung im Bereich der Dieselmotordrehzahl von 1600 1/min und geringer Auslastung.

Für die Abhängigkeit von der gewünschten Häcksellänge ist für die Pumpen zusammenzufassen, dass höhere theoretische Häcksellängen und damit Drehzahlen zu besseren Wirkungsgraden führen. Dies ist auf die höhere Ausschwenkung der Pumpen zurückzuführen, die dann bauarttypisch bei besseren Wirkungsgraden arbeiten.

Der hydraulische Einzugsantrieb zeigt wiederum ein nicht lineares Verhalten, was allerdings auf den gleichen Effekt hindeutet, der den Wirkungsgrad des Einzugsmotors bei einer Dieselmotordrehzahl von 1700 1/min dämpft. Diese Wiederholung bestätigt beide Kennlinien.

### **6.3 Zykleneffizienz von Baugruppen und Triebsträngen im Vergleich**

Der ausschließlich auf Ebene der Zyklen betrachtete Leerlauf der Baugruppen beschreibt einen nicht in effektive Arbeit umsetzbaren Leistungsanteil, der ausschließlich der Bewegung der Baugruppen und damit der Überwindung innerer Reibung dient. Dabei treten zwei unerwartete Unterschiede hervor.

Zum einen liegt die Leerlaufeffizienz des hydraulischen Vorsatzantriebs trotz der zusätzlichen mechanischen Übertragungsglieder mit 71,8 % knapp über der des hydraulischen Einzugsmotors von 70,1 %. Davon ausgehend, dass beiden hydraulischen Wandlern bauartbedingt vergleichbare Wirkungsgrad-Kennfelder zugrunde liegen, deutet dies auf ein höheres Grundlastniveau am Vorsatz hin. So werden durch eine höhere Effizienz am Wandler die zusätzlichen Verluste im mechanischen Übertragungsstrang kompensiert. Die Messungen bestätigen dies mit einer Leerlaufleistung am Einzug von 3,3 kW und am Vorsatz von 4,4 kW. Die hohe Grundlast am Vorsatz ist dabei durch die vielen Kontakt-, Lager- und Führungsstellen der umlaufenden Sammelkette verursacht, wobei jedes Kettenglied einzeln geführt wird.

Zum anderen arbeitet der elektrische Einzugsantrieb mit einer Leerlaufeffizienz von 65 % mit deutlich höheren Verlusten als der hydraulische.

Im Unterschied zu den stationären Untersuchungen zeigt der hydraulische Einzugsantrieb bei der dynamischen Betrachtung die Wirkungsgradeinbußen nicht bei einer Dieselmotordrehzahl von 1700 1/min, sondern bei 1650 1/min. Anzumerken ist dabei, dass während der dynamischen Untersuchung die Öltemperatur während der Messreihe zur Dieselmotordrehzahl von 1650 1/min bei ca. 67 °C liegt, wohingegen die Öltemperatur während der übrigen Zyklen jeweils von 62 °C auf 65,5 °C ansteigt. In der stationären Prüfreihe ist allerdings keine Temperaturerhöhung für den Test mit 1700 1/min festzustellen. Aber diese Temperaturänderung kann die Verschiebung der Resonanzdrehzahl über die damit einhergehende Änderung der Viskosität erklären.

Resümierend ist festzuhalten, dass der hydraulische und elektrische Baugruppenantrieb ein vergleichbares Verhalten zeigen. Sie arbeiten auf vergleichbaren Wirkungsgradniveaus und zeigen eine vergleichbare Last- und Drehzahlabhängigkeit. Bei Betrachtung des Gesamt-

strangs resultieren hingegen wesentliche Unterschiede aus der effizienteren elektrischen Leistungsbereitstellung. Dabei stehen unter Volllast den 77,5 % der Hydraulik 94,7 % auf Seiten der Elektrik gegenüber. Zusätzlich zeichnet sich die elektrische Leistungsbereitstellung durch eine annähernde Lastunabhängigkeit aus, wodurch im Teillastbereich die Vorteile weiter anwachsen. Abbildung 67 fasst die daraus für die den elektrischen und hydraulischen Gesamttriebstrang resultierenden Unterschiede hinsichtlich der Energieeffizienz zusammen.

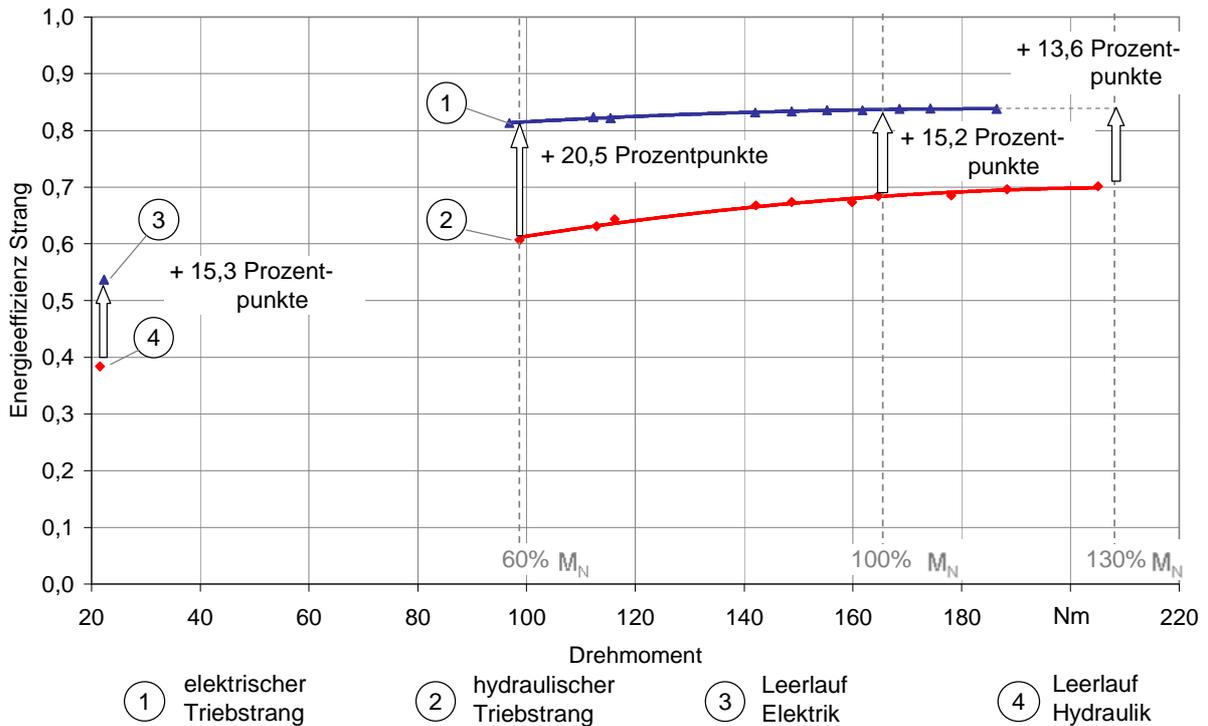


Abbildung 67: Energieeffizienz des elektrischen und hydraulischen Triebstranges bei unterschiedlicher dynamischer Auslastung ( $n_{Diesel}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{th}=8 \text{ mm}$ )

Es wird deutlich, dass unter Volllast der elektrische Triebstrang um 15,2 Prozentpunkte effizienter arbeitet als der hydraulische. Im Teillastbetrieb steigert sich dies auf über 20 Prozentpunkte. Auch der oben beschriebene schlechtere Leerlaufwirkungsgrad der Elektromotoren wird durch die bessere Leistungsbereitstellung überkompensiert, sodass für den Gesamttriebstrang ein Vorteil für die dieselektische Lösung von 15,3 Prozentpunkten zu verbuchen ist. Resümierend ist festzuhalten, dass durch den Einsatz dieselektischer Triebstränge die Verluste unter Last etwa halbiert werden können.

Für den Betrieb der Maschine mit serienmäßig hydraulischem Triebstrang entsteht daraus die Anforderung an den Fahrer, die Maschine möglichst auszulasten. Bei geeigneter Dimensionierung des hydraulischen Triebstrangs kann er damit auch eine Auslastung der hydraulischen Komponenten erreichen. Durch Vermeiden von Teillastbetrieb (60 %-Nennlast Zyklus) und bei voller Auslastung (100 %-Nennlast Zyklus) wäre so eine Anhebung der Energieeffizienz um 7,4 Prozentpunkte möglich, was einer Steigerung von 12 % entspräche. Im Zyklus würde daraus eine Energieersparnis von 9,9 % für den hydraulischen Einzug- und Vorsatzantrieb

resultieren. Linearisiert ergibt sich dann ein Gradient von 1,85 Prozentpunkten je 10 % Lastanhebung. Dabei ist jedoch der leicht degressive Verlauf zu beachten!

Die Lastabhängigkeit des elektrischen Triebstrangs ist mit 0,58 Prozentpunkten je 10 % Lastanhebung deutlich geringer ausgeprägt. Gegenüber der Hydraulik ergeben sich im Volllastzyklus Einsparmöglichkeiten von 23,3 %. Im Teillastbetrieb steigen diese bis auf 34,6 % an.

Trotz des geringen Leistungsanteils des Vorsatz- und Einzugsantriebs von ca. 11 % (siehe Abbildung 3) an der Gesamtleistung resultiert aus der Wirkungsgradsteigerung durch Einsatz effizienterer dieselektrischer Antriebe bei mittlerer Auslastung ein Kraftstoffeinsparpotenzial für die Gesamtmaschine von 3,1 %. Dies zeigt das Energieeinsparpotenzial für Maschinen mit ausgeprägtem hydraulischem Triebstrang, wie beispielsweise selbstfahrenden Köpfrdebunkern oder auch Baumaschinen auf.

#### Wirkungsgrad und Energieeffizienz am hydraulischen Vorsatzantrieb

Auffällig am Vergleich des stationären und dynamischen Verhaltens ist beim hydraulischen Vorsatzantrieb die um 2,7 Prozentpunkte bessere Effizienz des hydraulischen Vorsatzantriebs unter Volllast. Dabei muss beachtet werden, dass im Verlauf der stationären Prüfreihe ein Getriebe des mechanischen Vorsatzantriebsstrangs unbemerkt ohne Schmierung betrieben worden ist, was einen Lagerschaden zur Folge hatte. Zwischen stationärer und dynamischer Versuchsreihe wurde dieses gegen ein neues getauscht. Die 2,7 Prozentpunkte würden am häufigsten Betriebspunkt des Vorsatzantriebes einer Verlustleistung durch Reibung von ca. 640 W entsprechen. Beim hydraulischen Einzugsantrieb ist ein Unterschied zwischen stationärer und dynamischer Versuchsreihe nicht zu differenzieren.

### **6.4 Konsequenzen aus dem Vergleich von Leistungsdichte und Leistungsgewicht**

Neben der Effizienz der Antriebstechnik sind für einen Anwender insbesondere auch der Bau- raum und das Installationsgewicht ausschlaggebend. Der wesentliche Nachteil für die diesel- elektrische Lösung ist dabei durch die um den Faktor 3,9 größeren Antriebsmodule bedingt. Dadurch wird die freie Platzierbarkeit deutlich eingeschränkt. Der Generator als Teil der elektrischen Leistungsbereitstellung bietet hingegen im Vergleich zu den hydraulischen Pum- pen eine kompaktere Bauform mit zudem wesentlich weniger Anschlussleitungen. Allerdings ist zusätzlich der Schaltschrank mit Gleichrichterbrücke notwendig, der aber frei positioniert werden kann. Als Erfahrung aus dem Projekt ist jedoch anzumerken, dass der gesamte diesel- elektrische Triebstrang unter den bestehenden Abdeckungen der Maschine ohne große Ände- rungen integriert werden konnte.

Weniger kritisch als erwartet stellt sich die Gesamtbilanz der Leistungsgewichte des hydraulischen und elektrischen Triebstrangs dar. Trotz der um den Faktor 3 schwereren Wandler (bei

elektrischer Leistungsbereitstellung sind Generator mit Schaltschrank berücksichtigt) und des zusätzlichen Kühlsystems für den dieselektrischen Triebstrang, liegt das Gewicht des Gesamtstrangs im Vergleich zur hydraulischen Lösung nur um 124 kg höher. Damit verschlechtert sich das Leistungsgewicht um 21 %.

