

Fakultät Agrarwissenschaften

Institut für Agrartechnik

Universität Hohenheim

Grundlagen der Agrartechnik

Prof. em. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. D. Kutzbach

**Untersuchungen zur Bewertung  
stufenloser Fahrantriebe für Mähdrescher**

Dissertation zur Erlangung des Grades  
eines Doktors der Agrarwissenschaften

vorgelegt der Fakultät Agrarwissenschaften

von Björn Bernhard  
aus Olberode / Hessen

2011

Die vorliegende Arbeit wurde am 11.04.2011 von der Fakultät Agrarwissenschaften der Universität Hohenheim als „Dissertation zur Erlangung des Grades eines Doktors der Agrarwissenschaften“ angenommen.

Tag der mündlichen Prüfung: 08.06.2011  
1. Prodekan: Prof. Dr. A. Fangmeier  
Berichterstatter, 1. Prüfer: Prof. em. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. D. Kutzbach  
Mitberichterstatter, 2. Prüfer: Prof. Dr. E. Hartung  
3. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger

### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

Zugl.: Hohenheim, Univ., Diss., 2011

Copyright Shaker Verlag 2011

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

Printed in Germany.

D100  
ISSN 0931-6264  
ISBN 978-3-8440-0296-6

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen  
Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9  
Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)

**Vorwort**

Der Grundstein für die vorliegende Arbeit wurde während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim gelegt.

Herr Professor Kutzbach hat diese Arbeit angeregt und betreut, wobei er stets zu offenen Diskussionen bereit war und den Fortgang der Bearbeitung mit konstruktiver Kritik bereichert hat. Mit Überlassung des Themas ermöglichte er es mir, ein Forschungsprojekt im hervorragend ausgestatteten Arbeitsumfeld des Institutes selbstständig und umfangreich zu bearbeiten. Für das entgegengebrachte Vertrauen sei Herrn Professor Kutzbach an dieser Stelle herzlich gedankt.

Herrn Professor Hartung danke ich für die Übernahme des Mitberichts sowie die Unterstützung während meiner Jahre in Kiel. Die kontinuierliche, beharrliche Motivation durch die Berichte hatte einen wesentlichen Anteil daran, dass die Arbeit nach meinem Abschied aus Hohenheim zu einem positiven Ende geführt werden konnte.

Herzlich danke ich auch den Kolleginnen und Kollegen am Institut für Agrartechnik und am Heidfeldhof für die gute Zusammenarbeit, die sich besonders in der gegenseitigen Hilfe und Unterstützung bei Bedarf auch fernab der normalen Arbeitszeiten gezeigt hat. Neben einer Vielzahl an wissenschaftlichen Hilfskräften und Studenten sei hier insbesondere meinen Kollegen Gerhard Alber, Karl Gärtner, Benjamin Schutte und Matthias Schreiber, die beim Umbau des Versuchsmähdreschers, Versuchsdurchführung und Versuchsauswertung unterstützten sowie Volkmar Schlotter, der während meiner Krankenhausaufenthalte als Ansprechpartner für das Projekt fungierte, gedankt. Durch das freundliche Arbeitsklima werde ich meine Zeit am Institut in bester Erinnerung behalten.

Ich danke meiner Familie für alles, was mir ermöglicht wurde und besonders meiner Frau für die Rücksichtnahme und Geduld während der vielen Jahre, die die Erstellung dieser Arbeit in Anspruch nahm.



**INHALTSVERZEICHNIS**

FORMELZEICHENVERZEICHNIS .....	VII
1 EINLEITUNG .....	1
2 STAND DER TECHNIK .....	8
2.1 Mechanische Keilriemen-Verstellgetriebe .....	9
2.2 Hydrostatische Wandler für Mährescherfahrantriebe.....	10
2.3 Elektrische Wandler für Mährescherfahrantriebe.....	13
2.4 Elektrische Antriebe für Ackerschlepper und Feldhäcksler .....	15
3 THEORETISCHE GRUNDLAGEN .....	26
3.1 Grundlagen des mechanischen Keilriemen-Verstellgetriebes.....	26
3.1.1 Wirkungsgradoptimierung beim Keilriemen-Verstellgetriebe .....	27
3.1.2 Mechanische Betriebsbereitschaftsleistung .....	27
3.2 Grundlagen des hydrostatischen Wandlers mit geschlossenem Kreislauf .....	28
3.2.1 Wirkungsgradoptimierung beim hydrostatischen Wandler .....	32
3.2.2 Hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung.....	33
3.3 Grundlagen elektrischer Wandler.....	34
3.3.1 Wirkungsgradoptimierung beim elektrischen Wandler .....	44
3.3.2 Elektrische Betriebsbereitschaftsleistung.....	45
4 AUFBAU UND FUNKTION DES VERSUCHSMÄHDRESCHERS .....	47
4.1 Eckdaten zur Auslegung der Wandler .....	49
4.2 Aufbau und Funktion des hydrostatischen Wandlers.....	56
4.3 Aufbau und Funktion des elektrischen Wandlers.....	63
4.4 Aufbau und Funktion der Messeinrichtungen .....	70
4.4.1 Drehzahlerfassung.....	71
4.4.2 Drehmomenterfassung .....	73
4.4.3 Temperaturmessung .....	74
4.4.4 Messung der Fahrgeschwindigkeit.....	77
4.4.5 Zugkraftmessung.....	79
4.4.6 Messwerterfassung und -auswertung .....	80
5 UNTERSUCHUNG DER WANDLER .....	84
5.1 Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung .....	85
5.1.1 Versuchsablauf.....	85
5.1.2 Ergebnisse .....	86
5.2 Untersuchungen zum Leistungsverhalten.....	88
5.2.1 Feldarbeit.....	88
5.2.1.1 Versuchsablauf.....	88

---

5.2.1.2 Ergebnisse .....	89
5.2.2 Straßenfahrt .....	92
5.2.2.1 Versuchsablauf.....	92
5.2.2.2 Ergebnisse .....	92
5.2.3 Zugversuche .....	95
5.2.3.1 Versuchsablauf.....	95
5.2.3.2 Ergebnisse .....	96
5.3 Übereinstimmung mit dem geforderten Einsatzspektrum .....	97
6 DISKUSSION UND AUSBLICK .....	100
6.1 Ergebnisdiskussion .....	100
6.1.1 Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung .....	100
6.1.2 Feldarbeit.....	101
6.1.3 Straßenfahrt .....	101
6.1.4 Zugversuche .....	102
6.1.5 Übereinstimmung mit dem geforderten Einsatzspektrum.....	103
6.2 Ausblick.....	107
7 ZUSAMMENFASSUNG.....	110
8 SUMMARY .....	113
9 LITERATUR.....	116

**FORMELZEICHENVERZEICHNIS****Formelzeichen**

a, b, c	-	Regressionskonstanten
$c_w$	-	Widerstandsbeiwert
d	m	Durchmesser
e	m	Wellenabstand
f	Hz	Frequenz
$f_a$	N/m <sup>2</sup>	Kraftdichte
i	-	Übersetzung
k	-	Korrekturfaktor
l	m	Länge
$l_a$	m	Übertragungsabstand
m	-	Phasenzahl
m	kg	Masse
n	1/min	Drehzahl
p	Pa	Druck
p	W/kg	Leistungsdichte
r	m	Radius
s	-	Schlupf
t	s	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit
x, y, z	-	Wirkrichtungen
z	-	Kolbenzahl
A	m <sup>2</sup>	Fläche
A	-	Aussteuerung
F	N	Kraft
I	A	Stromstärke
M	Nm	Drehmoment
P	W	Leistung
Q	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
R	$\Omega$	elektrischer Widerstand
St	%	Steigung

T	K	Temperatur
U	V	Spannung
$U_{B0}$	V	Verstärkungsspannung
X	$\Omega$	Blindwiderstand

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	$^{\circ}$	Keilwinkel
$\alpha$	$^{\circ}$	Schwenkwinkel
$\alpha$	-	Durchflusszahl
$\beta$	$^{\circ}$	Umschlingungswinkel
$\beta$	$^{\circ}$	Abstrahlwinkel
$\beta$	$^{\circ}$	Phasenwinkel
$\Delta$	-	Differenz
$\zeta$	-	Widerstandsbeiwert
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\lambda_R$	-	Rohrwiderstandsbeiwert
$\mu$	-	Reibbeiwert
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\rho$	-	Rollwiderstandsbeiwert
$\varphi$	$^{\circ}$	Phasenverschiebungswinkel
$\omega$	$rad/s$	Winkelgeschwindigkeit

### Indizes

0	Grund- / Ausgang- / Leerlauf-
1	Puls / Amplitude
d	feldbildende Komponente
dl	Durchlass-
e	elektrisch
eff	effektiv / tatsächlich
ein	Eingang-
ges	Gesamt-
h	hydraulisch
in	Eingang-



---

k	Kipp-
i	Index
i	intern / inneres
m	Magnetisierung-
m	mechanisch
max	maximal
out	Ausgangs-
p	Plansch-
q	drehmomentbildende Komponente
r	Läufer- / Rotor-
ref	Referenz-
s	Ständer- / Stator-
schalt	Schalt-
soll	Sollwert
t	tangential
th	theoretisch
vol	volumetrisch
z	Zusatz-
A	Anzug- / Anlauf-
B	Beschleunigung-
BB	Betriebsbereitschaft-
Cu	Kupfer-
D	Drossel-
E	Eck-
F	Fahr-
Fe	Eisen-
G	Gewicht-
G	Grund-
GE	Getriebeeingang
Gen	Generator
H	Halte-
HD	Hochdruckseite
K	Kolben-
L	Luft-

Lt	Leitung- / Leiter-
Mot	Motor-
N	Normal-
N	Nennwert
ND	Niederdruckseite
Öl	Ölkreislauf
P	Pumpe
R	Reib-
R	Roll-
RT	Riementrieb
S	Scheibe
Sp	Speisepumpe
St	Strang-
St	Steigung-
T	Takt-
U	Umfang-
UR	Umrichter-
V	Verlust-
VMot	Verbrennungsmotor-
W	Fahrwiderstand-
W	Welle-
WA	Wandlerausgang
WE	Wandlereingang
Z	Zug-
ZK	Zwischenkreis-

**Abkürzungen**

AC	Wechselstrom (Alternating Current)
A/D	Analog-Digital
AgEng	Agricultural Engineering
ASAE	American Society of Agricultural Engineers
ASM	Asynchronmaschine / -motor
ASR	Antriebsschlupf-Regelung
Bit	Binary Digit

---

CAN	Controller Area Network
CIGR	Commission Internationale du Génie Rural
D	Druckseite
DC	Gleichstrom (Direct Current)
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DjRVS	Dickey-john Radar Velocity Sensor
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft e.V.
EKV	VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb
EN	Euronorm
FISITA	Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile
FOG	Fiber Optic Gyro
FZV	Fahrzeug-Zulassungsverordnung
G	Generator
GPS	Global Positioning System
GWC	Generator-Wechselrichter-Controller
HT	Hochtemperatur-Wasserkreislauf
ICVD	Integrated Continuously Variable Drive
IHC	International Harvester Company
ISO	International Organization for Standardization
KFMTIC	Korean Farm Machinery & Tool Industry Cooperation
KHD	Klöckner-Humboldt-Deutz AG
KTBL	Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Land- wirtschaft e.V.
M	Elektromotor
MC	Microcontroller
MDW	Mähdrescherwerke Singwitz
MEG	Max-Eyth-Gesellschaft
MELA	Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik
NT	Niedrigtemperatur-Wasserkreislauf
NTC	Negative Temperature Coefficient
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Devel- opment
OEM	Original Equipment Manufacturer

OT	Oberer Totpunkt
PC	Personalcomputer
PMS	Pumpen-Motor-Steuerung
PSM	Permanentmagnet-Synchronmaschine / -motor
RAM	Random Access Memory
S	Saugseite
SH	Sonderheft
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
TU	Technische Universität
TWC	Traktions-Wechselrichter-Controller
USB	Universal Serial Bus
UT	Unterer Totpunkt
VDE	Verband der Elektrotechnik Elektronik Informations- technik e.V.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure e.V.
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V.
v. E.	vom Endwert
v. M.	vom Messwert

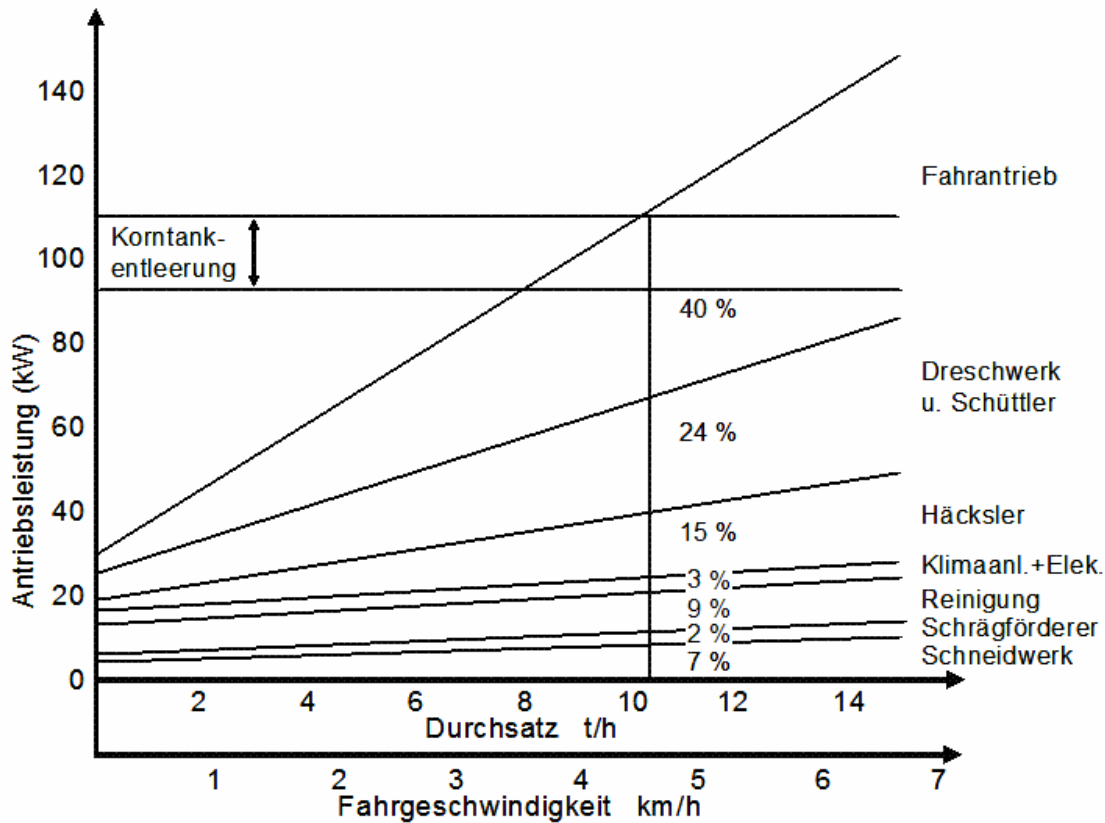
## 1 EINLEITUNG

In der europäischen Landwirtschaft zeichnet sich in den letzten Jahren deutlich ein Strukturwandel hin zu großen leistungsfähigeren Betrieben ab. Durch diesen Strukturwandel wird der seit Jahrzehnten anhaltende Trend zur Leistungssteigerung selbstfahrender landwirtschaftlicher Ernte- und Arbeitsmaschinen zusätzlich verstärkt. Diese Entwicklung bewirkt einerseits eine stete Optimierung der Arbeitselemente, geht aber andererseits auch mit einer kontinuierlich zunehmenden Leistung der eingesetzten Verbrennungsmotoren einher [1 - 3]. Wegen steigender Betriebskosten und einer erheblichen Erhöhung der Kraftstoffpreise gibt es im landtechnischen Bereich immer wieder Ansätze, den Energieverbrauch durch den Einsatz optimierter Antriebsstränge zu vermindern. In jüngerer Zeit stehen, bedingt durch die Veränderung der ökologischen und ökonomischen Rahmenbedingungen, die Effizienz und die Leistungsfähigkeit von Antriebskonzepten verstärkt in der landtechnischen Diskussion [4 - 9]. Hierbei wird besonderes Augenmerk auf den Fahrtrieb gelegt [10 - 19], da der Fahrtrieb beim Ackerschlepper außer bei Einsatzfällen mit Schwerpunkt im Hydraulik- oder Zapfwellenbetrieb die vollständige Motorleistung übertragen muss. Bei selbstfahrenden Erntemaschinen überträgt der Fahrtrieb ebenfalls einen großen Anteil an der Gesamtleistung des Motors. Im Ernteeinsatz wird jedoch der wesentliche Anteil der Motorleistung für den Antrieb der Arbeitselemente benötigt [20],