Für einen Serieneinsatz der elektrischen Antriebe deutlich nachteiliger ist der zusätzliche Verschlauchungsaufwand für die Flüssigkühlung sowie die zusätzliche Anbindung der Motoren an eine BUS-Leitung und eine Drehzahlollwertvorgabe. Diese erhöhen den Montageaufwand für das System deutlich und stellen im Produktionsprozess eine zusätzliche Fehlerquelle dar. Gleichzeitig können im Betrieb Schäden an diesen Leitungen durch Scheuern oder Klemmen entstehen.

## **6.5 Unterschiede in der Handhabbarkeit**

Nennenswerte Unterschiede sind auch in der Handhabbarkeit zu erkennen. Beim Wechsel der Arbeitsgeräte ist insbesondere das Trennen von hydraulischen Hochdruckleitungen mit körperlicher Anstrengung verbunden. Zum anderen wird ein weiteres Anheben des Druckniveaus, was eine Wirkungsgradsteigerung ermöglichen würde, durch die dann stark zunehmende Komplexität der Kupplungssysteme gehemmt. Insbesondere bei leistungsintensiven Baugruppenantrieben wie dem Vorsatzgerät eines Feldhäckslers kann dies ein Argument zur Platzierung des hydraulischen Antriebsmotors an der Grundmaschine sein, um hydraulisches Kuppeln zu vermeiden. Die Leistung wird hier über eine Gelenkwelle ins Vorsatzgerät übertragen, deren An- und Abkuppeln allerdings auch anstrengend ist.

Kritisch bei dem Kupplungsvorgang sind außerdem die Leckageverluste, welche speziell auf den unbefestigten und empfindlichen Ackerflächen eine Umweltbelastung und –gefährdung darstellen. Beim Trennen von elektrischen Systemen hingegen werden keine umweltrelevanten Stoffe freigesetzt. Gleiches gilt bei Wartungs- und Reparaturarbeiten am Antriebssystem, wobei hier auf weitere Vorteile des elektrischen Antriebssystems hinzuweisen ist. Neben der Leckagefreiheit kann außerdem die Gefahr von Maschinenstillstandszeiten durch Schäden am Antriebssystem gemindert werden. Kritisch bei hydraulischen Systemen ist der Schmutzeintrag ins hydraulische Medium beispielsweise bei Reparaturmaßnahmen, was zu Schäden an Wandlern und Ventilen führen kann.

## **6.6 Ausblick**

Die sehr deutlich ausgeprägten Vorteile der elektrischen Antriebslösung bezüglich des Wirkungsgrads und der energetischen Ausnutzung werden zukünftig deren Bedeutung auch im mobilen Bereich steigern. Der Einsatz als Baugruppenantrieb eröffnet je nach Maschinentyp hohe Einsparpotenziale. Entfallen im Feldhäckslers nur ca. 30 % auf hydraulische Antriebs-

technik, so sind im selbstfahrenden Rübenroder diese Potenziale auf annähernd den gesamten Antriebsstrang zu übertragen.

Limitierend wirkt das für den Gesamtstrang um knapp 22 % höhere Leistungsgewicht der elektrischen Lösungen, wenn auf verfügbare Serienkomponenten zurückgegriffen wird. Hoch spezialisierte und hoch integrierte Ansätze, wie seitens der Automobiltechnik für Hybridantriebe eingesetzt, können diesen Nachteil kompensieren. Allerdings schränken die deutlich kleineren Stückzahlen der Landtechnikbranche die Möglichkeiten einer ökonomisch sinnvollen Spezialisierung erheblich ein. Daher ist zu erwarten, dass ähnlich der Hydraulik Systemlieferanten elektrische Komponenten in modularen Baureihen für den mobilen Einsatz entwickeln und anbieten werden. Seitens der Hersteller gilt es Interesse zu bekunden und sinnvolle Abstufungen und Modulgrößen zu definieren.

Bezüglich des Leistungsgewichts und der Leistungsdichte ist allerdings darauf zu achten, dass die verbesserte Regelbarkeit und Versorgung aus einem zentralen Zwischenkreis hinsichtlich der Maschinenarchitektur deutliche Vorteile eröffnet. Im Unterschied zur Hydraulik, wo eine wirkungsgradoptimale Versorgung nur im geschlossenen Kreis mit optimal auf den Verbraucher abgestimmter Pumpe möglich ist, bedingt ein zentraler Zwischenkreis keine Verluste in der Leistungsübertragung oder Leistungsbereitstellung. Dies erlaubt einen Triebstrang mit einer zentral geführten Leistungsverorgung gemäß Abbildung 68.

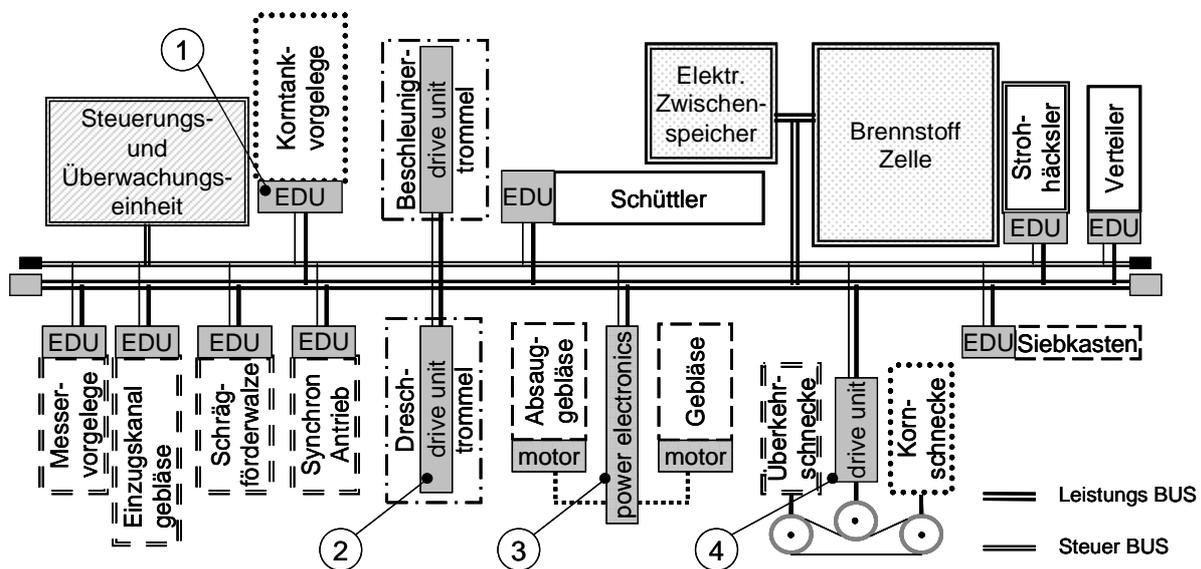


Abbildung 68 Künftig mögliche Triebstrangarchitektur eines Mähdreschers bei zentraler elektrischer Leistungsverteilung

Darin wären unterschiedliche Lösungsansätze möglich, wobei jede „Electric Drive Unit (EDU)“ aus Motor mit integriertem Wechselrichter und Steuereinheit mit BUS-Schnittstelle besteht. Übergeordnet sind ein Leistungs-BUS und ein Steuer-BUS durch die Maschine geführt. Nachfolgend sind die verschiedenen Ausbaustufen zusammengestellt:

- Mit geringstem Aufwand sind aufgesetzte, die aktuelle Lösung ersetzende Module zu integrieren. Dabei werden Riemenantriebe oder hydraulische Motoren durch elektrische ersetzt und an die Baugruppe angeflanscht (1). Wesentlicher Vorteil sind überschaubare Kosten und uneingeschränkte Zugänglichkeit für Reparatur und Wartung.
- Die Integration der Einheiten in die Baugruppe (2) erlaubt am Beispiel des Dreschwerks am gezeigten Mähdrescher eine Steigerung der effektiven Arbeitsbreite der Baugruppe. Diese ist heute als Schlüsselstelle zur weiteren Durchsatzsteigerung durch den beidseitig notwendigen Bauraum für die verwendeten Riemenantriebe begrenzt. Als Vorteil bieten diese hochintegrierten Lösungen eine Verbesserung des kritischen Leistungsgewichts, bei allerdings deutlich höheren Kosten.
- Entsprechend der jeweils notwendigen Variabilität der Baugruppen ist außerdem der Dezentalisierungsgrad anzupassen. Für unabhängig zu steuernde Baugruppen sind dezentrale Lösungen mit aufgesetzter Leistungselektronik notwendig (1)(2). Zentrale Leistungselektronik (3) für mehrere Motoren ist sinnvoll, wenn Baugruppen unter vergleichbaren Leistungsanforderungen arbeiten. Das Reduzieren auf einen zentralen Antrieb (4) ist angezeigt, wenn Baugruppen nicht unabhängig drehzahlvariabel sein müssen.

Im Unterschied zur konventionellen Lösung (siehe Abbildung 9) reduziert die gezeigte Leistungsübertragung per Stichleitung den Montageaufwand und die Montagekosten. Gleiches gilt auch im Vergleich zu hydraulischen Antriebsstrukturen wie sie typischerweise in selbstfahrenden Rübenrotern eingesetzt sind. Die elektrische Verteilung mit dezentraler Leistungselektronik am Motor erlaubt es, die heute mehrfache Leitungsführung von den Pumpen ins Vorsatzgerät und zu den verbleibenden Verbrauchern in einer Energieschiene zu bündeln. Diese kann im zentralen Rahmenrohr montiert werden und ist damit gleichzeitig vor Beschädigungen gesichert. Dabei ist allerdings zu beachten, dass jede der abzweigenden Stichleitungen zu den Baugruppen einzeln gegen Kurzschluss abgesichert werden muss.

Um den geringeren Montageaufwand voll ausschöpfen zu können, bieten Hybridkabel die Möglichkeit die Leistungs- und Datenübertragungsleiter in einer Kabelummantelung zu vereinen. Eine Erweiterung dieser um Kühlmittelleitungen reduziert den Montageaufwand zur Versorgung der Baugruppe auf eine Einzelleitung. Heutige Maschinenkonfigurationen mit angetriebenen wechselbaren Vorsatzgeräten benötigen zusätzlich eine Steckmöglichkeit für Stichleitungen zum schnellen An- und Abkoppeln. Aus Sicherheitsgründen muss diese unter Last an diese Gleichspannungsschiene angekoppelt werden können. Zur Unterdrückung offener Lichtbogen ist dazu eine aufwendigere Konstruktion mit vorgeschalteter Trennung des Zwischenkreises notwendig, beispielsweise in einer Löschkammer. Die angesprochenen dezentral zu verwendenden EDU's in Verbindung mit der BUS-Struktur zur Leistungsverteilung ermöglichen vollständige neue Maschinenarchitekturen, wobei durch die Leistungssteckverbinder auch Wechselgeräte ohne großen Aufwand mit einbezogen werden können.

## 7 Zusammenfassung

Durch sich verändernde Rahmenbedingungen werden zukünftig an die Antriebstechnik mobiler landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen wesentlich höhere Anforderungen gestellt werden. Von größter Bedeutung werden dabei in Zukunft, neben konstruktiven Parametern wie Leistungsgewicht und Leistungsdichte, die Energieeffizienz und die Eignung zur Einbindung in ein Fahrzeugmanagementsystem sein. Die vorliegende Arbeit zeigt dafür die dieselelektrische Antriebstechnik als mögliche Alternative zu den aktuellen Lösungen auf und sichert die Einsetzbarkeit auch für den Bereich der Baugruppenantriebe in mobilen landwirtschaftlichen Erntemaschinen ab.

Dazu wurden zur Bestimmung typischer Belastungen in Feldversuchen die hydraulische Leistung an den beispielhaft ausgewählten hydraulisch angetriebenen Baugruppen Vorsatz und Einzug eines Feldhäckslers erfasst. Die erhobenen Daten repräsentieren bei einer beernteten Fläche von ca. 50 ha unterschiedliche Witterungsverhältnisse, Erträge, Sorten und Fahrer.

In einem ersten Schritt wurde auf diesen Belastungsinformationen basierend eine dieselelektrische Antriebslösung für Vorsatz und Einzug dimensioniert, um einen Prototyp in einem Versuchsträger realisieren zu können. Dazu wurden die beiden in geschlossenen hydraulischen Kreisen arbeitenden Pumpen für Vorsatz und Einzug durch einen zentralen permanent-erregten Synchrongenerator ersetzt. Seitens der Verbraucher wurde der hydraulische Einzugsantrieb direkt gegen eine passende Elektromaschine getauscht, wohingegen der zentrale Vorsatzantrieb samt mechanischem Übertragungsstrang gegen zwei direkt im Vorsatz montierte Motoren ausgewechselt wurde. Die eingesetzten Reluktanzmotoren und der Generator samt Leistungselektronik arbeiten mit Wasserkühlung.

Darauf aufbauend dienten die Daten aus dem Feldversuch als Basis zur Abgrenzung der typischen stationären und dynamischen Bauteilbelastung. Zum einen wurden daraus das typische Drehmoment- und Drehzahlspektrum für beide Baugruppen und die häufigsten Betriebspunkte abgeleitet. Zum anderen wurden, um neben dem stationären Betrieb auch den typisch dynamischen Einsatzfall analysieren zu können, mittels einer erweiterten Monte-Carlo Methode die typischen zeitlichen Abläufe in dynamische Prüfzyklen übertragen. Diese repräsentieren damit statistisch die Häufigkeit und Abfolge der Betriebspunkte der Baugruppen und deren Wechselwirkungen untereinander.

Anhand der typischen Betriebspunkte und der Prüfzyklen konnten Wirkungsgrade und Energieeffizienz der hydraulischen und elektrischen Baugruppenantriebe und der Gesamttriebsstränge am Prüfstand miteinander verglichen werden. Als Einflussparameter wurden Auslastung, theoretische Häcksellänge und Dieselmotordrehzahl berücksichtigt. Um den Bezug zur Maschine zu erhalten, bestimmt sich dabei die Baugruppendrehzahl sowohl während der stationären als auch der dynamischen Untersuchungen aus der Drehzahl des Dieselmotors und der vom Fahrer vorgegebenen theoretischen Häcksellänge.

Die Versuchsreihen zu den Wirkungsgraden an stationären Betriebspunkten offenbarten markante Vorteile der elektrischen Antriebstechnik gegenüber der Hydraulik. Im Bereich des häufigsten Betriebspunktes mit 100 % Auslastung, einer Dieselmotordrehzahl von 1750 1/min und einer theoretischen Häcksellänge von 8 mm beläuft sich dieser auf 16 Prozentpunkte. Mit geringer werdender Auslastung steigt dieser auf 22,6 Prozentpunkte an. Eine zunehmende Drückung des Dieselmotors bis auf 1500 1/min reduziert den Vorteil allerdings bis auf 11 Prozentpunkte. Diese erhebliche Verlustreduktion basiert dabei ausschließlich auf der weitaus effizienteren elektrischen Leistungsbereitstellung des Generators im Vergleich zu den in Serie eingesetzten Axialkolbenpumpen mit Schwenkscheibe. Die beiden motorischen Konzepte legen ein in weiten Bereichen vergleichbares Verhalten an den Tag.

Da diese stationären Kennfelder die grundsätzliche Leistungsfähigkeit und die Schwächen widerspiegeln, zeigt sich diese Überlegenheit auch während der dynamischen Versuchsanstellung. Bei voller Auslastung der Aggregate birgt die Umstellung auf elektrische Baugruppenantriebe im typischen Zyklus aus Vollast und Leerlauf eine Steigerung der Energieeffizienz von 23,3 %. Im Teillastbetrieb mit 60-prozentiger Auslastung steigen diese auf über 34 % an.

Als kritisch ist hingegen das Leistungsgewicht des elektrischen Triebstrangs einzustufen. Die elektrische Einzelkomponente ist der hydraulischen deutlich unterlegen. Der elektrische Wandler ist um den Faktor 4,6 schwerer als sein hydraulisches Pendant. Gelingt es aber durch die erweiterte Steuerbarkeit den Gesamtstrang zu optimieren, kann daraus trotzdem noch eine Überlegenheit resultieren, wie das Beispiel des Vorsatzantriebes deutlich macht. Trotz der überdimensionierten elektrischen Lösung baut diese leichter als der hydraulische Motor mit mechanischem Übertragungsstrang ins Vorsatzgerät. Für den Gesamtstrang resultiert dies in einem effektiven Leistungsgewicht des hydraulischen Strangs von 14,1 kg/kW im Vergleich zu 17,2 kg/kW auf Seiten der Elektrik.

Für das Bauvolumen gelten ähnliche Größenordnungen. Der elektrische Einzugsmotor baut um den Faktor 3,9 größer als der hydraulische Wandler.

Gerade so verhalten sich die Beschaffungskosten. Die zu erwartenden Kosten für eine Kleinserie (200 Stk/a) belaufen sich für die elektrische Lösung etwa um den Faktor 3,8 höher als die der hydraulischen Serienlösung.

Die als Ergänzung zu den hydraulischen Feldversuchen im Herbst 2006 durchgeführten Feldversuche am dieselektrischen Prototypantriebstrang zeigten deutliche Vorteile seitens der elektrischen Antriebstechnik durch die Drehzahlregelung der Baugruppen auf. So sind die für die hydraulische Lösung typischen Drehmomentüberhöhungen beim Beschleunigen der Baugruppen zu eliminieren. Der geregelte Betrieb am Frequenzumrichter birgt gleichzeitig den Vorteil, dass zur Motorführung am Umrichter Prozessparameter wie anliegendes Drehmoment oder Drehzahl als Signal vorhanden sind und so auch für Fahrzeugregelsysteme zur au-

tomatischen Anpassung an unterschiedliche Bedingungen zur Verfügung gestellt werden können.

In Zukunft werden sich elektrische Antriebslösungen aufgrund der deutlichen Vorteile in der Energienutzung auch im mobilen Bereich weiter verbreiten. Dass die hier festgestellten Nachteile in Bauvolumen und Leistungsgewicht minimierbar sind, beweisen spezialisierte Entwicklungen aus dem Bereich der Kraftfahrzeugtechnik. Für den Bereich der Landtechnik werden sich hingegen breitere Produktlinien in verschiedenen Modulgrößen vergleichbar der heutigen Hydraulik etablieren. Bei Neukonstruktion einer Maschine sind zusätzlich Vorteile aufgrund einer vereinfachten Antriebsarchitektur basierend auf einem zentralen Leistungs-BUS umzusetzen, wodurch sich Montage- und Verkabelungsaufwand deutlich reduzieren lassen. Antriebsseitig sind dabei je nach Integrationstiefe unterschiedliche Ansätze vorstellbar. Von einfachen, leicht zu integrierenden Austauschmodulen für Hydraulikmotoren oder Riemenantrieben bis hin zu hoch integrierten Speziallösungen beispielsweise in die Dresch-trommel integriert.

## Summary

Following the framework in agriculture in future also the requirements on drive systems and components for mobile agricultural equipment will change and extend substantially. Additional to design parameters like power-to-weight ratio and power density for future applications energy efficiency and the ability to link the drive to the vehicle management system will be essential. In this investigation diesel electric drives are pointed out as possible alternatives to actual hydraulic systems. Usability for module drives in mobile agricultural equipment is ensured. Different advantages and disadvantages are worked out.

To identify typical load conditions at the exemplarily chosen hydraulically driven modules of header and intake their power demands were detected in field tests. The measured data represents an area of about 50 ha with different weather conditions, yield, species and drivers.

Based on this information in a first step a diesel electric driveline was designed for the header and the intake to realize a prototype system in the experimental vehicle.

For this both hydraulic pumps, which powers the intake and the header in independent closed circuits were replaced by one single permanently excited synchronous generator. At the module side the hydraulic intake drive was simply replaced by a compatible electric motor. Instead the centrally mounted hydraulic header drive and its mechanical transmission into the header sections it was replaced by two electric drives mounted directly in the header sections. In the prototype system the reluctance drives used as motors, the generator and the power electronics are water cooled to ensure heat dissipation and reduce size. The electronic control circuits of the electric drives were integrated into the on-board management system.

In a second step the field test data were used for the definition of the most common stationary working points and the typical dynamic load conditions at the modules. From them at the one hand the typical torque and speed spectra of both modules were derived. At the other hand the typical dynamic load progressions could be transferred to dynamic test cycles based on an enlarged Monte Carlo Method to enable also testing the behaviour during dynamic operation. These test cycles represent statistically the frequency of occurrence and the sequence of the operating points of the modules and their interdependencies.

Based on these typical operating points and load cycles the energy efficiency of hydraulic and electric drivelines were at a test stand during typical stationary and instationary operating conditions compared. Workload, diesel engine speed and the theoretical cutting length were varied as major influencing parameters to quantify their effects. To bear the relation to the harvester during the stationary and dynamic tests, the speed of the module drives was related to the diesel engine speed and the cutting length given by the driver.

The test series for analysing the stationary energy efficiency reveal distinctive advantages of the electric system compared to the hydraulic one. Around the most common operation points with 100% load, a diesel engine speed of 1750 rpm and a cutting length of 8 mm their energy consumption is 16 percentage points lower. A decreased utilization increases the advantage up to 22.6 percentage points. When engine speed is reduced also the advantage will be reduced down to 11 percentage points. This significant reduction of losses is mainly based on a more efficient electric power supply by the generator compared to the normally used hydraulic pump with swash plate. Both, hydraulic and electric motors show comparable behaviour for the most operating points in the application spectra.

While these measured stationary characteristic maps describe the technical capability and the weakness of the drivelines, these advantages are also detectable during the dynamic tests. Switching to electric module drives would enable an efficiency increase of 23.3% during full load operation for the typical cycle consisting of full-load and non-load operation. During partial load operation with 60% load the advantages increase up to more than 34%.

In contrast to the efficiency advantages the power-to-weight ratio of the electric driveline is assessed as crucial. The electric components are disadvantageous because they are 4.6 times heavier than the hydraulic ones. But if it is possible to optimize the driveline at a glance enabled by the increased controllability, the overall result can be advantageous what is documented exemplarily by the header driveline. Here the electric solution is even lighter in weight than the hydraulic motor with its mechanic transmission into the header even in spite of the oversized electric motors. This results for the drivelines at a glance in an effective power-to-weight ratio of 14.1 kg/kW at the hydraulic driveline compared to 17.2 kg/kW at the electric one.

Beside the power-to-weight ratio the installation size is critical, too. The electric intake drive is 3.9 times bigger than the hydraulic converter.

The costs for acquisition are also different in the same way. When costs are expected for a small series production (200 units per year) then they are 3.8 times higher for the electric solution instead of the hydraulic series production.

Noticeable advantages were also detected for the electric driveline during the field tests with the diesel electric driveline in autumn 2006 which completed the hydraulic field test of 2005. The closed loop speed control eliminated the torque peaks, which are typical for modules start up if powered by a hydraulic driveline. Additionally the closed loop control via frequency converter enabled the use of the motor control parameters like actual torque or speed also for vehicle management systems.

Following these results it may be expected, that in future the electric driveline technology will increase in importance also in mobile applications because of the considerable energy effi-

---

ciency advantages. That the pointed out disadvantages in installation size and power-to-weight ratio can be reduced, is proved by specialized developments in the field of automotive engineering. In agricultural engineering this experiences will also be used but instead wider, not specialized product lines with different model ranges comparable to the actual hydraulic product range will establish. In new designed machines additional advantages are realizable based on a central power-BUS for power transmission all over the machine. Thereby time and effort for assembly and wiring can be reduced significantly. At the motor side therefore different approaches are conceivable depending on the level of integration. Starting with simple, easy integrateable replacement modules for hydraulic motors or belt drives this will also enable highly integrated specialized applications for example integrated within the threshing drum.