### **Bild 1.**

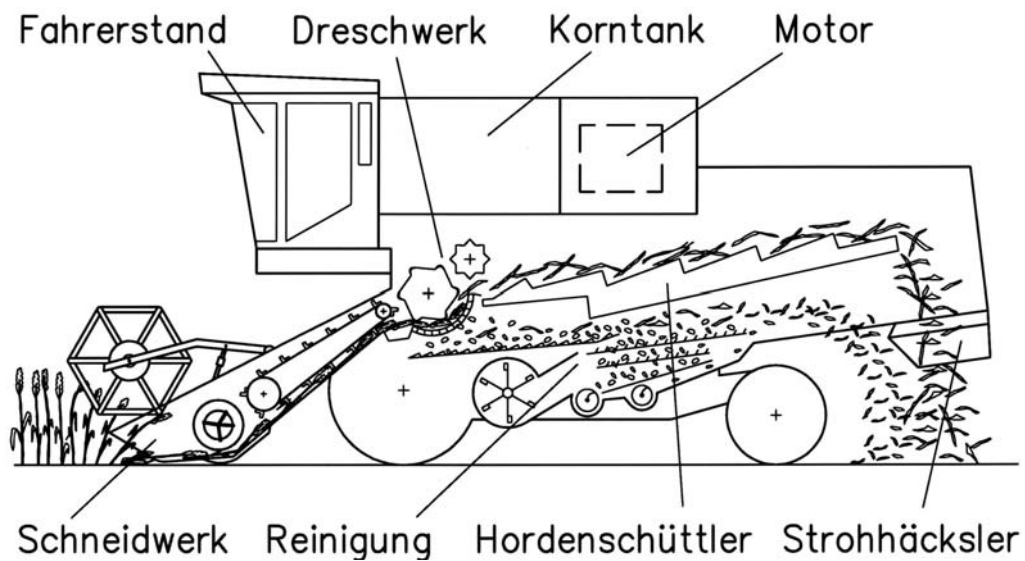
Mähdrescher sind grundsätzlich mit den Arbeitselementen Schneidwerk, Dreschwerk, Restkornabscheidung, Reinigungsanlage und Strohhäcksler ausgestattet. Sie sind heute die Standardmaschinen für die Körnerfruchternte [21]. Der Aufbau eines Mähdreschers mit konventionellem Dreschwerk und Hordenschüttlern ist schematisch in **Bild 2** dargestellt. Im Schneidwerk wird das Erntegut mit Hilfe der Haspel dem Messerbalken gleichmäßig zugeführt. Nach dem Schnitt wird es an die Einzugsschnecke weitergeleitet, durch die es auf die Breite der nachfolgenden Arbeitselemente zusammengeführt und an den Schrägförderer übergeben wird. Dieser fördert das Gut zum Dreschwerk, in dem der Ausdrusch der Körner erfolgt. Der überwiegende Teil der Körner wird gemeinsam mit Spreu und Kurzstrohanteilen durch den Dreschkorb abgeschieden und fällt auf den Vorbereitungsboden der Reinigungsanlage. Das Langstroh wird nach Passieren des Dreschkorbes von der Wende- oder Strohleittrommel an die Restkornabscheidung weitergegeben. Die Restkornabscheidung, welche entweder aus Hordenschüttlern oder aus Abscheiderotoren besteht,

trennt die nicht vom Dreschkorb abgeschiedenen Restkörner aus dem Langstroh. Darüber hinaus fördert sie das Langstroh entweder zum Strohhäcksler, der das Stroh häckselt und auf die Arbeitsbreite des Mähdreschers verteilt, oder direkt aus dem Mähdrescher.



**Bild 1:** Leistungsbilanz eines Mähdreschers mit hydrostatischem Fahrtrieb [nach 20]

Die von der Restkornabscheidung abgeschiedenen Körner sowie Spreu und Kurzstrohanteile werden ebenfalls dem Vorbereitungsboden der Reinigungsanlage zugeführt. Das Gutgemisch, welches auf den Vorbereitungsboden fällt, wird von diesem durch Schwingbewegungen aufgelockert, wodurch es zu einer Vorentmischung kommt. Die Körner sinken aufgrund ihrer relativ hohen Dichte ab. Vom Vorbereitungsboden wird das Gutgemisch auf die Siebe der Reinigungsanlage übergeben. Dort wird es vom Luftstrom eines Gebläses fluidisiert. Die Anteile mit hoher Dichte, d. h. die Körner, sinken ab und fallen durch die Siebe, während die Spreu- und Kurzstrohanteile mit niedriger Dichte zum Ende des Mähdrescher getragen und entweder zum Häcksler oder aus dem Mähdrescher gefördert werden. Große Bestandteile, die nicht durch die Siebe fallen, werden an deren Ende durch die Überkehrleinrichtung erneut dem Dreschwerk zugeführt. Die gereinigten Körner gelangen über die Körnerförderung in den Korntank [22 - 24].



**Bild 2:** Schematischer Aufbau eines Mähdreschers [22]

Die Leistungsaufnahme der Arbeitselemente und des Fahrtriebes beim Mähdrescher haben bereits einige Arbeiten untersucht. Grundlegende Untersuchungen zur Leistungsaufnahme der Dreschorgane wurden durch Büermann [25] und Wacker [26] durchgeführt. Eimer [27] hingegen hat Leistungsbedarfswerte für die Gutzuführung ermittelt und Kämmerer [28] jene für den Mähdrescherhäcksler. Da die Reinigungsanlage und die Restkornabscheidung nur vergleichsweise geringe Anteile an der Gesamtleistung des Mähdreschers beanspruchen, sind separate Untersuchungen der Leistungsaufnahme dieser Arbeitselemente nicht bekannt. Allerdings hat Mugrauer [29] eine Betrachtung sämtlicher Nebenantriebe am Mähdrescher erstellt, bei welcher auch die Reinigungsanlage und die Restkornabscheidung berücksichtigt sind. Angaben zur Leistungsaufnahme des Fahrtriebes finden sich bei Freye [20], Hofmann [30] und Wacker [22]. Für die Feldarbeit definierte Hofmann [30] die benötigte Antriebsleistung für den Fahrtrieb als ein Drittel der installierten Motorleistung. Freye [20] und Wacker [22] geben bei Feldarbeit für verschiedene Fahrtriebe am Mähdrescher jeweils Beträge von ungefähr vierzig Prozent der installierten Motorleistung als notwendige Fahrtriebsleistung an.

Die Fahrtriebe des Mähdreschers weisen im Vergleich zu den übrigen Antrieben selbstfahrender Ernte- und Arbeitsmaschinen sowie zum Fahrtrieb des Ackerschleppers einige Besonderheiten auf. Im Zuge der Überlegungen zur Optimierung der Fahrtriebe müssen diese Besonderheiten berücksichtigt werden:

- Stufenlose Einstellung der Fahrgeschwindigkeit
- Stufenloses Anfahren aus dem Stillstand ohne Kupplungsbetätigung
- Großer Wandlungsbereich
- Bremsen über den Antriebsstrang gegen den Motor
- Rückwärtsfahren ohne Kupplungsbetätigung
- Hohe Anfahr- und Losbrechmomente
- Überbrückung der Distanz  $l_a$  vom Verbrennungsmotor zur Triebachse

Auf Basis dieser Anforderungen sind die Fahrtriebe von Mähreschern Vier-Quadranten-Antriebe. Sie können ohne den Einsatz eines weiteren, unterstützenden Systems wie z. B. einer zusätzlichen Bremse, sowohl in Vorwärts- als auch in Rückwärtsrichtung beschleunigen und verzögern (negative Beschleunigung). Hieraus ergeben sich zwei Einzelforderungen: Zum einen muss der Fahrtrieb sowohl eine positive Beschleunigung des Mähreschers als auch eine negative Beschleunigung erzeugen können. Die negative Beschleunigung, die ein aktives Abbremsen des Mähreschers durch den Fahrtrieb hervorruft, führt im Falle des Mährescherfahrtriebes zu einer Kraftumkehr im Antriebsstrang. Die Vortriebsenergie des Mähreschers wird hierbei von den Triebrädern an den Antriebsstrang abgegeben, der das dadurch entstehende Moment auf dem Verbrennungsmotor abstützt (Motorbremse). Zum anderen muss der Fahrtrieb reversierbar sein und entsprechend in Vorwärts- und in Rückwärtsdrehrichtung gleichermaßen arbeiten. Diese aktive Reversierbarkeit unterscheidet ihn grundsätzlich von den Antrieben der Arbeitselemente des Mähreschers, die nur in eine Richtung laufen. Auch müssen diese nicht unter Last von Geschwindigkeit 0 aus anlaufen. Der Fahrtrieb muss dagegen im Stande sein, besonders hohe Anfahr- oder Losbrechmomente zu erzeugen, um den Mährescher in Bewegung zu setzen. Im Gegensatz dazu laufen die Antriebe der Arbeitselemente lastfrei an und werden erst nach Erreichen der Arbeitsdrehzahl belastet. Beim Fahrtrieb ist die Drehzahl 0 ein Betriebspunkt, der während der Arbeit häufig abgedeckt werden muss, wodurch sich für den Fahrtrieb die Notwendigkeit eines besonders großen Wandlungsbereiches ergibt.

Entsprechend den Anforderungen des Mährescherfahrers nach maximaler Fahrgeschwindigkeit und gesetzlichen Vorgaben für selbstfahrende Arbeitsmaschinen ohne amtliche



Kennzeichnung nach §§ 3 und 4 FZV [31] muss dieser Wandlungsbereich es ermöglichen, den Geschwindigkeitsbereich von 0 bis 20 km/h einzustellen. Seit 2010 ist zudem ein Mähdrescher mit einer maximalen Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h auf dem Markt [32], der den bekannten Trend zu einer Anhebung der Fahrgeschwindigkeiten selbstfahrender Arbeitsmaschinen [33, 34] bestätigt. Bei entsprechender Anpassung von Lenkung, Fahrwerk und Bremsanlage sind nach FZV und StVZO [35] Geschwindigkeiten bis 80 km/h grundsätzlich möglich.

Zur optimalen Anpassung des Arbeitsprozesses an die vorherrschenden Arbeitsbedingungen (Einstellung des Durchsatzes und damit der Kornverluste) ist bei Mähdreschern eine stufenlose Einstellung der Fahrgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Beibehaltung einer konstanten Drehzahl des Verbrennungsmotors notwendig. Eine Unterbrechung der Kraftübertragung durch einen Kupplungsvorgang ist unbedingt zu vermeiden, da dies zwangsläufig zu einer Änderung der Fahrgeschwindigkeit führt. Prinzipiell böten sich für den Mähdrescherfahrantrieb auch die aus dem Ackerschlepperbau bekannten, hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigten Getriebe an. Da für den Verbrennungsmotor bei Mähdreschern nur oben auf dem Maschinenkorpus genug Raum bleibt, ist der Einsatz derartiger Kompaktgetriebe allerdings umständlich. Es ist notwendig, den Antriebstrang um den Maschinenkorpus herum zu führen, um die Distanz  $l_a$  vom Verbrennungsmotor zur (Trieb-) Vorderachse, welche durchaus mehr als vier Meter betragen kann, zu überbrücken.

Zur Überbrückung dieser Distanz bieten sich deswegen stufenlose Drehmoment-Drehzahlwandler in aufgelöster Bauweise an. Diese sind so zu dimensionieren, dass sie die gesamte Leistung des Verbrennungsmotors übertragen können. Während Transportfahrten auf der Straße sind sämtliche Arbeitselemente abgeschaltet, so dass die gesamte Leistung des Verbrennungsmotors für den Fahrantrieb des Mähdreschers bei starken Anfahr- und Beschleunigungsvorgängen oder Steigungsfahrt zur Verfügung steht. Während des Ernteinsatzes ergibt sich eine Leistungsverteilung gemäß Bild 1.

Ein weiterer Trend ist die zunehmende Automatisierung von Arbeits- und Regelungsprozessen an selbstfahrenden Ernte- und Arbeitsmaschinen [36 - 37]. Im Mähdrescherbereich haben die automatische Lenkung, der automatische Fremdkörperschutz und die durchsatzabhängige Geschwindigkeitsregelung bereits Serienreife erreicht [38 - 41]. Erste Ansätze

für eine intelligente Regelung des Mähdrescherfahrantriebes während der Straßenfahrt mit dem Ziel der Kraftstoffersparnis durch automotives Fahren werden aktuell durch Coen [42] untersucht. Speziell bei Großmaschinen wird die Automatisierung von Arbeits- und Regelungsprozessen zur Entlastung des Bedieners auch weiterhin verfolgt [43 - 49]. Zur Verknüpfung der Sensoren und Aktoren mit dem Fahrantrieb ist es vorteilhaft, wenn sich der Fahrantrieb über die Bordelektronik ansteuern lässt, um ihn dadurch in das elektronische Regelsystem des Mähdreschers einzubinden. Der Mähdrescherfahrantrieb zeigt somit einerseits ein besonders hohes energetisches Optimierungspotential und stellt andererseits, verglichen mit anderen Antrieben selbstfahrender, landwirtschaftlicher Maschinen, hohe Ansprüche an die Antriebstechnik. Gemeinsam rechtfertigt dies den Einsatz moderner Komponenten und Systeme.