**Literaturnachweis**

- 1 [ABB02] ABB SWITZERLAND LTD.: Extending the Voltage Limits of High Voltage IGBTs and Diodes. In: PCIM magazine. Dezember 2002  
URL:[http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot256.nsf/VerityDisplay/49F14FB55BCE6C41C1257077002B2E3C/\\$File/pm02mr.pdf](http://library.abb.com/GLOBAL/SCOT/scot256.nsf/VerityDisplay/49F14FB55BCE6C41C1257077002B2E3C/$File/pm02mr.pdf) (Abruf 28.1.08)
- 2 [AKL02] ALLGEIER, TH.; KLENK, M.; LANDENFELD, T.: Bewertung alternativer Kraftstoffe für den Einsatz in Kraftfahrzeugen. In: Tagungsband Innovative Fahrzeugantriebe. Düsseldorf: VDI Verlag 2002 (VDI Bericht 1704), S. 555
- 3 [Aue07] AUERNHAMMER, H.: Vorlesung "Schlepperleistungsumsetzung" In: "Einführung Landnutzungstechnik" - Wintersemester 06/07, Freising
- 4 [BFK98] BERNHARDT, G.; FIRUS, S.; KAISER, M.: Direkte Kartoffelstärke-Gewinnung am Feld- Stand der technischen und verfahrenstechnischen Forschung. In: Tagungsband 5. Internationale Tagung Stoffliche Nutzung nachwachsender Rohstoffe. Chemnitz 1998
- 5 [BK02] BERNHARD, B.; KUTZBACH, H.D.: Serial Hybrid Electric Drive Train for a Combine Harvester. In: Proceedings of the EurAgEng Conference. Budapest 2002 (Paper Number 02-PM-023)
- 6 [Boe00] BOETTINGER, S.: Informations- und Regelsysteme am Mährescher - Stand der Technik und Entwicklungstendenzen. In: Landtechnik 55 (2000), SH, S. 96-99
- 7 [BS01] BRAESS, H.-H.; SEIFFERT, U.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Braunschweig: Vieweg Verlag 2001, S. 215-216. - ISBN 3-528-13114-4
- 8 [BS03] BERNHARD, B.; SCHLOTTER, V. R.: Electric Drives for Combine Harvesters. In: Proceedings of the International Conference on Crop Harvesting and Processing. Louisville, Kentucky USA 2003 (ASABE publication Number 701P1103e)
- 9 [BSLF06] BAYERISCHES STAATSMINISTERIUM FÜR LANDWIRTSCHAFT UND FORSTEN (Hrsg.): Bayerischer Agrarbericht 2006, 2006
- 10 [BW05] BECKEDAHL, P.; WAHI, A.: Antriebs-Power - Trends in der Entwicklung neuer Leistungselektronik-Module. In: A&D - Das Fachmagazin für industrielle Automation. H. 03/2005, München: publish-industry Verlag GmbH 2005
- 11 [BW06] BÖTTINGER, S.; WACKER, P.: Aktuelle Entwicklung und Stand der Mähdruschtechnik. In: Landtechnik 61 (2006), H. 4, S. 26-27
- 12 [Can04] CANDERS, W.-R.: Elektrische Fahrzeugantriebe und neue Verkehrstechniken. Vorlesungsskript TU Braunschweig URL:<http://www.iem.ing.tu-bs.de>, Abruf: 05.2005
- 13 [CWR02] CANDERS, W.-R.; WÖHL-BRUHN, H.; RIUS-SAMBEAT, B.: Charakterisierung und gezielter Entwurf von Elektromotoren für Fahrzeugantriebe. In: VDI Bericht Hybridfahrzeuge und Energiemanagement. Düsseldorf: VDI Verlag 2002 (Fortschrittsbericht Reihe 12, Nr. 484)
- 14 [Deg05] DEGRELL, O.: "DLG-PowerMix" - a practical tractor test - "Test cycles". In: VDI-MEG Conference Agricultural Engineering. Düsseldorf: VDI Verlag 2005, S. 65-76. - ISBN 3-18-09-1895-0

- 
- 15 [Dem06] DEMMEL, M.: Traktoren- und Transporttechnik. In: Die Landwirtschaft - Pflanzliche Erzeugung. München: BLV-Verlag 2006. , S.135-166 - ISBN 3-405-16860-0
- 16 [Dem97] DEMMEL, M.: Analytische und modellhafte Ableitung der Anforderungen an Schlepperkonzepte für Pflege- und Verteilarbeiten. Dissertation TU München: Lehrstuhl für Landtechnik 1997, VDI-MEG Schrift Nr. 309 - ISSN 0931-6264
- 17 [DFFB05] DE DONCKER, R.; FIEDLER J.O; FUENGWARODSAKUL N.H.; BAUER, St.; CARSTENSEN, CH.: State of the art of Switched Reluctance Drives for Hybrid and Electric Vehicles. In: Proceedings of 5th International Power Electronics Conference IPEC05. Niigata, Japan 2005.
- 18 [DIN01] Norm DIN EN 60068-2-30: Umgebungseinflüsse - Teil 2-30: Prüfverfahren Db: Feuchte Wärme, zyklisch (12+12 Stunden), Juni 2006
- 19 [DIN02] Norm DIN EN 60068-2-6: Umweltprüfungen - Teil 2: Prüfungen, Prüfung Fc: Schwingen, sinusförmig, Mai 1996
- 20 [DIN03] Norm DIN EN 60068-2-27: Umweltprüfungen - Teil 2: Prüfungen, Prüfung Ea und Leitfaden: Schocken, März 1995
- 21 [DLV04] DEUTSCHER LANDWIRTSCHAFTSVERLAG (Hrsg.): Verbrauchsoptimiert - Elektronik und Hydraulik optimieren die Antriebe im Zuckerrüben-Vollernter. In: Agrartechnik 11/2004. Münster: Deutscher Landwirtschaftsverlag 2004
- 22 [EC07] EUROPEAN COMMISSION: Well-to-wheel analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context. Tank-to-Wheel Report; Joint Research Center, Institute for Environment and Sustainability, Version 2c March 2007
- 23 [EEG04] EEG (idF v. 21.07.2004): Gesetz t zur Neuregelung des Rechts der Erneuerbaren Energien im Strombereich. § 1 Satz 2, §§ 5-11
- 24 [EG04] Richtlinie 2004/26/EG (idF v. 21.04.2004) des Europäischen Parlaments und des Rates
- 25 [EG97] Richtlinie 97/68/EG (idF v. 16.12.1997) des Europäischen Parlaments und des Rates
- 26 [Eim93] EIMER, M.: Forschungs- und Entwicklungsbedarf für den Mähdrescher. KTBL working paper 198: Neue Mähdruschtechnik. Münster: Landwirtschaftsverlag 1993, S. 59-66
- 27 [EK01] EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.): Mitteilung der Europäischen Gemeinschaft über alternative Kraftstoffe für den Straßenverkehr, Bundesrat, Drucksache 45/02, 2002
- 28 [EK07] EUROPÄISCHE KOMMISSION (Hrsg.): Mitteilung der Kommission an den Rat und das Europäische Parlament - Fahrplan für erneuerbare Energien. KOM(2007)848, Brüssel: 2007
- 29 [ESA06] EMADI, A.; SHELDON, S.W.; ALIREZA, K.: Power Electronics Intensive Solutions for Advanced Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicular Power Systems. In: IEEE Transactions on Power Electronics, Vol. 21, No. 3. May 2006
- 30 [FH04] FORCHE, J.; HARMS, H.H.: Management hydraulischer Antriebe in mobilen Arbeitsmaschinen. In: Landtechnik 59 (2004), H. 3.

- 31 [Fis04] FISTER, M.: Die Verwendung von permanent erregten Synchronmaschinen im Antriebsstrang von Fahrzeugen. In: Tagungsband zum Braunschweiger Symposium "Hybridfahrzeuge und Energiemanagement". Braunschweig: 2004
- 32 [Foe87] FÖRSTER, H.J.: Die Kraftübertragung in Fahrzeugen vom Motor bis zu den Rädern. Köln: Verlag TÜV Rheinland 1987
- 33 [Fon06] FONTAINE, Th.: Hochleistungsantriebe in selbstfahrenden Erntemaschinen. In: Mobile 2006, Internationaler Fachkongress für Mobilhydraulik. Ulm 2006
- 34 [For07] FORCHE, J.: Antriebsstrangmanagement eines Hydraulikbaggers. Dissertation TU Braunschweig: Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik TU Braunschweig. Aachen: Shaker Verlag 2007. - ISBN 978-3-8322-6780-3
- 35 [GA04] GALLMEIER, M.; AUERNHAMMER, H.: Comparison of mechanical, hydraulic and electric designs for efficient drive lines in mobile working machines. In: Proceedings of AgEng conference "Engineering the future". Leuven, Belgium 2004
- 36 [GBMJ05] GÜNTHER, A., BERNHARDT, G., MANN, S., JÄHNE, H.: Anforderungen an einen elektrischen Radantrieb. In: Landtechnik 60 (2005), H. 4.
- 37 [GDB07] GEISCHEDER, R.; DEMMEL, M.; BRANDHUBER, R.: Preventive Soil Protection at Sugar Beet Harvest: Comparison of Different Types of Undercarriages. In: Proceedings of the 65th International Conference on Agricultural Engineering LAND.TECHNIK AgEng 2007. Düsseldorf: VDI Verlag 2007, S. 455-462. - ISBN 978-3-18-092001-6
- 38 [Ger02] GERL, B.: Innovative Automobilantriebe - Konzepte auf der Basis von Brennstoffzellen, Traktionsbatterien und alternativen Kraftstoffen. Landsberg/Lech: Verlag moderne industrie 2002. - ISBN 978-3-478-93275-2
- 39 [GF01] GARBERS, H.; FRERICHS, L.: Leistungs- und Technologieentwicklung von selbstfahrenden Feldhäckslern. In: Landtechnik 56 (2001), H. 6., S. 394 – 395
- 40 [GK03] GEERLING, G.; KLIFFKEN, M.G.: Neu- und Weiterentwicklungen auf dem Gebiet der Mobilhydraulik. In: WISSENSPORTAL baumaschine.de Ausgabe 2 (2003) (<http://www.baumaschine.de> (Abruf 21.2.08))
- 41 [Har 98] HARMS, H.-H.: Elektrische und hydraulische Antriebe in der Landtechnik. In: Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik. Düsseldorf: VDI Verlag 1998, S. 61-63
- 42 [Har01] HARMS, H.-H.: Hydraulik in der Landtechnik - Entwicklungstendenzen. In: Landtechnik, Jahrgang 56 (2001), H. 6.
- 43 [Har04] HARMS, H.-H.: Hydraulik in mobilen Arbeitsmaschinen. In: Informationsschrift des Fachverbandes Fluidtechnik im VDMA. ([www.vdma.org/wps/wcm/resources/file/eb38f944c7e0a89/Fluid\\_brosch\\_mobil\\_2004.pdf](http://www.vdma.org/wps/wcm/resources/file/eb38f944c7e0a89/Fluid_brosch_mobil_2004.pdf) (Abruf: 29.01.2008))
- 44 [HBBAD06] HOEKE, E.; BREUER, St.; BRÄHLER, H.; APPEL, W.; DAHLHAUSEN, U.; ESCH, Th.; GRÄFENSTEIN, J.: Nutzfahrzeugtechnik. Kapitel 5.6.2: Abgasnachbehandlungssysteme für Nutzfahrzeuge. Braunschweig: Vieweg Verlag 2006. - ISBN 3-8348-0108-9

- 45 [HB04] HERLITZIUS, Th.; BOESCH, H.: Possible increase of Combine Efficiency by using the Feedrate-Ground Speed Control on John Deere Combines STS, CTS and WTS. In: Proceedings of AgEng Conference 2004 Engineering the Future. Leuven, Belgium 2004. - ISBN 90-76019-258
- 46 [Hin01] HINSCH, W.: Vollhydrostatischer Fahrtrieb mit Zweipumpensystem für selbstfahrende Erntemaschinen. In: Tagungsband VDI-Tagung Landtechnik. Düsseldorf: VDI Verlag 2001.- ISBN 3-18-091636-2
- 47 [Hoe07] HOEHN, B.-R.: CVT-Hybrid für PKW. Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Informationstagung des VDMA und der Universität Karlsruhe (TH) 22.02.2007
- 48 [Hof03] HOFHEINZ, W.: Schutztechnik mit Isolationsüberwachung. VDE-Schriftenreihe Normen verständlich Nr. 114. Berlin: VDE Verlag 2003 - ISBN 3-8007-2750-1
- 49 [Hol07] HOLMER MASCHINENFABRIK GMBH (Hrsg.): Terra Dos T3. Produktinformation 2007 - Firmenschrift
- 50 [IASD01] INDEKRA, R.; ALTENDORF, J.-P.; SJÖBERG, L.; DE DONCKER, R.: Design of a 75 kW Switched Reluctance Drive for Electric Vehicles. In: Proceedings of the 18th Electric Vehicle Symposium EVS 18. 2001
- 51 [IEA07a] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY IEA (Hrsg.): Medium-Term Oil Market Report. Ausgabe Juli 2007
- 52 [IEA07b] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY IEA (Hrsg.): World Energy Outlook 2007 - China and India insights. - ISBN 978-92-64-02730-5
- 53 [IEC01] Norm CSN IEC 68-2-32: Electrotechnical and electronic products. Basic environmental testing procedures. Part 2-32 Test Ed: Free fall, 1994
- 54 [Imm97] IMMEL, G.: Synthese von Prüfzyklen auf der Basis statistischer Analysen von Messungen in Straßenfahrzeugen. IfE Schriftenreihe, Ausgabe 37. München 1997
- 55 [ISO01] Norm BS ISO 500-1: Landwirtschaftliche Traktoren. Heckseitig angebaute Zapfwellen Typen 1, 2 und 3. Allgemeine Spezifikationen, Sicherheitsanforderungen, Abmessungen der Schutzeinrichtung und Freiraum. 2004
- 56 [Kai97] KAISER, M.: Erprobung und Bewertung eines Verfahrens zur Rohstoffgewinnung für die Nichtlebensmittelindustrie aus Stärkekartoffeln im mobilen Ernteprozess. In: Tagungsband 4. Internationale Tagung Stoffliche Nutzung nachwachsender Rohstoffe. Dresden 1997
- 57 [KGJ02] KUNZE, G.; GÖHRING, H.; JACOB, K.: Baumaschinen - Erbau- und Tagebaumaschinen. Wiesbaden: Vieweg Verlag 2002. - ISBN: 3-528-06628-8
- 58 [KTBL02] KURATORIUM FÜR TECHNIK UND BAUWESEN IN DER LANDWIRTSCHAFT (Hrsg.): Taschenbuch Landwirtschaft 2002/03 - Daten für betriebliche Kalkulationen in der Landwirtschaft. 21. Auflage, Münster: Landwirtschaftsverlag GmbH 2002. - ISBN 3-7843-2140-2
- 59 [KTBL05] KURATORIUM FÜR TECHNIK UND BAUWESEN IN DER LANDWIRTSCHAFT (Hrsg.): Faustzahlen für die Landwirtschaft. 13. Auflage, Münster: Landwirtschaftsverlag 2005. - ISBN: 3-7843-2194-1, 2005
- 60 [Kra05] KRASTEVA, I.: Optimierung des Lastschaltvorgangs im i<sup>2</sup>-Getriebe. Dissertation TU München: Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik, Lehrstuhl für Maschinenelemente, 2005
- 61 [Kut01] KUTZBACH, H.D.: Mähdescher Reinigungsanlagen - Grundlagen und Entwicklungstendenzen. In: Landtechnik 56 (2001), H. 6, S. 392-393