Gegenwärtig werden für den Fahrantrieb der in Europa vertriebenen Mähdrescher fast ausnahmslos reine hydrostatische Antriebe verwendet, welche allerdings einen geringeren Wirkungsgrad als mechanische Antriebe haben. Die mechanischen Fahrantriebe sind noch am Markt vertreten, werden aber seit einiger Zeit nur noch für Maschinen der untersten Leistungsklasse angeboten. Durch die Weiterentwicklung leistungselektronischer Bauteile werden zukünftig auch elektrische Antriebe auf Basis von Umrichtern und elektrischen Maschinen interessant. Elektrische Antriebe bieten aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades bei gleichzeitiger, stufenloser Verstellbarkeit und ihrer leichten Regelbarkeit durch Programmierung der zugehörigen Steuereinheiten ein hohes Potential sowohl hinsichtlich einer Reduktion der Leistungsverluste als auch der Automatisierung von Maschinenfunktionen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es daher, zwei unterschiedliche, stufenlose Wandler für den Mähdrescherfahrantrieb zu untersuchen, einander gegenüberzustellen und Grundlagen für deren Bewertung zu erarbeiten. Dabei soll sowohl der bekannte hydrostatische Wandler betrachtet als auch ein elektrischer Wandler eingesetzt werden. Die Bewertung bezieht auch die mechanischen Wandler mit ein.

Zunächst werden die verschiedenen Drehmoment-Drehzahl-Wandler einer theoretischen Vergleichsbetrachtung unterzogen. Darauf basierend werden zwei Wandler ausgewählt und anhand bekannter Kriterien für den Mähdreschereinsatz ausgelegt. Nach Einbau beider Wandler und der notwendigen Messeinrichtungen in denselben Versuchsmähdrescher wer-

---

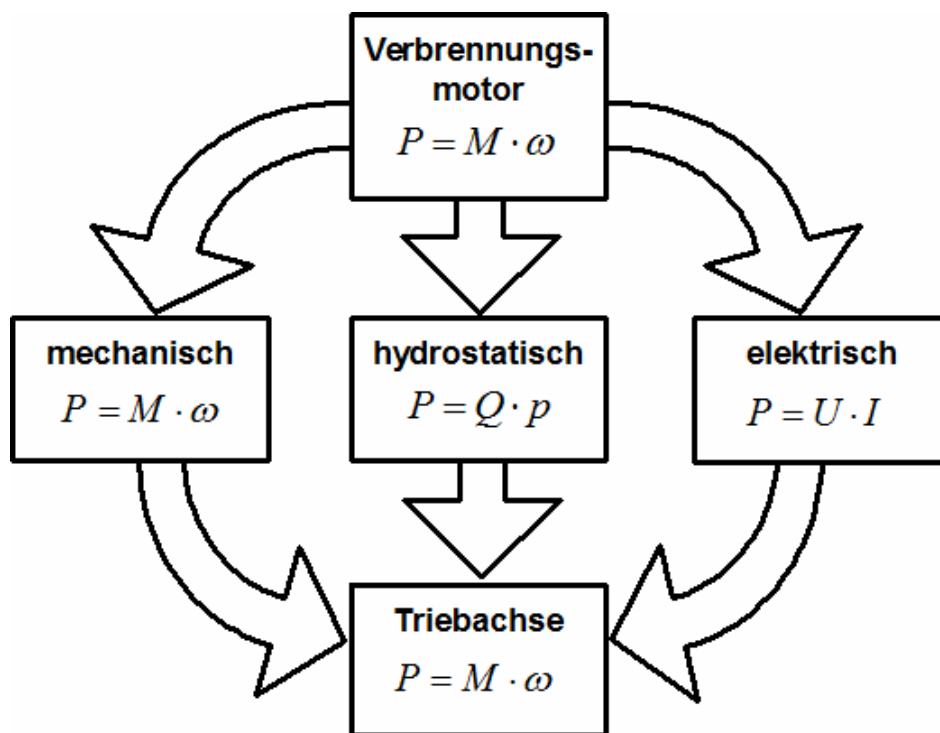
den mit diesem sowohl der Leistungs-Grundumsatz im Standbetrieb als auch das Leistungs-Verlustverhalten im Ernteeinsatz und während der Straßenfahrt untersucht. Um beide Wandler möglichst auszulasten, werden darüber hinaus Zugversuche mit einem Bremsschlepper durchgeführt.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen bilden die Basis für eine Beurteilung stufenloser Wandler. Auf dieser Grundlage werden eine Bewertung der stufenlosen Wandler für den Mährescherfahrantrieb vorgenommen und Ansätze zu weiteren Optimierung definiert.

## 2 STAND DER TECHNIK

Der in 1886 vom kalifornischen Farmer George Stockton Berry erstmals eingesetzte, dampfgetriebene Mähdrescher, welcher heute als erster selbstfahrender Mähdrescher der Welt gilt [50], war mit zwei Dampfmaschinen ausgestattet, von denen die eine das Dreschwerk und die andere das Fahrwerk angetrieben hat. Dadurch war eine von der Drehzahl des Dreschwerkes unabhängige Wahl der Fahrgeschwindigkeit möglich, um den Durchsatz einzustellen [51].

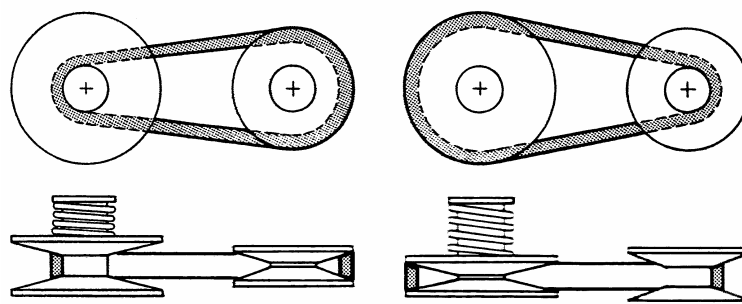
Bei einem einzigen Antriebsmotor ist eine unabhängige Wahl der Fahrgeschwindigkeit nur möglich, wenn in den Fahrtrieb ein stufenlos arbeitendes Verstellgetriebe integriert ist, da dieser Motor im Feldeinsatz zum Antrieb der Arbeitselemente mit konstanter Drehzahl (Nenn Drehzahl) laufen muss. Während die älteren Mähdrescher mit Keilriemen-Verstellgetriebe ausgerüstet waren, werden heute vor allem hydrostatisch arbeitende Wandler eingesetzt. Eine weitere Alternative sind elektrisch arbeitende Wandler, **Bild 3**, die mit zunehmendem Fortschritt in der Leistungselektronik und bei elektrischen Maschinen an Interesse gewinnen, jedoch zurzeit noch nicht im Serien-Mähdrescher eingesetzt werden.



**Bild 3:** Möglichkeiten der Leistungsübertragung beim Mähdrescherfahrantrieb

## 2.1 Mechanische Keilriemen-Verstellgetriebe für Mähdrescherfahrantriebe

Bei den Mähdreschern, die in den ersten Jahrzehnten nach dem zweiten Weltkrieg vorgestellt wurden, waren Fahrantriebe mit Keilriemen-Verstellgetriebe - so genannte Fahrvariatorn - sowohl in Nordamerika als auch in Europa der Standard. Diese Wandler nehmen die für den Fahrantrieb notwendige Leistung am Hauptvorgelege des Verbrennungsmotors meist über einen Keilriemen ab. Dieser verläuft seitlich am Dreschwerk vorbei zu einem weiteren Vorgelege, dem Keilriemen-Verstellgetriebe. Dieser Fahrvariator bietet die Möglichkeit einer von der Drehzahl des Verbrennungsmotors unabhängigen Einstellung der Fahrgeschwindigkeit durch eine Verstellung des Abstandes der Seitenscheiben einer Keilriemenscheibe [52], **Bild 4**.



**Bild 4:** Keilriemen-Verstellgetriebe [52]

Diese Verstellung kann mechanisch, hydraulisch oder elektrisch vorgenommen werden. Der Abstand der Seitenscheiben der zweiten Keilriemenscheibe passt sich automatisch an, da diese federbelastet sind.

Aufgrund des kleinen Wandlungsbereiches, der lediglich bis zu 1:3 beträgt, werden die Fahrvariatorn häufig in Verbindung mit Dreigang-Schaltgetrieben eingesetzt. Über diese werden sowohl der gewünschte Fahrgeschwindigkeitsbereich als auch die Fahrtrichtung durch Einlegen des entsprechenden Ganges vorgewählt [22]. Da es sich um unsynchronisierte Schaltgetriebe handelt, muss der Schaltvorgang bei stehender Maschine durchgeführt werden. Das Keilriemen-Verstellgetriebe zeichnet sich durch einen besonders hohen Wirkungsgrad  $\eta$  aus. Basierend auf Prüfstandversuchen, bei welchen Leistungsmessungen an der Variatoreingangs- und -ausgangswelle durchgeführt wurden, geht Hofmann [30] für die Feldarbeit von Wirkungsgraden des Fahrvariators zwischen 0,85 und 0,93 aus. Durch

eine lastabhängige Anpresskraft der Keilriemenseitenscheiben lässt sich der Wirkungsgrad verbessern; Verluste in weiteren Keilriemen beziehungsweise dem Gruppengetriebe und dem Endtrieb verringern diesen Wert für den gesamten Fahrtrieb allerdings.

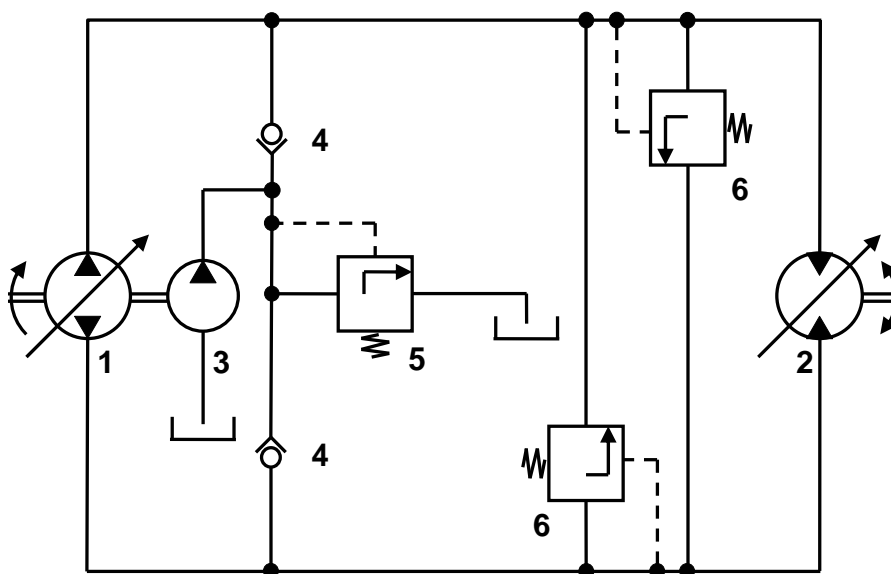
Neben dem hohen Wirkungsgrad besitzt das Keilriemen-Verstellgetriebe den Vorteil eines einfachen Aufbaus und niedriger Fertigungs- und Instandhaltungskosten. Als Überlastschutz des Fahrvariators dienen die Keilriemen selbst, welche im Falle einer Überlastung des Fahrtriebes durchrutschen. Nachteilig wirken sich der geringe Wandlungsbereich sowie die Notwendigkeit des Einsatzes einer Anfahrkupplung aus [nach 22]. Zudem ist eine Fahrtrichtungsumkehr (Reversierung) des Fahrvariators nicht möglich, so dass eine Rückwärtsfahrt nur über einen Rückwärtsgang im Schaltgetriebe gewährleistet werden kann. Ansätze, ein Reversieren mit Hilfe hydraulisch geschalteter Doppelkupplungen zu erreichen, gab es seit den siebziger Jahren des letzten Jahrhunderts mehrfach [53, 54], konnten sich aber nicht durchsetzen.

## 2.2 Hydrostatische Wandler für Mährescherfahrtriebe

Hydrostatische Antriebe bieten, wie auch die Keilriemen-Verstellgetriebe, die Möglichkeit einer exakten, stufenlosen Einstellung der Fahrgeschwindigkeit unabhängig von der Verbrennungsmotordrehzahl und der Belastung.

Bei den hydrostatischen Wandlern wird die Leistung von einer zwischen Hydraulikpumpe und Hydraulikmotor umlaufenden Flüssigkeit vor allem durch deren statischen Druck übertragen. Seit der Einführung der ersten hydrostatischen Wandler im Mährescher durch Ködel & Böhm 1965 in Europa [55] und die IHC (International Harvester Company) in Nordamerika in den Jahren von 1964 bis 1966 [51] haben sich insbesondere hydrostatische Antriebsstränge in aufgelöster Bauweise durchgesetzt, welche als geschlossene Kreislaufsysteme ausgeführt sind, **Bild 5**. Die Hydromotoren können hierbei direkt an den Rädern angeordnet sein, wie es beispielsweise bei angetriebenen Mährescher-Lenkachsen der Fall ist. Beim Mährescherfahrtrieb an der Vorderachse sind sie üblicherweise am Getriebeeingang des Gruppengetriebes angeordnet. Die Hydraulikpumpe, auch als Hauptpumpe bezeichnet, wird über ein Zwischengetriebe mit konstanter Übersetzung oder direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben und stellt hochdruckseitig den von der Belastung abhängigen Druck  $p_{HD}$  bereit.

Im Gegensatz zu einem hydrostatischen Getriebe mit offenem Kreislauf, bei welchem die Hydraulikflüssigkeit vom Hydraulikmotor (2) wieder in den Hydrauliktank zurückfließt, aus dem es von der Hydraulikpumpe angesaugt wird, fließt die Hydraulikflüssigkeit beim geschlossenen Kreislauf unmittelbar zur Niederdruckseite der Hauptpumpe (1) zurück. Ölverluste durch Leckölströme werden durch eine Speisepumpe (3) ausgeglichen, welche den geschlossenen Ölkreislauf über niederdruckseitige Ventile (4) wieder auffüllt. Der Druck  $p_{ND}$  auf der Niederdruckseite wird durch ein parallel zum Speisestrom geschaltetes Druckbegrenzungsventil (5) bestimmt.

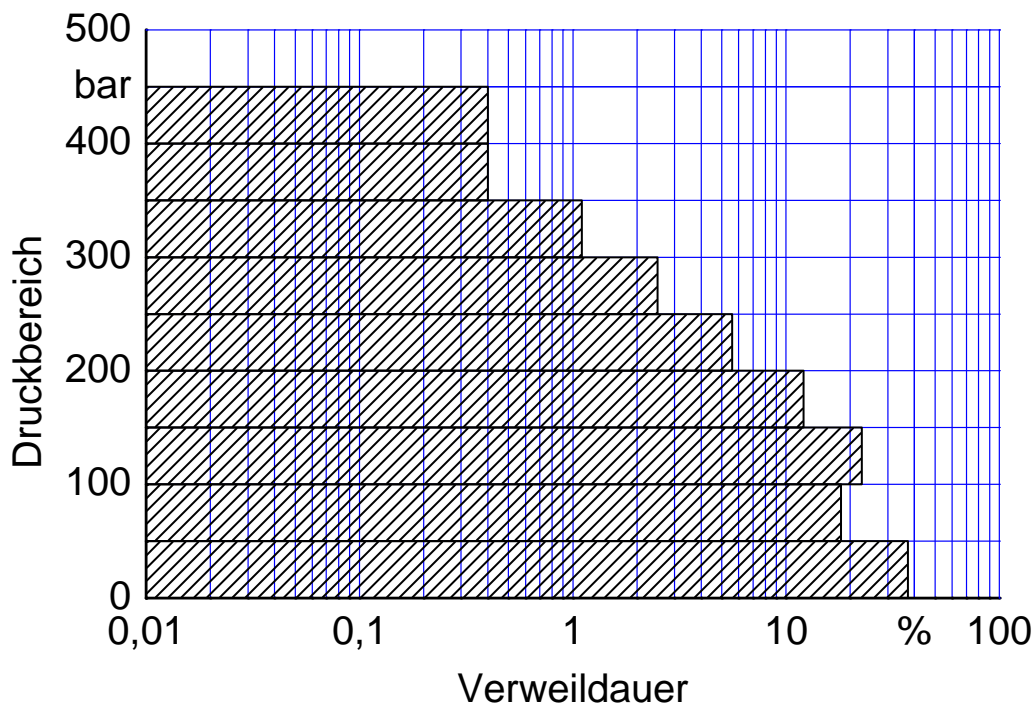


**Bild 5:** Hydrostatischer Antrieb mit geschlossenem Kreislauf (vereinfachte Darstellung)

Der Aufbau als geschlossener Kreislauf ermöglicht einerseits wie beim mechanischen Fahrtrieb ein Abbremsen des Fahrtriebes über den Verbrennungsmotor, andererseits ist eine Fahrtrichtungsumkehr möglich, ohne dass das Schalten eines Fahrtrichtungsventils notwendig ist. Durch den Einsatz von Verstellpumpen mit Nulldurchgang kann der Ölstrom in beide Richtungen gefördert und somit die Fahrtrichtung gewechselt werden. Mit dem hydrostatischen Wandler ist es zudem möglich, aus dem Stand anzufahren, ohne dass dafür die Betätigung einer mechanischen Kupplung notwendig ist und sowohl in Vorwärts- als auch in Rückwärtsrichtung jede Geschwindigkeit zwischen Null und der maximalen Geschwindigkeit stufenlos einzustellen. Der Bedienkomfort ist dadurch höher als beim Fahrvariator. Als Überlastschutz sind in hydrostatischen Wandlern stets Druckbegren-

zungsventile (6) vorgesehen, welche den Arbeitsdruck auf den maximal vorgesehenen Druck begrenzen und eine Überlastung der hydrostatischen Maschinen verhindern.

Durch die aufgelöste Bauweise sind die Pumpen im Bereich des Verbrennungsmotors und der Hydraulikmotor im Bereich der Triebachse angeordnet, so dass die Distanz  $l_a$  von den Hydraulikleitungen überbrückt wird. Ein weiterer Vorteil des hydrostatischen Antriebes ist sein großer Wandlungsbereich, welcher sich in Abhängigkeit von der jeweils gewählten Kombination aus Verstellpumpe und Konstantmotor oder aus Verstellpumpe und Verstellmotor ergibt. Als kritisch für den Einsatz eines hydrostatischen Wandlers mit Verstellpumpe und Verstellmotor wird der höhere Regelungsaufwand gesehen, da für diesen Wandler eine komplexe hydraulische oder elektronische Reglereinheit notwendig ist, welche die hydrostatischen Maschinen mit auf den Mährescher abgestimmten Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen steuert. Bekannte Nachteile des hydrostatischen Wandlers sind seine im Vergleich zum Antrieb mit Keilriemen-Verstellgetriebe höheren Kosten und sein niedrigerer Wirkungsgrad. Auch hydrostatische Wandler werden mit nachgeschaltetem Gruppengetriebe ausgerüstet, da neben dem Bereich hoher Geschwindigkeiten auch der Bereich hoher Momente und entsprechend hohen hydrostatischen Druckes abgedeckt werden muss, welcher allerdings nur in ca. 0,4 % der Einsatzzeit auftritt, **Bild 6**.



**Bild 6:** Lastkollektiv für Fahrhydrostatik (Claas 093 91783) [nach 56]



Durch den Einsatz kleiner dimensionierter hydrostatischer Einheiten mit zusätzlichen Schaltgetrieben ist eine bessere Auslastung des hydrostatischen Wandlers gegeben, welche mit besserem Wirkungsgrad verbunden ist. Zudem sinken die Kosten beim Mähdrescherhersteller für die hydrostatischen Komponenten, welche größtenteils zugekauft werden müssen und es entstehen Einsparungen bei Gewicht und Bauraum (speziell im Bereich des Verbrennungsmotorraumes).

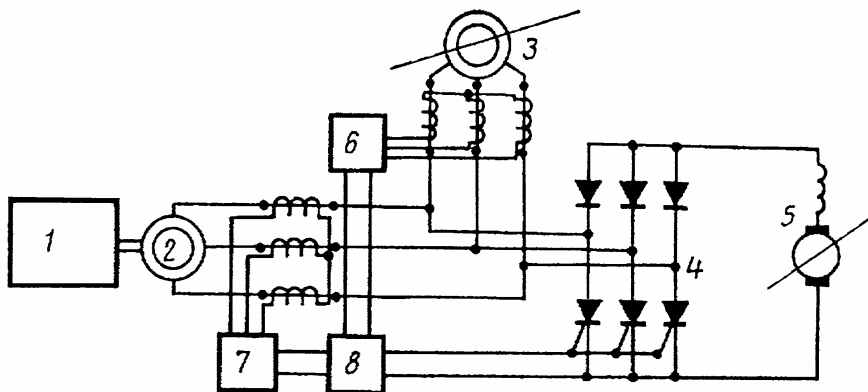
Für selbstfahrende Feldhäcksler und selbstfahrende Mähwerke sind in den letzten Jahren neue hydrostatische Antriebskonzepte entwickelt und zur Serienreife gebracht worden [34, 57 - 59]. Besonders erwähnenswert sind in diesem Zusammenhang Antriebssysteme mit zwei Verstellpumpen und vier unter Last schaltbaren Radnabenmotoren [34, 60]. Diese Fahrtriebe ermöglichen permanenten Allradantrieb und Grenzlastregelung. Durch eine elektronische, CAN-gestützte Regelung können sie darüber hinaus die Funktionen Tempomat, Antriebsschlupf-Regelung (ASR) sowie automotives Fahren darstellen und repräsentieren dadurch im Bereich selbstfahrender Erntemaschinen den aktuellen Stand der Technik.

### **2.3 Elektrische Wandler für Mähdrescherfahrtriebe**

Obwohl schon seit Beginn der Nutzung elektrischer Energie in der Landwirtschaft zahlreiche Ansätze zum elektrischen Antrieb von Maschinen verwirklicht wurden [61 - 63], blieben die mobilen Arbeitsmaschinen hierbei weitgehend ausgenommen. Die Notwendigkeit, ein Kabel zur Übertragung elektrischer Leistung an die Maschine anzuschließen, stellte sich insbesondere bei Arbeiten als sehr unvorteilhaft heraus, bei welchen sich die Arbeitsmaschine schnell oder häufig bewegt. Für diese Anwendungen hatten mobile Arbeitsmaschinen mit elektrischen Antrieben deutliche Nachteile gegenüber anderen Antriebskonzepten.

Zu Beginn ihrer Entwicklung stand die elektrische Antriebstechnik in Konkurrenz zu den Dampfmaschinen. Diese wurden allerdings bald von verbrennungsmotorischen Antrieben abgelöst, die ebenso wie die elektrischen Antriebe gegen Ende des 19. Jahrhunderts zur Verfügung standen. Eine Verbindung dieser beiden neuen Technologien war aufgrund hoher Kosten zunächst allenfalls im Rahmen militärischer Anwendungen möglich. In diesem Bereich gab es auch erste in Serie gefertigte Maschinen mit elektrischem Fahrtrieb und Verbrennungsmotoren [64].

Für andere mobile Bereiche wurde die elektrische Antriebstechnik erst im Laufe der zweiten Hälfte des letzten Jahrhunderts interessant, nachdem entscheidende Fortschritte zur Gewichtsreduktion und Steuerbarkeit elektrischer Maschinen erreicht worden waren [65, 66]. Besonders hervorzuheben ist hierbei die Regelbarkeit von Wechselstromnetzen mit Hilfe von elektronischen Bauelementen. Diese ermöglichten den Einsatz netzunabhängiger Wechselstromkreise zum Antrieb mobiler Maschinen, so dass durch Iafinov [67] beispielsweise das Konzept entwickelt wurde, einen Mähdrescher mit einer Kombination aus Gleichstrom-Fahrantrieb (5) und Drehstrom-Dreschwerkantrieb (3) auszustatten, **Bild 7**.



**Bild 7:** Konzept eines Mähdreschers mit elektrischen Antrieben [67]

Über eine Präferenzschaltung (8) sollte die Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Momentanleistung des Dreschwerkes, die über Sensoren (6, 7) gemessen wurde, geregelt werden. Für die Leistungsbereitstellung war ein unregelter Drehstrom-Generator (2) vorgesehen, der vom Verbrennungsmotor (1) angetrieben werden sollte. Dieser Ansatz erreichte lediglich den Status einer Patentanmeldung und es ist bisher abgesehen von den Arbeiten an den Universitäten Hohenheim [68] und Dresden [69, 70] keine Umsetzung eines elektrischen Fahrantriebes oder eines elektrischen Dreschwerkantriebes für Mähdrescher bekannt.

Allerdings wird insbesondere dem Mähdrescher aufgrund der in den letzten Jahren stattgefundenen Weiterentwicklung elektrischer Maschinen und elektronischer Bauelemente zur

Übertragung und Regelung großer Leistungen ein hohes Potential für einen funktionellen und ökonomischen Einsatz elektrischer Antriebssysteme zugesprochen [2, 5, 71, 72].

#### 2.4 Elektrische Antriebe für Ackerschlepper und Feldhäcksler

Neben den Überlegungen zu elektrischen Wandlern in Mähdrescherfahrantrieben gibt es Ansätze und Projekte zur Integration elektrischer Antriebe in Ackerschlepper und weitere selbstfahrenden Landmaschinen. So fertigte beispielsweise das sowjetische Ackerschlepperwerk in Tscheljabinsk bereits ab 1961 einen diesel-elektrisch angetriebenen Ketten-schlepper, den DET-250. Bei diesem wurde der Generator von einem Dieselmotor mit 220 kW angetrieben. Die Leistungsabgabe erfolgte über einen Gleichstrommotor [73].

Im Bereich der Baumaschinen und Kraftfahrzeuge haben die elektrischen Fahrantriebe schon vor einigen Jahren Serienreife erreicht [74, 19]. Bei den Ackerschleppern wurde in den neunziger Jahren des letzten Jahrhunderts im Rahmen von Forschungsprojekten mit der Erstellung von Prototypen mit elektrischen Antriebssystemen begonnen und mittlerweile befinden sich auch bei den Schlepperherstellern Prototypen mit elektrischem Fahrantrieb in der Entwicklung [75].

Die Firma Peter Josef Schmetz GmbH stellte im Jahr 1998 den „Eltrac“ vor [76], **Bild 8**, einen Ackerschlepper mit umrichter geregelter, elektrischer Leistungsübertragung. Der Eltrac basiert auf einem serienmäßigen Ackerschlepper mit einer Dieselmotorleistung von 120 kW. Das Schaltgetriebe wurde durch einen elektrischen Wandler ersetzt, die Hinterachse mit Endantrieben und Differentialgetriebe beibehalten. Der luftgekühlte Drehstromgenerator wird ebenso wie die Zapfwelle direkt vom Dieselmotor angetrieben. Der vom Generator erzeugte Drehstrom wird zunächst gleichgerichtet. Mittels eines Umrichters wird dieser Gleichstrom wieder in Drehstrom mit einstellbarer Frequenz gewandelt und dem wassergekühlten Elektromotor zugeführt. Dieser bildet gemeinsam mit dem Verteilergetriebe, dem Differentialgetriebe und den konventionellen Endantrieb den Fahrantrieb des Ackerschleppers [13]. Der Vorderachsenantrieb erfolgt über eine Kardanwelle durch das dem Elektromotor nachgeschaltete Verteilergetriebe. Die im Wandler bei Betätigung des Bremspedals auftretende Bremsleistung wird von Bremswiderständen aufgenommen, die ebenso wie der Gleichrichter und der Umrichter in einem luftgekühlten Gehäuse auf dem Kabinendach des Ackerschleppers aufgebaut sind [66].

Die Bedienung des Wandlers erfolgt über ein Benutzerterminal sowie einen Handfahrhebel und ein Fahrpedal [76], mit denen sich die Fahrgeschwindigkeit und die Zapfwellengeschwindigkeit unabhängig voneinander einstellen lassen. Besonders auffällig sind beim Betrieb des Eltrac einerseits die Tatsache, dass das Drehmoment des elektrischen Wandlers schon ab der Geschwindigkeit 0 zur Verfügung steht und andererseits der Umstand, dass beim Zurücknehmen des Fahrpedals keine Bremsleistung durch den Antrieb (Schleppen des Verbrennungsmotors) auftritt. Der Eltrac rollt wie in einem Freilauf [13].

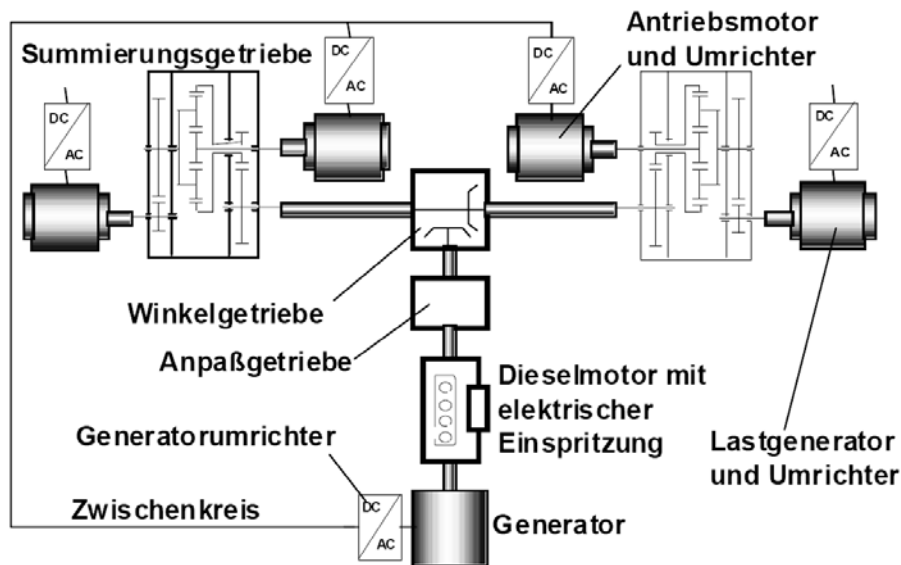


**Bild 8:** Ackerschlepper Eltrac E 135 [66]

Zum Eltrac wurden abgesehen von Schätzungen [13, 14] keine quantitativen Ergebnisse veröffentlicht. Die Fahr- und Arbeitstests haben prinzipiell gute Eindrücke hinterlassen [76]. Diese subjektiven Eindrücke wurden allerdings nicht durch vergleichende Messungen mit Ackerschleppern nachgewiesen, die mit konventionellen Fahrtrieben ausgerüstet sind.