- 62 [Lan02] LANGE, A.: Transversalflussmaschinen in Fahrzeugantrieben. In: Hybridfahrzeuge und Energiemanagement. Düsseldorf: VDI Verlag 2002 (VDI Fortschrittsbericht Reihe 12 Nr. 484)
- 63 [Lat07] LATOUR, Ch.: Energieverluste lassen sich vermeiden - Die nächste Generation von Load-Sensing-Steuerungen. In: fluid, H. 04/2007. Landsberg/Lech: verlag moderne industrie 2007, S. 14-16
- 64 [MPSS06] MÄRZ, M.; PÖCH, M.; SCHIMANECK, E.; SCHLETZ, A.: Mechatronic Integration into the Hybrid Powertrain – The Thermal Challenge. In: Proceedings of the APE-Conference. Paris, Frankreich 2006
- 65 [MR06] MATTHIES, H.; RENIUS, K.-TH.: Einführung in die Ölhydraulik. 5. Auflage. Wiesbaden: Teubner Verlag 2006. ISBN-10 3-8351-0051-3
- 66 [Nie01] NIERHAUVE, B.: Alternative Kraftstoffe für zukünftige Antriebe. In: AVL-Tagung Motor & Umwelt 2001. Graz 2001
- 67 [Noa01] NOACK, S.: Hydraulik in mobilen Arbeitsmaschinen. Reihe: Training & Didactic der Bosch Rexroth AG, 2001
- 68 [NW97] NIENHAUS, C.; WILKS, E.: Antriebssysteme der Landtechnik. Die Bibliothek der Technik 156. Landsberg/Lech: verlag moderne industrie 1997. – ISBN-10: 3478931835
- 69 [OP05] -, -: Energieeinsparung in der Hydraulik. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P). Heft 11-12, 2005 (Reihe: O+P-Gespräche)
- 70 [Pre62] PREUSCHEN, G.: Münchner Konsequenzen. In: Landtechnik 17 (1962), H. 13.
- 71 [Röm01] RÖMER, H. P.: Einzelpflanzenorientierte Prozessführung im Freilandgemüsebau. Dissertation TU München: Lehrstuhl für Landtechnik 2001
- 72 [Rop07] ROPA FAHRZEUG- UND MASCHINENBAU GMBH: euro-Tiger V8-3. Produktinformation 2007 - Firmenschrift
- 73 [RR05] RENIUS, K.-Th.; RESCH, R.: Continuously Variable Tractor Transmissions. ASABE Distinguished Lecture Series No. 29, Februar 2005
- 74 [Sal04] SALLER, M.: Stufenlose Antriebstechnik, Vortrag anlässlich des Seminars MobilTron 2004. Mannheim 2004 URL:[http://homepages.fh-regensburg.de/~atfbm/downloads/Vortrag\\_13\\_10\\_2004.pdf](http://homepages.fh-regensburg.de/~atfbm/downloads/Vortrag_13_10_2004.pdf) (Abruf 29.01.08)
- 75 [Sat07] SATYAVRAT, R.: WARP2-IGBTs schalten jetzt mit 150 kHz. In: Elektronik Praxis, Artikel 94146. 09/2007. Würzburg: Vogel Verlag 2007. - ISSN 0341/5589
- 76 [Sch05] SCHALLER, L.: Elektrische Maschinen und Leistungselektronik in innovativen Fahrzeugantriebskonzepten. Bachelorarbeit am Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik der TU München, 2005
- 77 [SDM05] SAUER-DANFOSS: Technische Information Axialkolbenmotoren Baureihe 90. Technische Dokumentation DKMH.PN.343.A1.03 520L0953 10/2005 - Firmenschrift
- 78 [SDP05] SAUER-DANFOSS: Technische Information Axialkolbenverstellpumpen Baureihe 90. Technische Dokumentation DKMH.PN.342.A1.03 520L0952 10/2005 - Firmenschrift
- 79 [SH06] SCHÖNFELD, R.; HOFMANN, W.: Elektrische Antriebe und Bewegungssteuerungen. Berlin/Offenbach: VDE-Verlag 2005. - ISBN 978-3-8007-2785-8

- 80 [SKUGB05] SCHUFFENHAUER, U.; KUSS, H.; URBANSKI, W.; GÜLDNER, H.; BERNHARDT, G.: Neuartiges elektrisches Antriebskonzept für mobile Arbeitsmaschinen. In: Tagungsband zum Internationalen Kongress der Energietechnischen Gesellschaft im VDE (ETG) 2005. Dresden 2005
- 81 [Str04] STRENNER, M.: Elektrische Antriebe in mobilen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen. Bachelorarbeit am Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik der TU München, 2004
- 82 [SULS03] STAATSMINISTERIUM FÜR UMWELT UND LANDWIRTSCHAFT SACHSEN (Hrsg.): Sächsischer Agrarbericht 2003. Dresden 2004
- 83 [SKDB97] SEKRETARIAT DER KLIMARAHMENKONVENTION, DEUTSCHES BUNDESUMWELTMINISTERIUM (Hrsg.): Das Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen. URL:<http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpger.pdf> (Abruf:14.02.2008)
- 84 [TB02] TEICHMANN, J.; BERNHARDT, G.: Möglichkeiten und Anforderungen elektromechanischer Antriebssysteme an mobile Arbeitsmaschinen. In: Tagungsband VDI-MEG Tagung Landtechnik, Halle/Saale 2002. Düsseldorf: VDI Verlag 2002, S. 87-92. - ISBN 3-18-091716-4
- 85 [Tre02] TRETOW, H.-J.: Fahrzeugantriebe- Stand der Technik und Perspektiven. Sonderdruck Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg Nr. 17. Nürnberg 2002
- 86 [VES01] Verkehrswirtschaftliche Energiestrategie (VES): Zweiter Statusbericht der Task-Force an das Steering Committee. 2001. URL: [URL:www.bmvbs.de/Anlage/original\\_10091/Zwischenbericht-2001.pdf](http://www.bmvbs.de/Anlage/original_10091/Zwischenbericht-2001.pdf) (Abruf: 28.08.2007)
- 87 [Wik01] -, -: Ölfördermaximum. URL: <http://de.wikipedia.org/wiki/Peak-Oil> - Aktualisierungsdatum: 07.11.2007
- 88 [WKS02] WORTBERG, J., KAMPS, Th., SCHIFFERS, R.: Antriebstechnik im Vergleich - Spritzgießmaschinen mit unterschiedlichen Antriebsarten im Praxisvergleich. In: Kunststoffe (KU), Jahrgang 92 (2002), H. 12. München: Carl Hanser Verlag 2002
- 89 [WKS03] WORTBERG, J.; KAMPS, Th.; SCHIFFERS, R.: Welche Energie kostet ein Antrieb?. In: Kunststoffe (KU), Jahrgang 93 (2003), H. 3. München: Carl Hanser Verlag 2003

## Anhang

### Anhang 1:

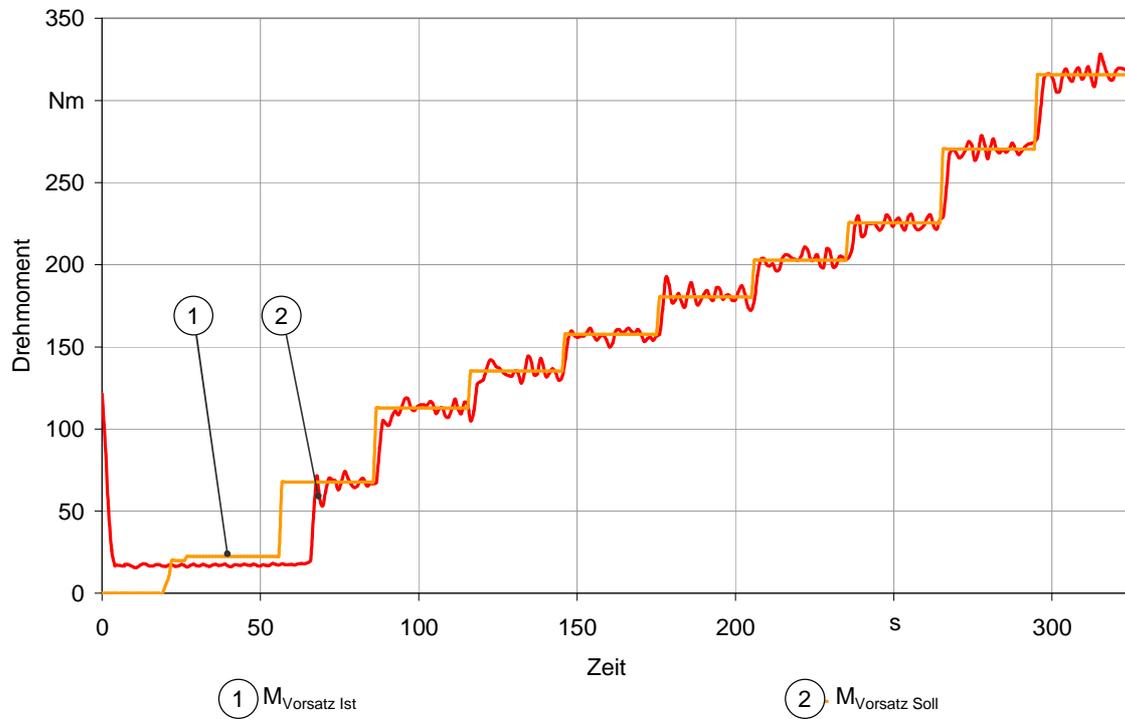


Abbildung A 1: Soll- und Ist Drehmoment an der mechanischen Schnittstelle des Prüf-LkW zur Belastung des Vorsatzantriebsstrangs

Anhang 2:

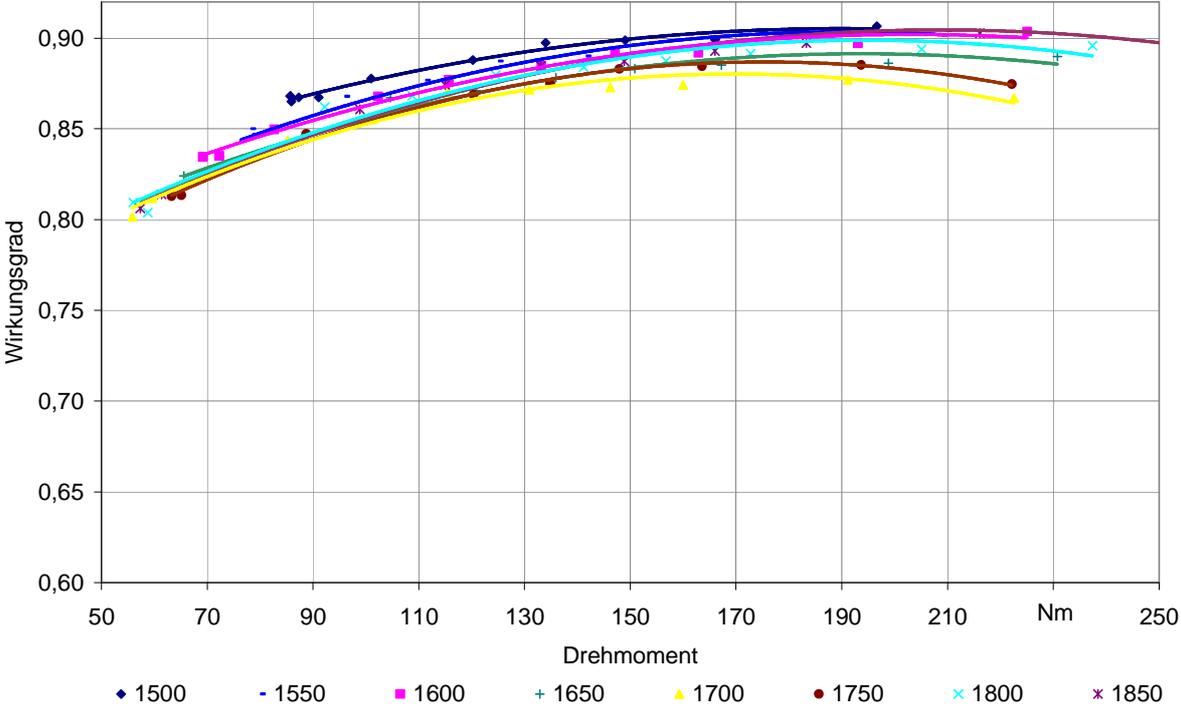


Abbildung A 2: Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Tabelle A 2: Gesamtwirkungsgrad des hydraulischen Einzugsmotors in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

$n_{\text{Diesel}}$ [1/min]	Auslastung [%]	50	60	70	80	90	100	120	140
1500	M [Nm]	85,68	85,94	100,99	120,20	134,00	149,03	166,06	196,64
	n [1/min]	1194,3	1205,5	1118,1	1178,8	1114,4	1116,6	1213,5	1218,2
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,868	0,865	0,878	0,888	0,897	0,899	0,899	0,907
1550	M [Nm]	78,27	96,05	111,37	125,12	141,71	153,84	180,24	209,93
	n [1/min]	1287,5	1235,7	1208,9	1196,3	1294,5	1231,5	1149,7	1123,4
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,850	0,868	0,877	0,887	0,890	0,893	0,901	0,904
1600	M [Nm]	82,64	102,33	115,71	133,20	147,15	162,88	193,08	225,06
	n [1/min]	1322,4	1282,5	1162,3	1252,7	1197,0	1214,1	1168,3	1244,0
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,850	0,868	0,877	0,885	0,891	0,892	0,897	0,904
1650	M [Nm]	87,99	104,70	120,92	135,92	150,86	167,26	198,85	230,79
	n [1/min]	1419,7	1310,4	1322,7	1280,6	1228,4	1239,7	1224,7	1263,2
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,845	0,867	0,871	0,878	0,883	0,885	0,886	0,890
1700	M [Nm]	85,19	101,17	115,43	130,93	146,22	160,00	191,19	222,58
	n [1/min]	1390,5	1378,2	1314,3	1329,3	1339,8	1259,5	1288,5	1225,5
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,844	0,855	0,870	0,872	0,873	0,874	0,877	0,867
1750	M [Nm]	88,75	104,95	120,35	134,88	147,95	163,56	193,65	222,17
	n [1/min]	1431,1	1472,1	1467,8	1450,0	1325,4	1344,6	1336,3	1160,7
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,847	0,859	0,869	0,875	0,883	0,885	0,885	0,875
1800	M [Nm]	92,24	108,79	124,56	141,19	156,79	172,76	205,11	237,41
	n [1/min]	1370,5	1380,4	1280,9	1356,8	1359,2	1240,8	1250,0	1292,1
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,862	0,868	0,880	0,884	0,887	0,891	0,894	0,896
1850	M [Nm]	98,89	115,01	133,07	148,88	166,02	183,32	216,15	251,95
	n [1/min]	1555,4	1416,5	1363,3	1319,2	1333,2	1330,3	1259,7	1282,7
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,861	0,874	0,885	0,887	0,893	0,897	0,903	0,900

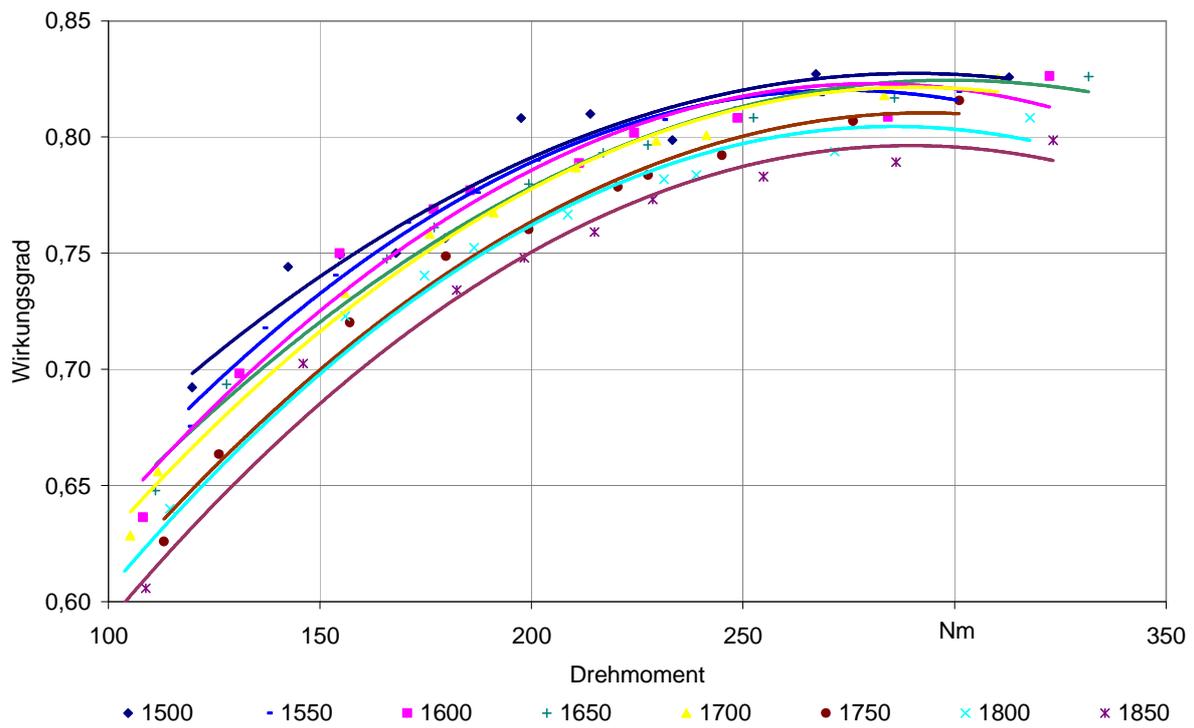
**Anhang 3:**

Abbildung A 3: Gesamtwirkungsgrad der Pumpen in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8 \text{ mm}$ )

Tabelle A 3: Gesamtwirkungsgrad der Pumpen in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

$n_{\text{Diesel}}$ [1/min]	Auslastung [%]	50	60	70	80	90	100	120	140
1500	M [Nm]	154,73	167,98	179,56	197,56	213,88	233,30	267,28	312,87
	n [1/min]	2097,8	2098,1	2097,8	2097,9	2097,8	2097,8	2097,9	2097,7
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,749	0,750	0,756	0,808	0,810	0,799	0,827	0,826
1550	M [Nm]	153,26	170,37	186,81	201,00	231,12	247,92	268,19	300,65
	n [1/min]	2167,2	2167,1	2166,8	2166,9	2166,7	2166,7	2166,7	2166,7
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,741	0,763	0,776	0,790	0,808	0,812	0,818	0,819
1600	M [Nm]	154,62	176,82	185,46	211,27	224,27	248,73	284,26	322,47
	n [1/min]	2236,4	2236,4	2236,3	2236,3	2236,3	2236,2	2236,0	2236,3
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,750	0,769	0,777	0,789	0,802	0,808	0,809	0,826
1650	M [Nm]	165,78	176,97	199,36	216,90	227,56	252,45	285,85	331,74
	n [1/min]	2306,2	2306,4	2306,3	2306,2	2306,2	2306,0	2305,7	2305,9
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,748	0,761	0,780	0,793	0,797	0,808	0,817	0,826
1700	M [Nm]	155,84	175,96	191,05	210,56	229,50	241,35	283,40	310,27
	n [1/min]	2375,7	2375,8	2375,9	2375,8	2375,7	2375,8	2375,9	2375,6
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,733	0,758	0,767	0,787	0,798	0,801	0,818	0,825
1750	M [Nm]	157,07	179,75	199,35	220,43	227,56	245,00	276,00	301,12
	n [1/min]	2444,4	2444,5	2444,5	2444,5	2444,5	2444,6	2444,4	2444,3
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,720	0,749	0,760	0,779	0,784	0,792	0,807	0,816
1800	M [Nm]	155,97	174,73	186,44	208,60	231,36	238,97	271,71	317,87
	n [1/min]	2512,9	2513,0	2512,9	2513,0	2512,9	2513,0	2512,7	2513,0
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,723	0,740	0,752	0,767	0,782	0,784	0,794	0,808
1850	M [Nm]	146,05	182,32	198,32	214,87	228,67	254,83	286,22	323,33
	n [1/min]	2578,1	2578,4	2578,3	2578,3	2578,3	2578,2	2578,2	2578,1
	$\eta_{\text{Einzug}}$	0,702	0,734	0,748	0,759	0,773	0,783	0,789	0,799

## Anhang 4

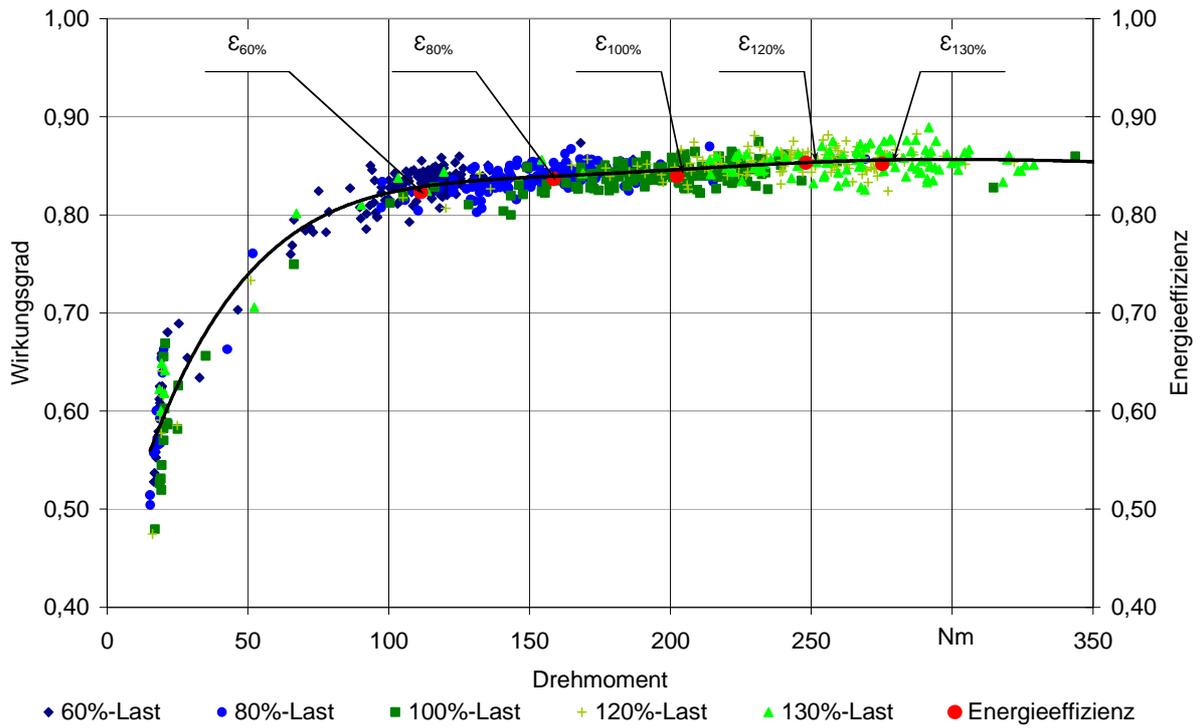


Abbildung A 4: Wirkungsgrad des hydraulischen Vorsatzantriebes in Abhängigkeit vom Lastmoment bei dynamischer Belastung mit unterschiedlicher mittlerer Auslastung und Energieeffizienz der Auslastungsstufen ( $x_{th}=8$  mm,  $n_{Diesel}=1750$  1/min)