Bereits 1996 begannen am Lehrstuhl Landmaschinen der Technischen Universität Dresden Untersuchungen zu diesel-elektrischen Antriebskonzepten für Ackerschlepper [15]. Diese Arbeiten wurden in den ersten Jahren von Barucki durchgeführt [77] und mündeten zunächst in den Aufbau eines Versuchsstandes auf Basis eines Ackerschlepperrumpfs mit einem diesel-elektrischen Fahrtrieb, welcher zur Entwicklung von Modellen zur Auslegung und Optimierung von Elektroantrieben für Ackerschlepper diente [78], **Bild 9**. Basie-

rend auf den im Versuchstand verwendeten Komponenten wurde ein virtuelles Fahrzeug modelliert. Hierzu wurden sowohl die elektrischen als auch die mechanischen Baugruppen nachgebildet [6]. Diese dienten dazu, die Dynamik der eingesetzten Komponenten zu ermitteln, um auf Basis dieser Erkenntnisse eine Ansteuerung des Antriebsstranges zu entwickeln. Die erzeugten Modelle für das stationäre und dynamische Verhalten wurden am Versuchsstand verifiziert.



**Bild 9:** Aufbau des Getriebeprüfstandes der TU Dresden [6]

Zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Dynamik von diesel-elektrischen Fahrtrieben von Ackerschleppern hat Barucki [79] zwei unterschiedliche Antriebsstrangstrukturen im o. g. Prüfstand aufgebaut. Dies waren zum einen ein Antrieb mit rein elektrischer Leistungsübertragung und zum anderen ein elektrisch-mechanisch leistungsverzweigter Antrieb mit eingangsseitiger Kopplung. Mit diesen wurden vergleichende Untersuchungen unter besonderer Berücksichtigung des Wirkungsgrades durchgeführt. Die Ergebnisse wurden zur Verifizierung eines stationären Gesamtmodells des Ackerschlepperantriebes herangezogen. Dadurch konnten die Wirkungsgradkennfelder der virtuellen Fahrzeuge ermittelt werden. Der Vergleich dieser mit der Zielfunktion für Vollast-Wirkungsgrade stufenloser Ackerschleppergetriebe nach Renius [80] erbrachte allerdings, dass die geforderten Vollastwirkungsgrade für stufenlose Ackerschleppergetriebe mit den eingesetzten industriellen Elektroantrieben nicht erreicht werden konnten. Hierbei waren insbesondere die Verluste der verwendeten Asynchronmotoren bei hohen Drehzahlen ver-

gleichsweise hoch. Die untersuchte Leistungsverzweigung zeigte im Rahmen der Versuche um bis zu 5 % höhere Wirkungsgrade als die rein elektrische Leistungsübertragung [79].

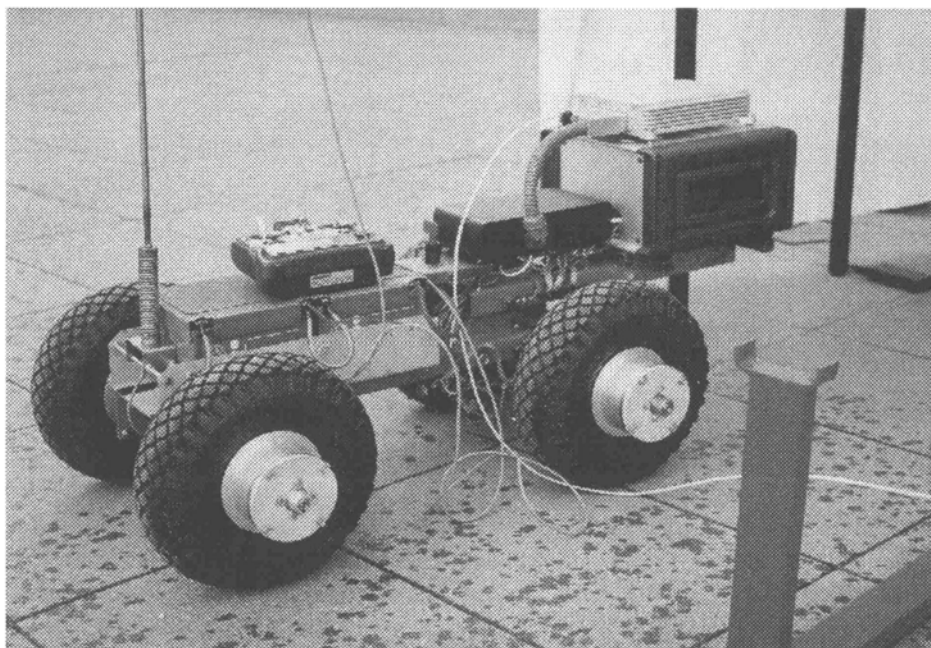
Optimierungspotentiale sah Barucki besonders durch den Einsatz permanenterregter Elektromotoren sowie die Anpassung der Dieselmotordrehzahl an den Leistungsbedarf im Antriebsstrang. Geringe Verbesserungen wurden durch Anpassung der Zwischenkreisspannung im Antriebsstrang sowie durch Anpassung der Aufteilung der Antriebsleistung bei Mehrmotorenantrieben erzielt [79].

Darüber hinaus entwickelte Barucki eine Steuerstrategie auf Basis der Drehmomentsteuerung, welche eine Vorausberechnung der benötigten Dieselmotorleistung und daraus folgend eine Optimierung der Dieselmotordrehzahl ermöglicht. Diese Steuerstrategie wurde sowohl in der Simulation als auch auf dem Prüfstand untersucht [79]. Darüber hinaus wurde in der Simulation die Erweiterung des elektrischen Antriebssystems durch einen elektrischen Speicher untersucht. Diese Erweiterung der elektrischen Antriebe zu Hybridantrieben verspricht Vorteile für den verbrauchsoptimierten Betrieb von Ackerschleppern [79].

Ebenfalls am Lehrstuhl Landmaschinen der Technischen Universität Dresden entwickelte Ahmed [81] ein modulares Simulationsprogramm zur Bewertung sowohl konventioneller als auch alternativer Konzepte zur Leistungsübertragung. Mit Hilfe eines Rollenprüfstandes sowie eines Messfahrzeuges wurde dieses Simulationsprogramm bezüglich der Bewertungsparameter Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen derart skaliert, dass die Abweichungen in einem Toleranzbereich kleiner 10 % liegen. Diese ließen sich im Wesentlichen auf die unscharfen Randbedingungen sowie die Toleranzen der eingesetzten Messeinrichtungen zurückführen.

Das Simulationsprogramm, welches über ein einfaches Bedienkonzept verfügt, bildet jeweils die Baugruppenanordnung der zu vergleichenden Fahrzeuge nach. Diese Baugruppenanordnung ist die Grundlage für den Vergleich. Durch Variantenbetrachtung ist es zudem möglich, unterschiedliche Kombinationen der Baugruppen einander gegenüberzustellen, so dass der optimale Antriebsstrang für den jeweiligen Anwendungsfall abgeleitet werden kann. Mit dem Simulationsprogramm nach Ahmed können sowohl die Fahrtriebe von Straßenfahrzeugen als auch diejenigen landwirtschaftlicher Fahrzeuge mit verschiedenen Transportaufgaben optimiert werden [81].

Darüber hinaus führte Wünsche [82] am Lehrstuhl Landmaschinen der Technischen Universität Dresden Untersuchungen zu elektrischen Einzelradantrieben für Ackerschlepper durch. Basis hierfür war eine rein elektrische Leistungsübertragung über einen Gleichspannungszwischenkreis. Zum Vergleich des Einzelradantriebes mit einem konventionellen Fahrtrieb eines Ackerschleppers entwickelte Wünsche ein dreidimensionales Simulationsmodell. Dieses ist in der Lage, die Fahrzeugbewegungen sowie die Widerstandsmomente in Echtzeit zu berechnen und kann darüber hinaus sowohl mit unterschiedlichen Antriebsstrangmodellen als auch zur Steuerung eines Antriebsprüfstandes mit einem realen Antriebsstrang gekoppelt werden. Zur Verifizierung der Simulationsergebnisse wurden mit einem Elektrofahrzeug im Maßstab 1:5, welches mit Einzelradantrieb ausgestattet ist, Fahrversuche durchgeführt, **Bild 10**. Hierbei konnte eine hohe qualitative Übereinstimmung festgestellt werden [82].



**Bild 10:** Versuchsfahrzeug im Maßstab 1:5 [82]

Durch schlupfabhängige Verteilung der Drehmomente zwischen den Achsen, welche bei Kurvenfahrt die volle Zugkraftübertragung aller Räder sicherstellt, erzielte Wünsche Verbesserungen des Fahrwerkswirkungsgrades von 3 bis 6 %. Da Bremsmomente an den Vorderrädern vermieden werden konnten, verringerte sich hierbei der Wenderadius um 6 bis 8 %.

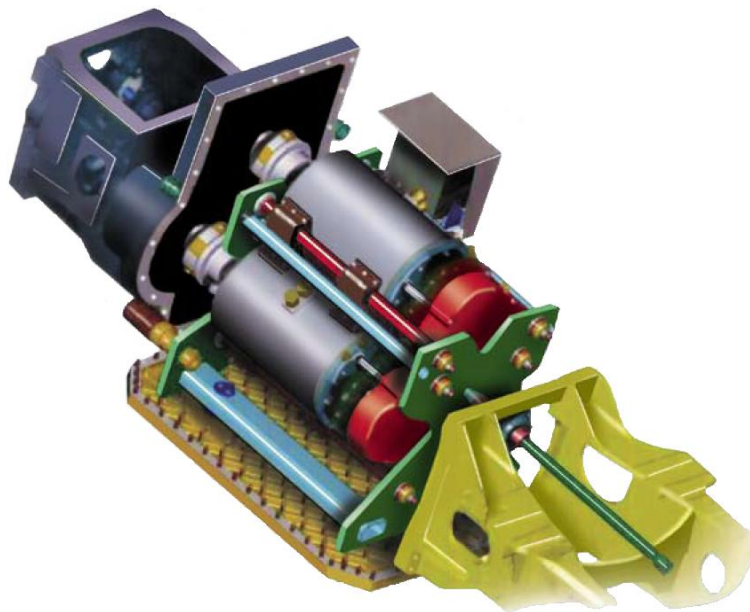
Bei unterschiedlichen Kraftschlussbeiwerten in den Spuren brachte eine Verschiebung der Drehmomente innerhalb einer Achse eine Erhöhung der Traktionssicherheit. Unterschiedliche Drehmomente sind allerdings nur bei Fahrten auf unbefestigtem Untergrund und bei niedrigen Geschwindigkeiten zulässig, da das entstehende Giermoment andernfalls zu einem Ausbrechen des Ackerschleppers führen könnte. Der gezielte Aufbau eines Giermomentes für eine automatische Geradeausfahrt erwies sich zudem nur bei geringer Zugleistung als sinnvoll. Bei höheren Zugleistungen sind die auftretenden Schlupfverluste größer als die Schräglaufverluste, welche durch Gegenlenken entstünden. Ohne Verspannungen im Antriebsstrang zu erzeugen, konnte Wünsche zudem eine Verringerung des Wenderadius um über 10 % erreichen, indem er das Drehmoment auf die kurvenäußeren Räder verlagerte. Eine zusätzliche Reduzierung des Wenderadius bis zu 20 % ist durch Drehzahlunterschiede möglich, wofür eine zusätzliche Drehzahlregelung der reinen Drehmomentregelung überlagert werden müsste. Nach Wünsche ist das Drehen auf der Stelle mit einem Ackerschlepper mit elektrischem Einzelradantrieb grundsätzlich möglich, führte bei Stollenreifen und inhomogenem Untergrund allerdings zu ungewohnten Wank- und Nickbewegungen des Schleppers. Des Weiteren wurde nachgewiesen, dass eine Drehmomentregelung der Radantriebe im Vergleich zu einer Drehzahlregelung stets zu einem komfortableren Fahrverhalten führt. Dies wurde insbesondere bei Kurvenfahrt deutlich [82].

Auf Basis der Arbeiten von Barucki [79] und Wünsche [82] hat man an der Technischen Universität Dresden in 2009 mit der Entwicklung eines elektrischen Einzelradantriebes für Ackerschlepper begonnen [83]. Über den Stand dieser Arbeiten wird in [84] berichtet, und Herlitzius beschreibt in [85] zukünftige Einsatzmöglichkeiten elektrischer Antriebe, die auch elektrische Antriebe für selbstfahrende Erntemaschinen umfassen.

Im Jahre 2000 wurde das MELA-Projekt (Mobile und Elektrische Leistungs- und Antriebs-technik) an der Fachhochschule Regensburg unter Leitung von Saller [7, 86] initiiert [87, 88]. Es verfolgt nicht nur das Ziel, einen separaten, elektrischen Fahrantrieb zu entwickeln, sondern ein vollständiges elektrisches Bordnetz für weitere Verbraucher aufzubauen [89]. Als Basis hierfür nutzt MELA ein Gleichspannungsbordnetz mit 540 V. Darüber hinaus umfasst das Projekt ein ganzheitliches Schutzkonzept sowie ein Kühlkonzept, in welches sämtliche Komponenten des MELA-Systems eingebunden sind.



Den Kern des MELA-Antriebes bildet das so genannte, mobile Kraftwerk, **Bild 11**. Hierbei handelt es sich um einen Generator, zwei Antriebsmotore und ein leistungsverzweigtes Getriebe. Der Generator wird vom Verbrennungsmotor des Ackerschleppers angetrieben und stellt über einen Umrichter die Gleichspannung bereit. Über zwei weitere Umrichter werden die Antriebsmotoren betrieben, deren Leistung im leistungsverzweigten Getriebe mit dem mechanischen Anteil summiert wird [89]. Durch die Nutzung eines leistungsverzweigten Getriebes ist es möglich, die Eckleistung der eingesetzten elektrischen Maschinen deutlich zu reduzieren. Diese können somit deutlich kleiner ausgeführt werden als bei einer rein elektrischen Leistungübertragung [86]. Darüber hinaus kann elektrische Leistung aus dem Gleichspannungsbordnetz über eine Sicherheitssteckdose entnommen und externen Verbrauchern zur Verfügung gestellt werden [89]. Die Kommunikation innerhalb des mobilen Kraftwerks sowie zu den externen Verbrauchern erfolgt über CAN-Bus [86], so dass eine Abstimmung bezüglich des Leistungsbedarfes zwischen den einzelnen Leistungsreglern der elektrischen Maschinen erfolgen kann.



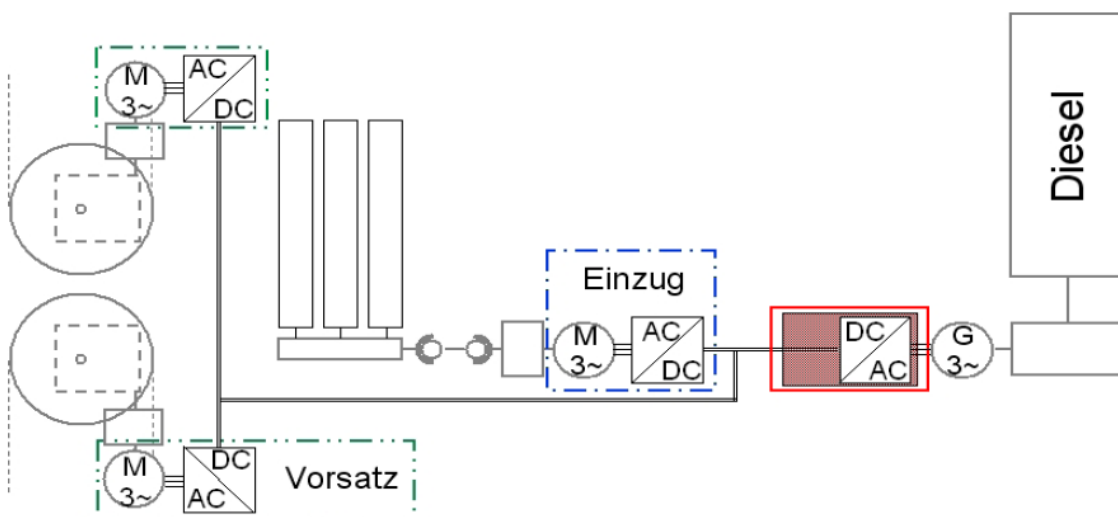
**Bild 11:** Ansicht des MELA-Kraftwerks [89]

Das Schutzkonzept des MELA-Systems basiert auf einem Isolationsnetzwerk. Die Gehäuse aller am offenen Gleichspannungsbordnetz angeschlossenen Komponenten sind miteinander verbunden. Hierdurch ergibt sich ein in sich geschlossenes, schutzisoliertes System. Die Elemente für den Datenaustausch wie z. B. der CAN-Bus sind von diesem galvanisch getrennt. Um die Isolation zu überwachen, wird hochohmig ein Bezugspotential zur Umge-

bung hergestellt. Diese Isolationsüberwachung prüft das Gleichspannungsnetz auf Isolationschäden [90] und ist so ausgelegt, dass auch symmetrische Isolationsfehler erkannt werden [86].

Die Kühlung erfolgt bei MELA durch eine Flüssigkeitskühlung aller Antriebskomponenten. Als Kühlmedium wird Kälteschalterisolieröl eingesetzt. Das Isolieröl hat sowohl günstige Eigenschaften als Wärmeträgermedium als auch gute Isolationseigenschaften. So werden beispielsweise in den Statoren der elektrischen Maschinen die Kupferwicklungen direkt vom Kühlmedium umströmt [90].

Am Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik des Wissenschaftszentrums Weihenstephan der Technischen Universität München rüstete Gallmeier ab 2005 einen selbstfahrenden Feldhäcksler mit einem elektrischen Wandler für das Vorsatzgerät und das im Verarbeitungsverlauf folgende Einzugspaket aus [91]. Gallmeier ermittelte zunächst im Feldversuch die Betriebspunkte und Lastprofile eines reihenunabhängigen Maisschneidvorsatzes mit 7,5 m Arbeitsbreite. Hierzu wurde der hydrostatische Wandler genutzt, welcher den Maisschneidvorsatz und den Einzug bei Feldhäckslern aus der Serienfertigung antreibt. In einem zweiten Schritt wurde dieser hydrostatische Wandler durch einen elektrischen Wandler ersetzt [91], **Bild 12**.



**Bild 12:** Übersicht über das elektrische Antriebssystem eines Feldhäckslers [92]

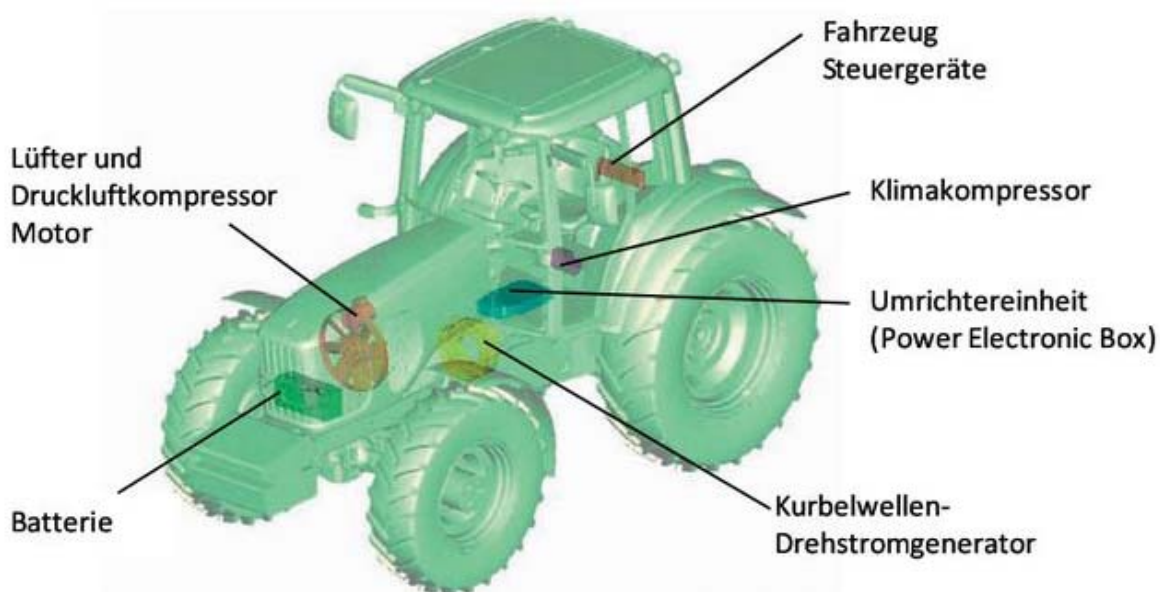
Die Erzeugung der elektrischen Leistung erfolgt durch einen unregelmäßig, wassergekühlten, permanenterregten Synchrongenerator. Dieser speist den Gleichspannungszwischenkreis über eine Diodengleichrichterbrücke. Da die Ausgangsspannung des Generators proportional zu dessen Drehzahl und zusätzlich abhängig von der Belastung ist, hatte dies Schwankungen der Zwischenkreisspannung von 400 bis 780 V zur Folge [92]. Um Transienten auf dem Zwischenkreis zu dämpfen, kommen zusätzlich Zwischenkreiskondensatoren zum Einsatz. Die Leistungsabgabe erfolgt über wassergekühlte Reluktanzmotoren, die über Umrichter geregelt werden [93].

Gallmeier führt sowohl Feldversuche als auch Versuche mit einer regelbaren Lastmaschine durch. Der Schwerpunkt hierbei liegt auf einem Vergleich der Wirkungsgrade beider Wandler bei Vollast. Für diesen Betriebspunkt wird ein Wirkungsgrad von 70 % für den hydrostatischen Wandler und ein Wirkungsgrad von ungefähr 87 % für den elektrischen Wandler ermittelt. Für einen nicht näher definierten Teillastbereich werden ein Wirkungsgrad des hydrostatischen Wandlers von 42 % und ein Wirkungsgrad des elektrischen Wandlers von 71 % angegeben. Auffällig ist insbesondere, dass die Wirkungsgrade der hydrostatischen und elektrischen Antriebsmotoren ähnlich sind, während die Wirkungsgrade für die Pumpe bzw. den Generator stark abweichen [94]. Ein Vergleich der Kosten und Bauvolumina zeigt deutliche Vorteile zu Gunsten des hydrostatischen Wandlers [93 - 95].

Im Rahmen der agrartechnischen Fachmesse „Agritechnica 2007“ in Hannover präsentierte die Firma John Deere (Deere & Company) das E Premium-Konzept für die 7030er Serie. Dieses Konzept zielt nicht darauf ab, den Fahrtrieb ganz oder teilweise zu elektrifizieren. Mit den E Premium-Schleppern können vielmehr die Nebenaggregate des Dieselmotors sowie Anbaugeräte elektrisch betrieben werden. Die Basis hierfür bildet ein direkt von der Kurbelwelle angetriebener 20 kW-Drehstromgenerator [96, 97], welcher in Abhängigkeit von der benötigten Leistung eine Umrichtereinheit speist. Diese besteht aus vier separaten Umrichtern, erzeugt einerseits das standardmäßige 14 V-Gleichspannungsbordnetz und stellt andererseits einen Gleichspannungszwischenkreis zur Verfügung aus dem ein weiterer, außerhalb der Umrichtereinheit positionierter, Frequenzumrichter ein Drehstrombordnetz zur Versorgung externer Geräte speist [97]. Darüber hinaus liefert die Umrichtereinheit die elektrische Leistung für den regelbaren Klimakompressor, die regelbare Kühlmittelpumpe und den regel- und reversierbaren Antrieb eines Elektromotors mit einer Leis-

tungsaufnahme von bis zu 11 kW, der über einen Flachriemen den Kühlerlüfter sowie den elektrisch zuschaltbaren Druckluftkompressor antreibt [96 - 99], **Bild 13**.

Der Vorteil dieses elektrischen Antriebs der Nebenaggregate des Dieselmotors ist deren Unabhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl [96]. Hierdurch kann bereits bei geringer Drehzahl des Dieselmotors eine hohe Kühlleistung bereitgestellt werden. Dies ermöglicht eine Erhöhung der Dieselmotorleistung insbesondere im unteren Drehzahlbereich [96 - 99]. Darüber hinaus kann die Drehrichtung des Kühlerlüfters von der Kabine aus umgesteuert werden, um angesaugten Staub und Schmutz auszublasen [96 - 98].



**Bild 13:** Einbaupositionen der elektrischen Komponenten im John Deere E Premium-Schlepper [99]

Für die Zukunft sieht John Deere auch die Möglichkeit, weitere externe Geräte über Umrichter geregelt durch den Schlepper zu versorgen. Hahn [100] schlägt hierfür eine 150 kW-Drehstromschnittstelle vor.

Parallel zu den E Premium-Schleppern der Firma John Deere präsentierte die Firma Rauch Landmaschinenfabrik GmbH den Zweischeibenstreuer AXIS 30.1 EDR. Dieser Düngestreuer ist das erste Anbaugerät für Ackerschlepper, welches neben dem standardmäßigen 14 V-Gleichspannungsnetz auch mit 400 V-Drehstrom betrieben wird. Während die Rührwerke und die Dosierung über das Bedien- und Steuerterminal des Schleppers an das 14 V-

Bordnetz angeschlossen sind, erfolgt der Antrieb der beiden Streuscheiben durch 400 V-Elektromotore, welche über einen Frequenzumrichter geregelt werden [97].

Eine aktuelle Entwicklung im Bereich der Ackerschlepper mit diesel-elektrischem Fahrantrieb stellt der Belarus 3023 dar. Der Schlepper, der im Rahmen der „Agritechnica 2009“ präsentiert wurde, ist mit ca. 220 kW Dieselmotorleistung ausgestattet und wird optional mit einer elektrisch angetriebenen 60 kW-Frontzapfwelle ausgerüstet [101 - 104]. Darüber hinaus kann er bis ca. 170 kW elektrischer Leistung an externe Verbraucher abgeben [101, 102]. Bislang ist diese Funktion ebenso wie beim John Deere E Premium allerdings nur im Stand zugelassen [101].



**Bild 14:** Ackerschlepper Belarus 3023 mit diesel-elektrischem Antrieb [102]



### 3.1.1 Wirkungsgradoptimierung beim Keilriemen-Verstellgetriebe

Der Wirkungsgrad eines Keilriemen-Verstellgetriebes ergibt sich durch den auftretenden Gleit- und Dehnschlupf des Keilriemens, das Ablaufverhalten des Keilriemens von der Scheibe, die Verformung des Keilriemens sowie die Lagerreibung der beiden Keilriemenscheiben. Bei gegebenen Übersetzungen und Leistungen lassen sich folgende Maßnahmen zur Wirkungsgraderhöhung treffen:

- Die gegebenenfalls durch Gleitschlupf auftretenden Verluste lassen sich zum einen durch Erhöhung der Vorspannung des Keilriemens und somit der Wellenbelastung  $F_W$  und zum anderen durch Vergrößerung der Umschlingungswinkel  $\beta$  sowie des Scheibendurchmessers  $d$  reduzieren. Darüber hinaus ist eine Optimierung durch Änderung des Riemenmaterials an der Oberfläche bzw. der Materialpaarung Riemen-Riemenscheibe und einer damit verbundenen Erhöhung des Reibbeiwertes  $\mu$  möglich. Bei Keilriemen-Verstellgetrieben in Mähdreschern wird die Vorspannung allerdings häufig automatisch an das übertragene Moment angepasst.
- Die durch Dehnschlupf auftretenden Verluste lassen sich lediglich durch Änderung der elastischen Eigenschaften des Riemens oder der Riemenlänge vermindern.
- Das Ablaufverhalten des Keilriemens lässt sich durch Vergrößerung des Keilwinkels  $\alpha$  von Riemen und Riemenscheibe verbessern. Zusätzlich ist eine Optimierung durch Reduzierung des Reibbeiwertes  $\mu$  möglich.
- Die Lagerreibung der Riemenscheiben ist wesentlich von der Auswahl des Lagers bzw. der konstruktiven Ausgestaltung der Lagerstelle abhängig. Zudem führt eine Reduzierung der Wellenbelastung  $F_W$  zu einer Verminderung der Lagerreibung.
- Die durch Verformung (Biegung und Streckung) des Riemens auftretenden Verluste lassen sich durch Änderung der mechanischen Riemeneigenschaften (Aufbau, Material, Querschnitt  $A$ ) und Vergrößerung der Scheibendurchmesser  $d$  optimieren.

### 3.1.2 Mechanische Betriebsbereitschaftsleistung

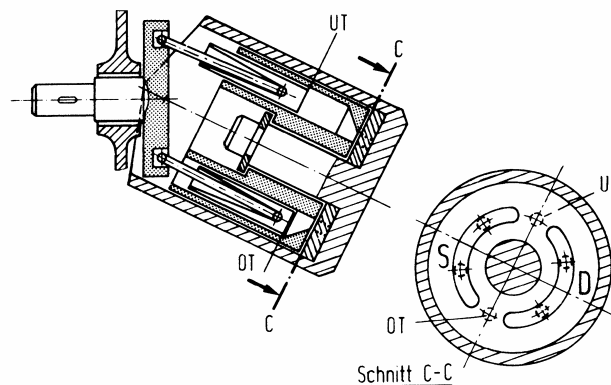
Die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  (engl.: „standby power“) ist diejenige Leistung, die in einem Antriebssystem notwendig ist, um aktiv die Fahrgeschwindigkeit  $v_F = 0$  einzustellen.