**Anhang 5:**

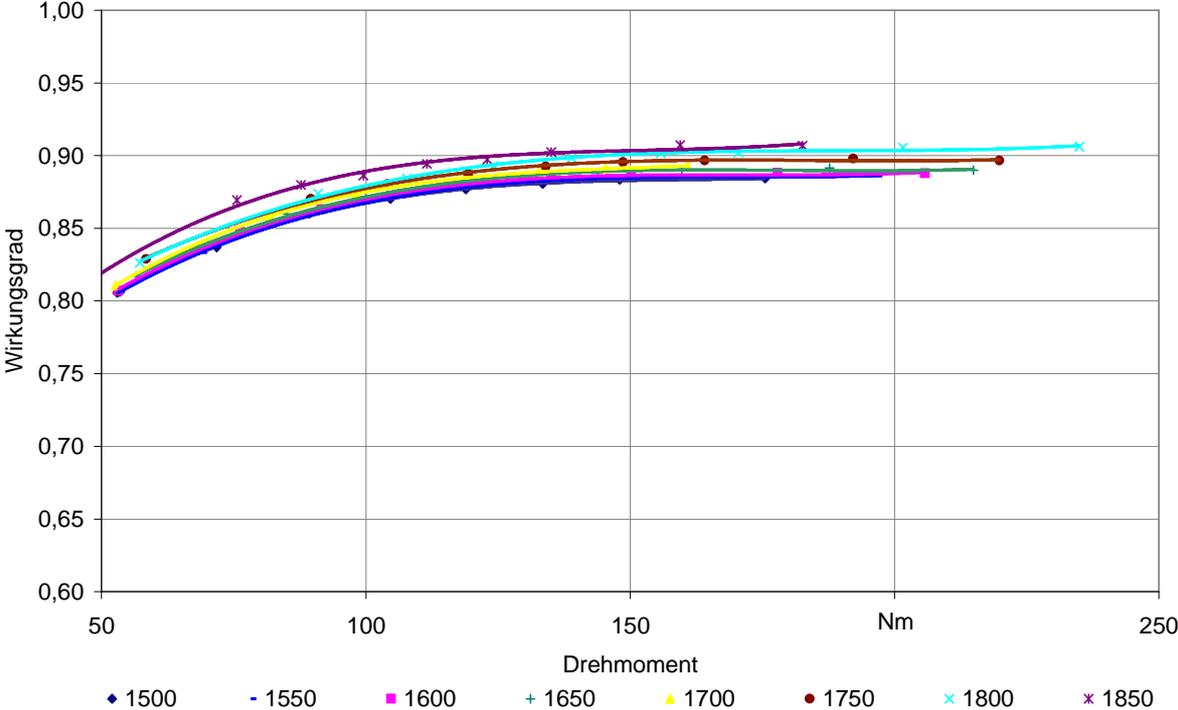


Abbildung A 5: Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

Tabelle A 5: Gesamtwirkungsgrad des elektrischen Einzugsantriebs in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8$  mm)

$n_{\text{Diesel}}$ [1/min]	Auslas- tung [%]	50	60	70	80	90	100	120	140
1500	M [Nm]	52,99	71,77	89,36	104,67	118,92	133,45	148,04	175,52
	n [1/min]	1155,1	1155,1	1155,2	1155,1	1155,1	1155,2	1155,1	1155,1
	$\eta_{\text{Motor}}$ Einzug	0,874	0,875	0,910	0,926	0,928	0,922	0,920	0,918
	$\eta_{\text{WR}}$ Einzug	0,921	0,933	0,943	0,947	0,949	0,951	0,953	0,954
	$\eta_{\text{ges}}$ Einzug	0,806	0,837	0,860	0,870	0,877	0,881	0,883	0,884
1550	M [Nm]	69,05	86,96	101,50	115,50	129,03	143,29	170,32	196,75
	n [1/min]	1210,2	1210,2	1210,2	1210,2	1210,2	1210,2	1210,2	1210,2
	$\eta_{\text{Motor}}$ Einzug	0,892	0,908	0,916	0,921	0,925	0,927	0,928	0,927
	$\eta_{\text{WR}}$ Einzug	0,934	0,944	0,948	0,951	0,953	0,953	0,955	0,955
	$\eta_{\text{ges}}$ Einzug	0,833	0,857	0,869	0,876	0,881	0,884	0,886	0,886
1600	M [Nm]	76,19	91,58	106,91	121,33	135,06	150,19	177,86	205,76
	n [1/min]	1265,1	1265,2	1265,2	1265,2	1265,2	1265,2	1265,2	1265,3
	$\eta_{\text{Motor}}$ Einzug	0,901	0,911	0,919	0,923	0,926	0,929	0,929	0,928
	$\eta_{\text{WR}}$ Einzug	0,942	0,947	0,951	0,953	0,954	0,955	0,956	0,957
	$\eta_{\text{ges}}$ Einzug	0,848	0,863	0,874	0,880	0,884	0,887	0,888	0,888
1650	M [Nm]	84,97	99,97	116,20	130,71	143,96	159,76	187,71	214,96
	n [1/min]	1320,1	1320,2	1320,1	1320,2	1320,2	1320,2	1320,1	1320,2
	$\eta_{\text{Motor}}$ Einzug	0,910	0,919	0,924	0,927	0,929	0,929	0,931	0,929
	$\eta_{\text{WR}}$ Einzug	0,944	0,949	0,953	0,955	0,956	0,958	0,958	0,957
	$\eta_{\text{ges}}$ Einzug	0,860	0,872	0,881	0,886	0,888	0,890	0,891	0,890
1700	M [Nm]	81,88	98,19	118,62	132,61	145,31	160,94	129,50	188,93
	n [1/min]	1375,1	1375,2	1375,2	1375,3	1375,2	1375,2	1375,9	1368,8
	$\eta_{\text{Motor}}$ Einzug	0,910	0,921	0,928	0,931	0,932	0,932	0,911	--
	$\eta_{\text{WR}}$ Einzug	0,944	0,949	0,952	0,955	0,956	0,958	0,945	--
	$\eta_{\text{ges}}$ Einzug	0,859	0,874	0,884	0,889	0,891	0,893	0,861	--

1750	M [Nm]	89,59	104,00	119,36	134,04	148,62	164,10	192,18	219,83
	n [1/min]	1430,2	1430,3	1430,2	1430,2	1430,3	1430,2	1430,2	1430,3
	$\eta_{\text{Motor Einzug}}$	0,919	0,925	0,930	0,934	0,936	0,935	0,937	0,934
	$\eta_{\text{WR Einzug}}$	0,947	0,952	0,954	0,956	0,957	0,959	0,958	0,960
	$\eta_{\text{ges Einzug}}$	0,870	0,881	0,887	0,892	0,895	0,897	0,898	0,897
1800	M [Nm]	90,98	107,75	124,22	138,93	155,83	170,48	201,63	234,98
	n [1/min]	1605,0	1597,6	1605,5	1595,9	1605,5	1576,9	1605,5	1678,0
	$\eta_{\text{Motor Einzug}}$	0,921	0,928	0,935	0,939	0,940	0,941	0,942	0,941
	$\eta_{\text{WR Einzug}}$	0,949	0,953	0,955	0,957	0,959	0,959	0,961	0,963
	$\eta_{\text{ges Einzug}}$	0,874	0,884	0,893	0,898	0,902	0,902	0,906	0,906
1850	M [Nm]	75,58	87,70	99,51	111,57	122,97	135,09	159,48	182,63
	n [1/min]	1773,7	1771,0	1769,4	1748,2	1738,9	1758,5	1737,1	1640,1
	$\eta_{\text{Motor Einzug}}$	0,918	0,924	0,929	0,935	0,937	0,940	0,944	0,944
	$\eta_{\text{WR Einzug}}$	0,947	0,952	0,954	0,956	0,958	0,960	0,961	0,960
	$\eta_{\text{ges Einzug}}$	0,869	0,880	0,886	0,894	0,897	0,902	0,907	0,907

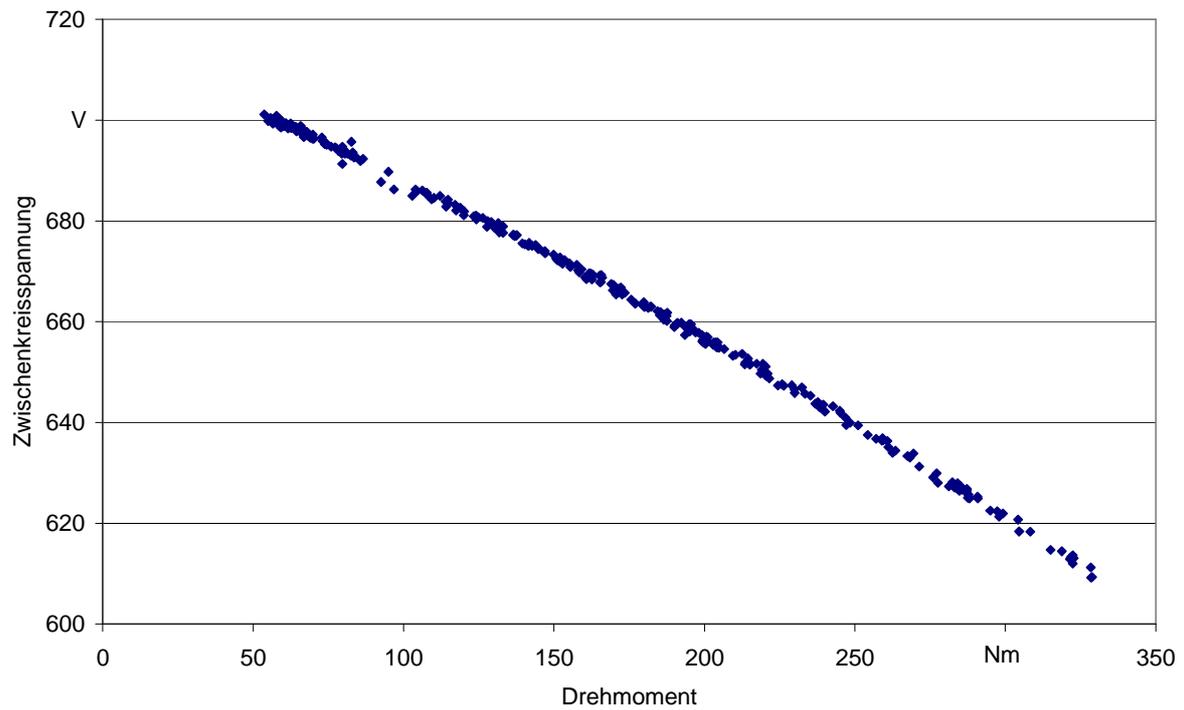
**Anhang 6:**

Abbildung A 6: Abhängigkeit der Generatorausgangsspannung vom Antriebsmoment und damit von der anliegenden Last ( $n_{\text{Diesel}}=1750 \text{ 1/min}$ ,  $x_{th}=8 \text{ mm}$ )

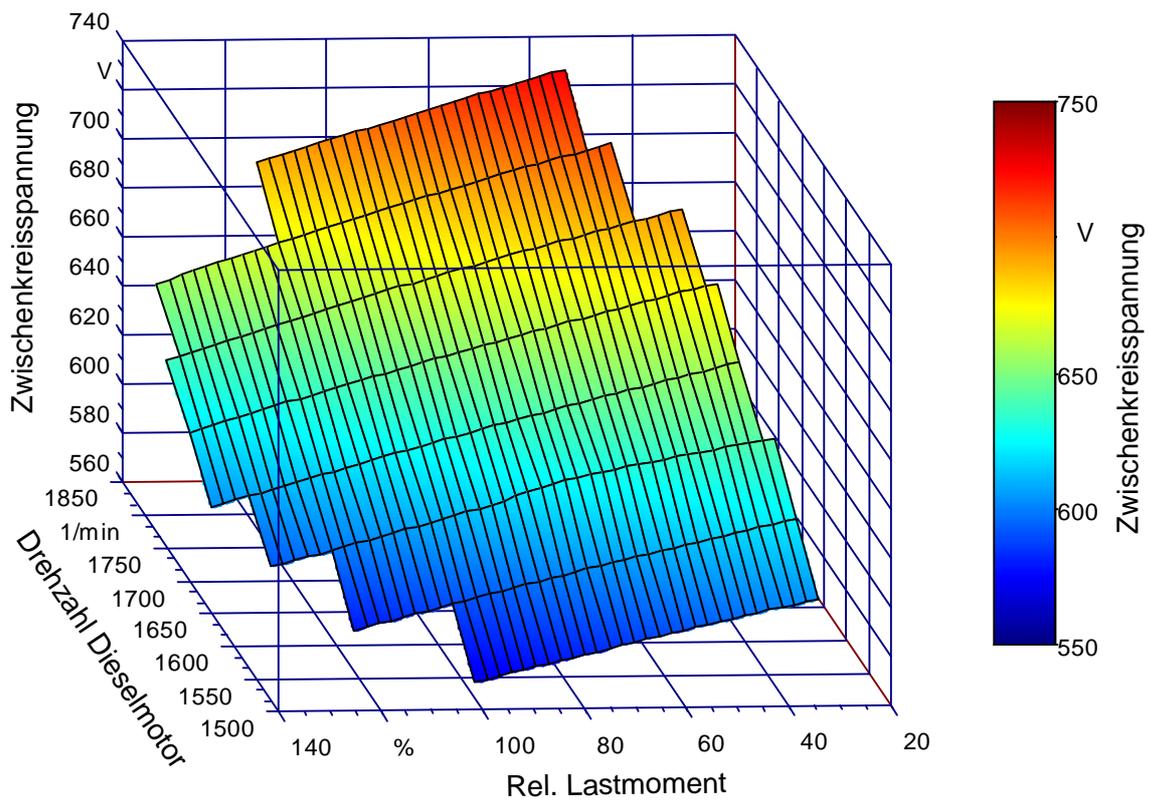
**Anhang 7:**

Abbildung A 7: Spannung im Zwischenkreis in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl und der relativen Abtriebsmoment

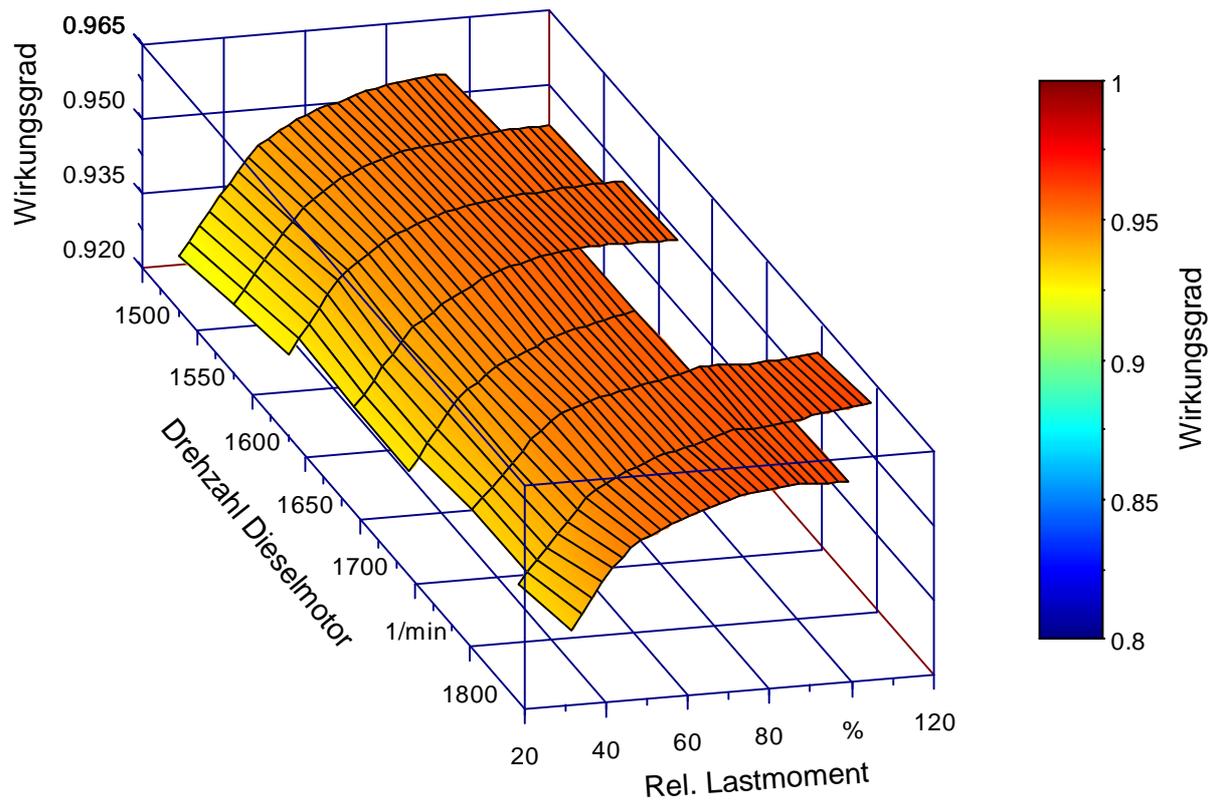
**Anhang 8:**

Abbildung A 8: Wirkungskennfeld des Wechselrichters am elektrischen Einzugsmotor in Abhängigkeit von Last und Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8$  mm)

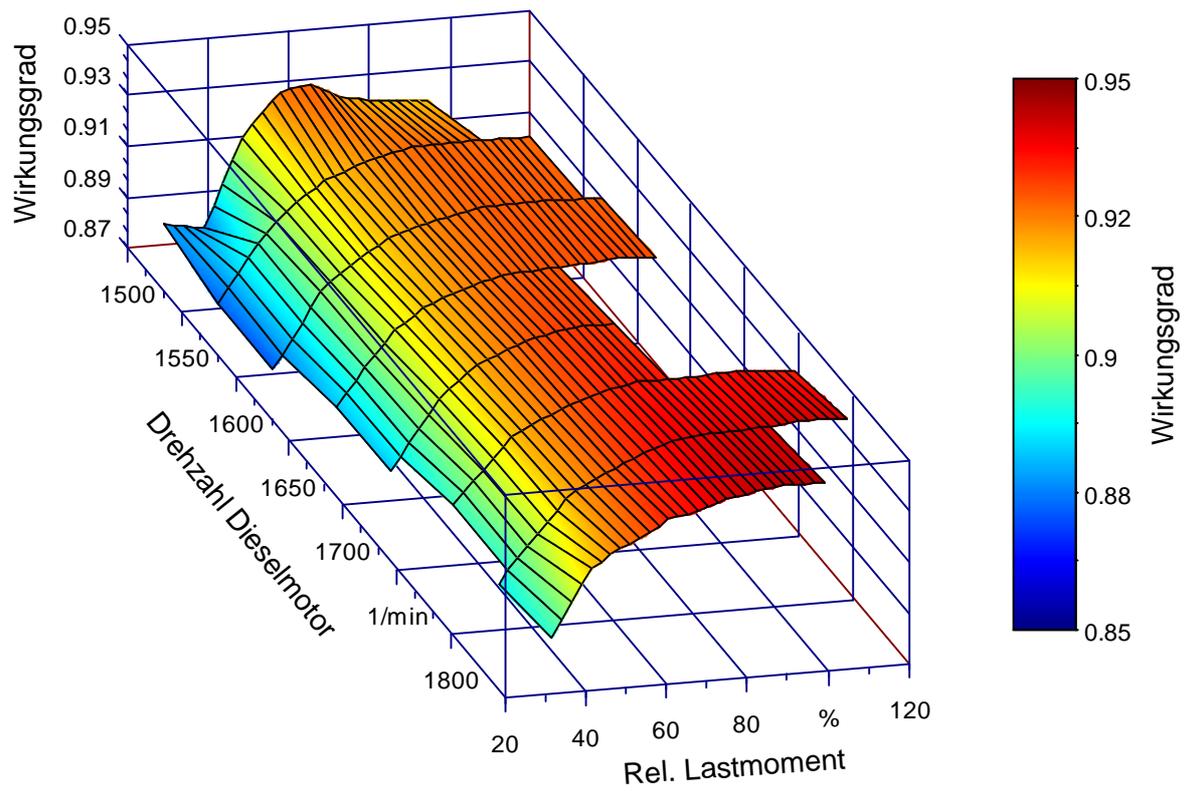
**Anhang 9:**

Abbildung A 9: Gesamtwirkungsgrad elektrischer Einzugsmotor (elektrisch-mechanischer Wandler) in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

**Anhang 10:**

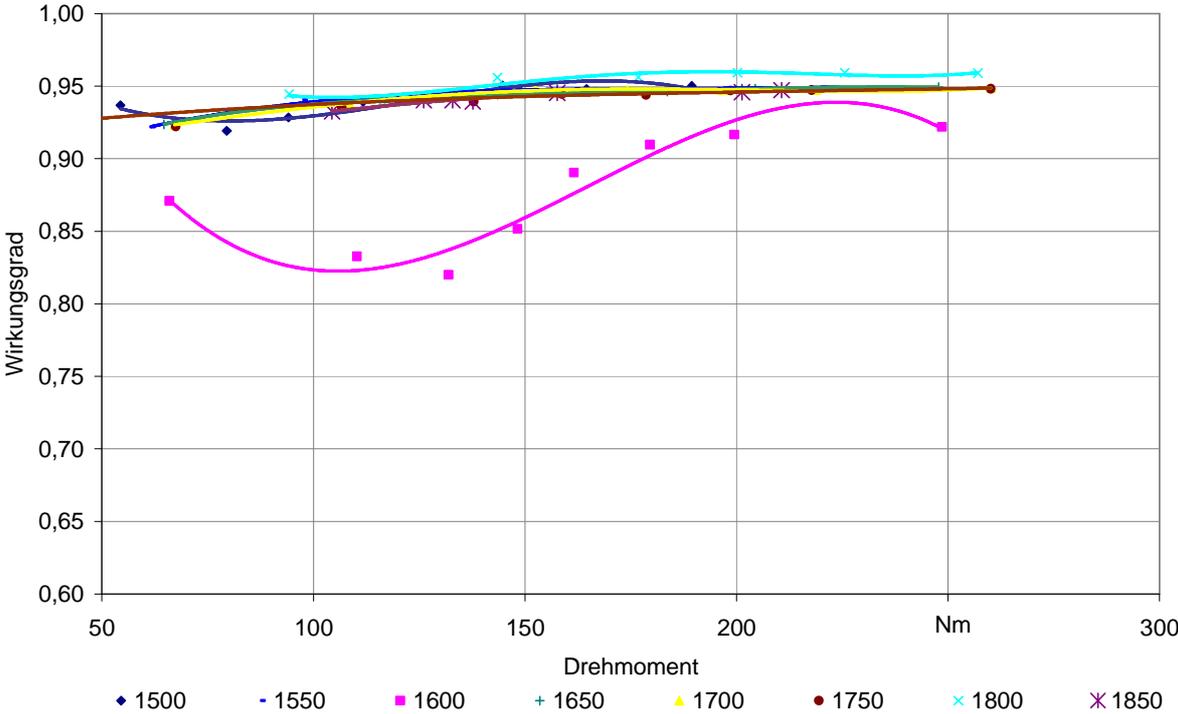


Abbildung A 10: Wirkungsgrad elektrische Leistungsversorgung (Generator und Gleichrichterbrücke) bei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen ( $x_{th}=8\text{ mm}$ )

**Anhang 11:**

*Tabelle A 11: Wirkungsgradvorteile des elektrischen gegenüber dem hydraulischen Triebstrang unter stationären Bedingungen bei unterschiedlicher Auslastung und Dieselmotordrehzahl*

		<i>relative Auslastung am Einzug</i>										
		50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %	110 %	120 %	130 %	140 %	
<i>Dieselmotordrehzahl</i>	[1/min]	1500	0,142	0,212	0,162	0,175	0,140	0,110	0,134	0,134	0,134	0,134
	1550	0,211	0,202	0,182	0,163	0,154	0,153	0,147	0,140	0,140	0,140	
	1600	0,106	0,122	0,149	0,139	0,134	0,144	0,152	0,139	0,135	0,140	
	1650	0,221	0,202	0,188	0,177	0,166	0,161	0,159	0,155	0,145	0,133	
	1700	0,204	0,217	0,155	0,162	0,160	0,151	0,149	0,162	0,164	0,164	
	1750	0,226	0,211	0,195	0,180	0,168	0,160	0,155	0,149	0,142	0,135	
	1800	0,228	0,226	0,215	0,204	0,191	0,185	0,178	0,170	0,163	0,156	
	1850	0,310	0,254	0,224	0,209	0,186	0,177	0,170	0,161	0,155	0,153	