Bei einem mechanischen Antrieb mit Keilriemen-Verstellgetriebe ist aber eben diese Einstellung der Geschwindigkeit 0 durch das Antriebssystem selbst nicht möglich, solange

dieses aktiviert, d. h. kraftschlüssig und angetrieben, ist. Die Geschwindigkeit 0 lässt sich lediglich durch eine Deaktivierung des Antriebssystems wie z. B. durch das Ausrücken der Fahrkupplung oder das Abstellen des Verbrennungsmotors bzw. durch den Einsatz eines Hilfselementes wie beispielsweise der Betriebs- oder Feststellbremse erzeugen. Aus diesem Grunde lässt sich eine Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  für den mechanischen Mähdrescherfahrantrieb nicht ermitteln.

### 3.2 Grundlagen des hydrostatischen Wandlers mit geschlossenem Kreislauf

Das Drehmoment des hydrostatischen Motors ist von der Höhe der äußeren Belastung an der Abtriebswelle abhängig. Der dadurch hervorgerufene Systemdruck wird durch die Geometrie des Hydraulikmotors und die Reibungsverluste bestimmt. In der Regel wird der maximale Systemdruck durch Druckbegrenzungsventile definiert, welche den hydrostatischen Antrieb vor Überlastung schützen, Bild 5. Beim Axialkolbenmotor wirkt der Druck  $p$  auf die Kolben, die sich in Rotationsrichtung zwischen dem oberen (OT) und dem unteren Totpunkt (UT) befinden, während die anderen Kolben das Öl in die Niederdruckleitung abgeben, **Bild 16**.



**Bild 16:** Axialkolbenmaschine in Schrägachsenbauart [106]

An den mit Druck beaufschlagten Kolben wird eine Kolbenkraft  $F_K$  hervorgerufen, **Gl. (1)**.

$$F_K = r_K^2 \cdot \pi \cdot \Delta p \quad (1)$$





passung der Axialkolbenmaschinen für eine bestimmte Anwendung lässt sich aufgrund der geringen Stückzahlen im Mähdrescherbau meist nicht wirtschaftlich darstellen. Da nur bestimmte Baugrößen in Frage kommen, sind die Faktoren Kolbenzahl, Wirkradius, Kolbenfläche sowie maximaler Schwenkwinkel bereits festgelegt und bestimmen mit der maximalen Druckdifferenz und der Drehzahl die Leistung des Motors. Das maximale Anfahrmoment ist bei maximalem Systemdruck und maximalem Schwenkwinkel des Motors gegeben.

Der grundlegende Unterschied des hydrostatischen Antriebes zum mechanischen Verstellgetriebe besteht darin, dass im hydrostatischen Wandler nicht nur eine Übersetzung von Drehmoment und Drehzahl, sondern zusätzlich eine Umwandlung der mechanischen Leistung  $P_m$  in hydraulische Leistung  $P_h$  und wieder zurück stattfindet. Für die Umwandlung der Leistung an der Hauptpumpe des hydrostatischen Wandlers gilt daher unter Berücksichtigung des Pumpenwirkungsgrades  $\eta_P$  die **Gl. (3)**.

$$P_{m\text{ ein}} \cdot \eta_P = M_{\text{ein}} \cdot \omega_{\text{ein}} \cdot \eta_P = Q_P \cdot \Delta p_P = P_h \quad (3)$$

Zur Ermittlung des Gesamtleistungsverlustes des hydrostatischen Wandlers sind darüber hinaus allerdings auch die Wirkungsgrade des Leitungssystems  $\eta_{Lt}$  und des Hydraulikmotors  $\eta_{Mot}$  zu berücksichtigen, **Gl. (4)**.

$$\eta_{ges} = \eta_P \cdot \eta_{Lt} \cdot \eta_{Mot} \quad (4)$$

Der Motorwirkungsgrad  $\eta_{Mot}$  setzt sich ebenso wie der Pumpenwirkungsgrad  $\eta_P$  grundsätzlich aus dem volumetrischen  $\eta_{vol}$  und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  zusammen, **Gl. (5)**.

$$\eta_{Mot} = \eta_{Mot\text{ vol}} \cdot \eta_{Mot\text{ hm}} \quad (5)$$

Zur Berechnung des volumetrischen Wirkungsgrades  $\eta_{vol}$  wird der theoretisch berechnete Volumenstrom  $Q_{th}$  des Hydraulikmotors in Relation zu dessen tatsächlichem Volumenstrom  $Q_{eff}$  gesetzt, **Gl. (6)**.

$$\eta_{Mot\ vol} = \frac{Q_{Mot\ th}}{Q_{Mot\ eff}} \quad (6)$$

Der tatsächliche Volumenstrom des Hydraulikmotors ergibt sich im Wesentlichen durch die Addition des theoretischen Volumenstromes mit den internen Leckölverlusten der hydrostatischen Maschine. Diese sind zur Ausbildung eines Gleitölfilms an den Lagerstellen der bewegten Teile einer hydrostatischen Maschine notwendig. Dazu kommen die externen Leckölverluste und Volumenverluste durch Kompression des Öles, so dass der tatsächliche Volumenstrom beim Motor größer ist als der theoretisch berechnete. Bei den Pumpen hingegen ist der theoretische Volumenstrom aufgrund von Lecköl und Kompressibilität größer als der tatsächliche.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$  ergibt sich aus den Strömungsverlusten innerhalb der hydrostatischen Maschine und den Verlusten, welche sich durch Reibung der Maschinenteile ergeben. Zur Berechnung wird das theoretisch übertragbare Moment  $M_{th}$  abzüglich des Verlustmomentes  $M_V$  in Relation zum theoretischen Moment  $M_{th}$  gesetzt, **Gl. (7)**.

$$\eta_{Mot\ hm} = \frac{M_{Mot\ th} - M_{Mot\ V}}{M_{Mot\ th}} \quad (7)$$

Für Hauptpumpe und Speisepumpe ist das tatsächliche Antriebsmoment größer als das theoretische Antriebsmoment und somit muss das Verlustmoment zusätzlich zum theoretischen Antriebsmoment aufgebracht werden [107].

Der Wirkungsgrad des Leitungssystems  $\eta_{Lt}$  ergibt sich aus der theoretisch übertragbaren Leistung  $P_{th}$  abzüglich der Verlustleistung  $P_V$  im Verhältnis zur theoretisch übertragbaren Leistung  $P_{th}$ , **Gl. (8)**.

$$\eta_{Lt} = \frac{P_{Lt\ th} - P_{Lt\ V}}{P_{Lt\ th}} \quad (8)$$

Die Verlustleistung  $P_{Lt\ V}$  berechnet sich nach **Gl. (9)** aus dem effektiv übertragenen Volumenstrom  $Q_{eff}$  und der Summe der Leitungsdruckverluste  $\Delta p_{V\ ges}$ , wobei  $Q_{eff}$  für das Leitungssystem der um die externen Leckölverluste verminderte theoretische Volumenstrom ist.

$$P_{Lt\ V} = Q_{eff} \cdot \Delta p_{V\ ges} \quad (9)$$

Zur Ermittlung von  $\Delta p_{V\ ges}$  sind sämtliche Einzeldruckverluste der Leitungen, Krümmer, Leitungselemente, Ventile und Drosseln heranzuziehen. Die Berechnung der Einzeldruckverluste beschreibt Bohl [108]. Diese werden in Abhängigkeit der Leitungsdurchmesser  $d$ , der Leitungslängen  $l$ , der Strömungsgeschwindigkeiten  $v$ , der Dichte des Öls  $\rho$ , der Fläche der Drosselöffnungen  $A_D$ , der Durchflusszahlen  $\alpha$ , der Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  und des Rohrwiderstandsbeiwertes  $\lambda_R$  als Funktion der Reynoldszahl ermittelt, **Gl. (10)**.

$$\Delta p_{V\ ges} = \sum \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \sum \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot \alpha^2 \cdot A_D^2} \quad (10)$$

Die Temperatur- und Viskositätsänderung über der Rohrlänge und dem Rohrquerschnitt sind hierbei nicht berücksichtigt. Ihr Einfluss wird von Kahrs [109] beschrieben.

### 3.2.1 Wirkungsgradoptimierung beim hydrostatischen Wandler

Da sich die anwenderseitigen Möglichkeiten zur Anpassung der hydrostatischen Maschinen, wie in Kap. 3.2 beschrieben, auf deren Auswahl beschränken, ist lediglich eine Optimierung bzgl. Schwenkwinkel und Systemdruck möglich. Dies geschieht im Wesentlichen durch die Auswahl und Regelung der Motor-Pumpenkombination sowie die Auswahl und Einstellung der Druckbegrenzungsventile:

- Die Auswahl möglichst kleiner hydrostatischer Maschinen bewirkt ein kleines Verlustmoment  $M_V$  und somit eine Erhöhung von  $\eta_{hm}$ , bedingt jedoch eine Verringerung der maximal übertragbaren Leistung.
- Eine Reduzierung des Systemdruckes führt zu einer Reduzierung der Leckölvolumenströme und zu einer verringerten Ölkompensation. Dies bewirkt eine Erhöhung von  $\eta_{vol}$ , bedingt jedoch eine Verringerung der maximal übertragbaren Leistung.

[110] gibt einen Überblick der Regeln zur Konstruktion verlustarmer, hydrostatischer Wandler. Zusätzlich ergeben sich auf Basis der beschriebenen Grundlagen verschiedene Möglichkeiten zur Verringerung der Leitungsverluste:

- Die Gesamtleitungslänge  $l_{ges}$  des Leitungssystems ist durch den Übertragungsabstand  $l_a$  weitgehend vorgegeben. Durch kurze Leitungsführung mit großen Leitungsdurchmessern und geringem Einsatz von Leitungselementen ist es möglich, den Druckverlust zu senken.
- Bei der Auslegung der Leitungselemente sind möglichst geringe  $\zeta$ -Werte anzustreben.
- Bei Ventilen kann der Druckverlust durch Einsatz großer Querschnitte gering gehalten werden.
- Die Verringerung der Viskosität des Öles führt zu einer Verringerung des Rohrwiiderstandsbeiwertes  $\lambda_R$  und somit zu einer Reduktion von  $\Delta p_V$ . Zudem lässt sich  $\lambda_R$  durch die Auswahl hydraulisch möglichst glatter Leitungen verringern.
- Mit sinkender Öldichte  $\rho$  sinkt auch der Druckverlust. Somit haben sowohl die Betriebstemperatur als auch die gewählte Art der Druckflüssigkeit (Dichte, Viskosität) Einfluss auf den Wirkungsgrad des Leitungssystems.

### 3.2.2 Hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung

Bei laufendem Verbrennungsmotor werden zur Herstellung der Betriebsbereitschaft sowohl die Hauptpumpe als auch die Speisepumpe angetrieben. Die Hauptpumpe ist dabei in Neutralstellung geschwenkt, so dass sie keinen Förderstrom hat:  $Q = 0$ . Durch die Speisepumpe, häufig eine Konstantpumpe, wird der am Druckbegrenzungsventil für den Speisestrom eingestellte Druck aufgebaut, Bild 5. Der von der Speisepumpe geförderte Konstantstrom wird abgesehen von den Leckölströmen über das Druckbegrenzungsventil in den

Tank abgegeben. Der erzeugte Druck liegt im gesamten System, d. h. an beiden Seiten sowohl des Hydraulikmotors als auch der Hauptpumpe, an. Der Hydraulikmotor dreht sich nicht. Eine Bewegung des Mähreschers ist lediglich durch die im Motor auftretenden Leckölströme möglich.

Die hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  entspricht somit grundsätzlich der Förderleistung der Speisepumpe. Darüber hinaus müssen sowohl der Wirkungsgrad der Speisepumpe als auch die Reib- und Planschverluste  $P_{pV}$  der Hauptpumpe berücksichtigt werden. Da es zu keiner hydraulischen Leistungsabgabe durch die Hauptpumpe kommt, lassen sich die Anteile  $P_{pV}$  nicht über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad der Hauptpumpe berechnen, welcher diese sonst einschließt. Geht man davon aus, dass der Druck im Hydrauliktank dem Umgebungsdruck entspricht, so lässt sich  $P_{BBh}$  nach **Gl. (11)** abbilden.

$$P_{BBh} = \frac{Q_{Sp\ th} \cdot p_{ND}}{\eta_{Sp\ hm} \cdot \eta_{Sp\ vol}} + P_{pV} \quad (11)$$

Die hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  ist abhängig von der Eingangsdrehzahl und dem niederdruckseitig eingestellten Druckniveau.

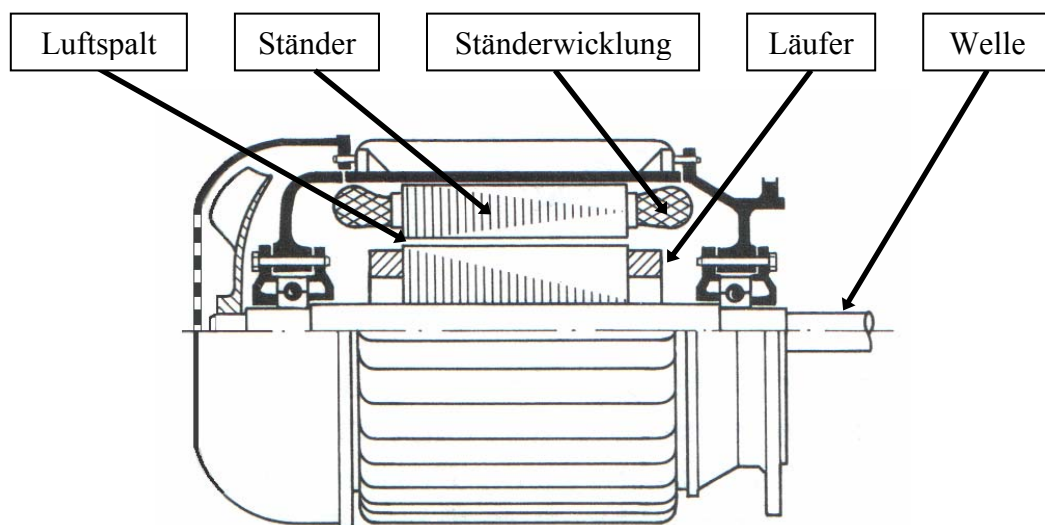
Soll  $P_{BBh}$  reduziert werden, so bestehen neben den Möglichkeiten zur Optimierung der üblicherweise eingesetzten Konstantpumpe die Optionen, eine Konstantdruck-Schaltung oder Load-Sensing-Schaltung zu verwenden [106]. Hierbei wird beim Erreichen des eingestellten Niederdruckniveaus der Förderstrom der Speisepumpe auf Null geregelt. Die hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  verringert sich dadurch erheblich.

### 3.3 Grundlagen elektrischer Wandler

Elektromotoren bestehen grundsätzlich aus einem Ständer und einem Läufer, wobei der Läufer sich im Ständer dreht und die erzeugte mechanische Leistung an eine Welle abgibt, **Bild 18**. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich Drehstrom-Elektromotoren betrachtet, da diese im Gegensatz zu den Gleichstrommotoren deutliche Vorteile bezüglich des Leitungsgewichtes haben. Die Drehstrommotoren werden in Asynchronmotoren, bei

denen der Läufer schlupfend dem Drehfeld des Ständers nacheilt, und Synchronmotoren, bei denen der Läufer synchron zur Drehzahl des Ständerfeldes dreht, unterschieden. Bei letzteren sind besonders die Motoren mit permanentmagnetischem Läufer aufgrund ihrer hohen Drehmoment- und Leistungsdichte interessant [17].

Bild 18 zeigt den Aufbau eines Drehstrom-Asynchronmotors (ASM). Über den Umfang des Ständers sind Wicklungen verteilt, die an die drei Phasen des Drehstroms angeschlossen sind. In den Wicklungen werden nacheinander in Drehrichtung des Motors Kräfte erzeugt, welche den Läufer aufgrund seines Magnetfeldes mit sich ziehen [52]. Um eine Kraftwirkung zwischen Ständer und Läufer zu erzeugen, ist eine Spannung an den Ständer anzulegen. Diese induziert im Läufer ebenfalls eine Spannung. Die Kraftwirkung entsteht, indem die im Läufer erzeugte Spannung Ströme hervorruft, welche mit dem Luftspaltfeld des Ständers wechselwirken [65].



**Bild 18:** Aufbau eines Drehstrom-Asynchronmotors [nach 52]

Bei einer Permanentmagnet-Synchronmaschine (PSM) wird das Läuferfeld nicht induktiv erzeugt, sondern ist durch die Permanentmagneten gegeben.

Das Drehmoment  $M$ , welches abtriebsseitig durch einen elektrischen Wandler erzeugt werden kann, ist abhängig von der Auslegung des elektrischen Motors, wobei grundsätzlich ein Teil des inneren Drehmomentes  $M_i$  der elektrischen Maschine als Verlustmo-

ment  $M_V$  zur Deckung des Reibungswiderstandes der Maschine selbst benötigt wird [111], **Gl. (12)**.

$$M = M_i - M_V \quad (12)$$

Ausgehend davon, dass ein Drehstrommotor als Fahrmotor eingesetzt wird, ergibt sich das innere Moment aus dem Phasenwinkel  $\beta$  zwischen magnetischem Drehfluss und Ständerstrom, dem Ständerstrom  $I_s$ , der induzierten Spannung  $U_q$ , der Drehzahl des Ständerfeldes  $n_s$  und der Phasenanzahl  $m$  des Elektromotors nach **Gl. (13)** [nach 112].

$$M_i = \frac{30m}{\pi n_s} \cdot U_q \cdot I_s \cdot \sin \beta \quad (13)$$

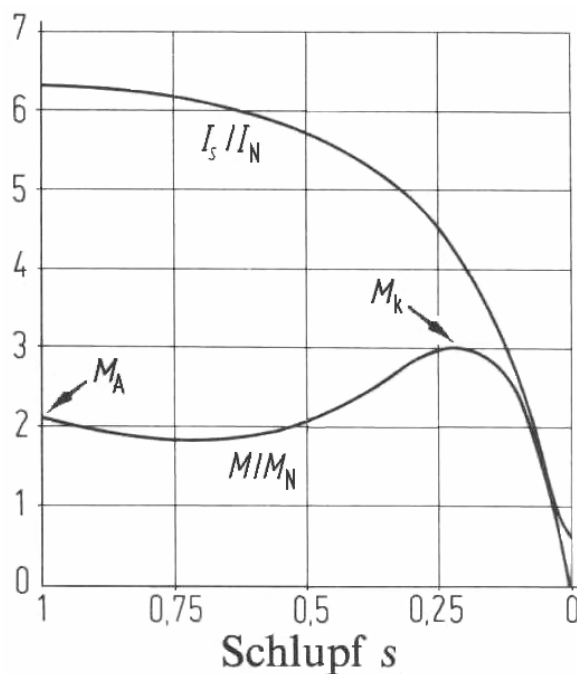
Die induzierte Spannung  $U_q$  unterscheidet sich beim Drehstrommotor zwar durch die stromabhängigen Spannungsabfälle der Ständerwicklung, welche durch den Wirkwiderstand und den Streublindwiderstand des Ständers hervorgerufen werden, von der Klemmenspannung  $U_s$ , ist aber direkt von dieser abhängig. Somit erweisen sich nach Gl. 13 neben einer Vielzahl geometrischer Eigenschaften, die für die induzierte Spannung  $U_q$  und die Reibungsverluste bestimmend sind, besonders die angelegte Klemmenspannung  $U_s$ , der Ständerstrom  $I_s$ , der Phasenwinkel zwischen Drehfluss und Ständerstrom sowie die Phasenanzahl als ursächlich für das Drehmoment des Motors [112].

Ebenso wie beim hydrostatischen Wandler ist es dem Anwender lediglich möglich, eine gegebene Kombination dieser Faktoren auszuwählen, indem er denjenigen elektrischen Fahrmotor aus den Produktprogrammen der Hersteller auswählt, welcher dem vorgesehenen Einsatz am ehesten entspricht. Die geometrischen Eigenschaften und deren Wechselwirkungen werden somit bereits durch die Motorauswahl definiert. Eine Auslegung, Konstruktion und Fertigung elektrischer Maschinen ausschließlich für den Einsatz z. B. im Mährescherfahrantrieb ist ebenso wie bei hydrostatischen Maschinen grundsätzlich möglich, wirtschaftlich aber meist nicht sinnvoll.



Das Maximalmoment  $M_{max}$  eines Drehstrommotors wird als Kippmoment  $M_k$  bezeichnet; der zugehörige Betriebspunkt wird Kippunkt genannt. Bei Überschreiten des Kippmomentes bleibt der Motor stehen [52], **Bild 19**.

Nach DIN EN 60034-1 [113] muss die Überlastbarkeit für Motoren 15 Sekunden lang mindestens den Faktor 1,6 betragen. Das Kippmoment  $M_k$  des Fahrmotors muss daher mindestens um den gleichen Faktor höher als das Nennmoment  $M_N$  liegen. [114] gibt darüber hinaus an, dass das Kippmoment bei einem Asynchronmotor mit zwei Polpaaren und 55 kW Nennleistung um mehr als den Faktor 2 größer als das Nennmoment ist. Dies deckt sich mit den Aussagen in [112] und [52], Bild 19.



**Bild 19:** Verlauf von Drehmoment und Ständerstrom eines Drehstrom-Asynchronmotors über den Schlupf  $s$  [nach 112]

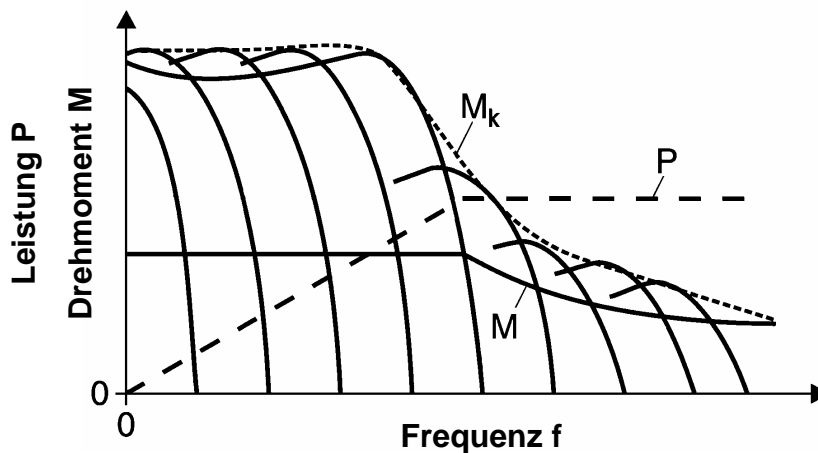
Aus Bild 19 wird deutlich, dass im Leerlauf des Motors bei  $s = 0$  ausschließlich der Leerlaufstrom  $I_{s0}$  fließt, der deutlich geringer ist als der Nennstrom  $I_N$ , welcher in Bild 19 dem Stromwert bei Faktor 1 entspricht. Der Leerlaufstrom  $I_{s0}$  einer Asynchronmaschine ergibt sich nach **Gl. (14)** aus der geometrischen Addition von Magnetisierungsstrom  $I_m$  und dem zur Deckung der Eisenverluste nötigen Verluststrom  $I_{Fe}$  [111].

$$\underline{I}_{s0} = \underline{I}_m + \underline{I}_{Fe} \quad (14)$$

Wird der Motor belastet, so steigt der Ständerstrom  $I_s$  bei zunehmendem Schlupf  $s$  kontinuierlich an, bis er bei Stillstand des Motors,  $s = 1$ , den 5 bis 8-fachen Wert des Nennstromes erreicht [114]. Das im Stillstand verfügbare Drehmoment ist das Anzugsmoment  $M_A$ , Bild 19.

Durch den Einsatz von Frequenzumrichtern ist es möglich, Frequenz und Spannung zu ändern und dadurch die Drehzahl-Drehmomentkennlinie über die Frequenzachse zu verschieben [115]. Dies hat zur Folge, dass das Kippmoment  $M_k$  bereits ab dem Stillstand des Motors,  $f = 0$ , zur Verfügung steht, **Bild 20**.

Wie in Bild 20 zu sehen, ist der Arbeitspunkt des Asynchronmotors bei Umrichterbetrieb immer rechts vom Kippunkt gemäß Bild 19 [111].



**Bild 20:** Verschiebung der Betriebskennlinien eines Drehstrom-Asynchronmotors bei Frequenzumrichterbetrieb [nach 115]

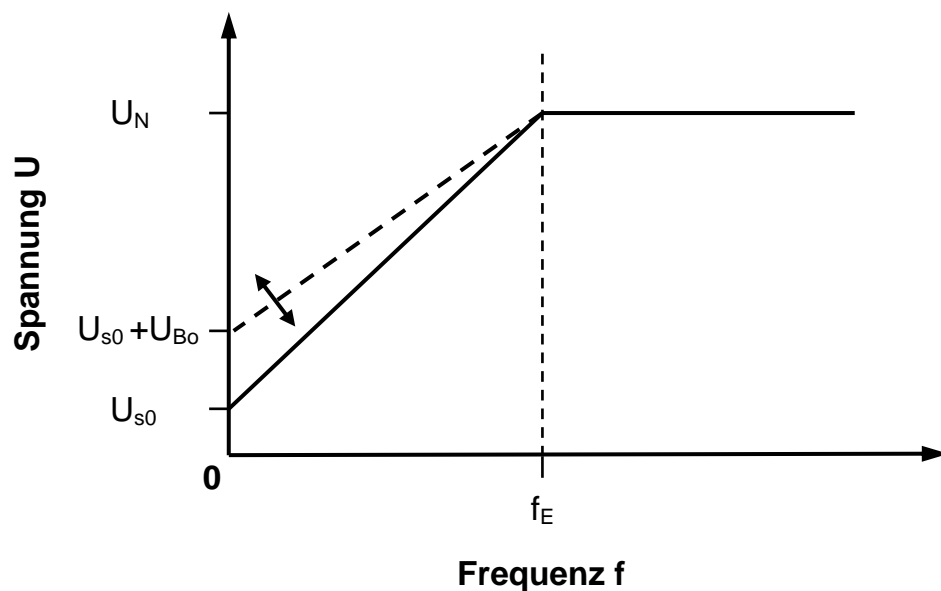
Die Ständerwicklung einer Asynchronmaschine nimmt zur Erzeugung des magnetischen Drehfeldes den erforderlichen phasengleichen Magnetisierungsstrom  $I_m$  auf [111]. Um eine konstante magnetische Ausnutzung des Drehfeldes und somit eine volle Drehmomentbelastbarkeit des Motors zu gewährleisten, muss der Magnetisierungsstrom  $I_m$  konstant gehalten werden [112, 114]. Bei einer Änderung der Speisefrequenz  $f$  zur Anpassung der

Drehzahl ist es daher notwendig, auch die Klemmenspannung  $U_s$  frequenzproportional zu ändern, damit die nötige Leistung erzeugt werden kann [114], **Bild 21**.

Die Spannungskennlinie verläuft nicht durch den Nullpunkt, da aufgrund des Spannungsabfalls am Wicklungswiderstand des Ständers  $R_s$  im unteren Frequenzbereich die Spannung angehoben werden muss, um den Betrieb bis zum Stillstand sicherzustellen. Die zugehörige, belastungsfreie Leerlaufspannung  $U_{s0}$  ist daher stets größer Null und gemäß **Gl. (15)** definiert [112], wobei  $X_s$  der Ständerblindwiderstand des Fahrmotors und  $R_s$  der Ohmsche Anteil des Ständerwiderstandes sind.

$$U_{s0} = \frac{U_N \cdot R_s}{X_s} \quad (15)$$

Diese Spannungsanhebung ist allerdings nicht ausreichend, um auch bei Belastung das volle Drehfeld und somit das Kippmoment  $M_k$  darzustellen [112].

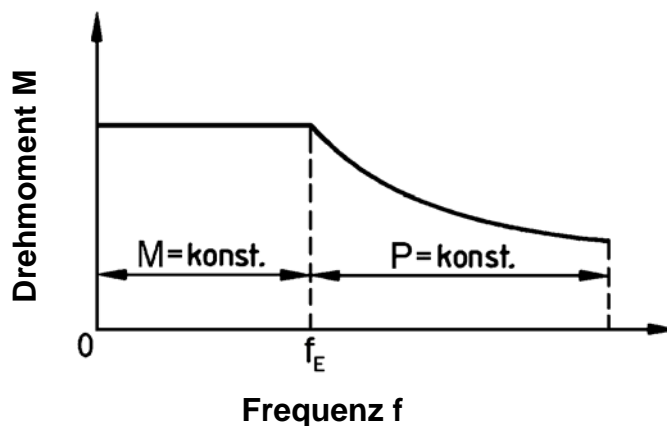


**Bild 21:** Spannungskennlinien eines Frequenzumrichters in Abhängigkeit von der Speisefrequenz  $f$  und der Spannungsanhebung

Hierzu ist eine weitere lastabhängige Spannungsanhebung (Verstärkungsspannung  $U_{Bo}$  (engl.: „boost voltage“) notwendig, Bild 21, die sich nach [112] unter Berücksichtigung des Streublindwiderstandes ermitteln lässt.

Für einen umrichterbetriebenen Asynchronmotor ergibt sich die Drehmoment-Frequenz-Kennlinie gemäß **Bild 22**. Im proportionalen Konstantmomentbereich unterhalb der Eckfrequenz  $f_E$ , die beim Asynchronmotor die Nenndrehzahl definiert, sind der Ständerstrom  $I_s$  und das Drehmoment  $M$  konstant. Mit steigender Speisefrequenz  $f$  steigen die Leistung  $P$ , Bild 20, und die Klemmenspannung  $U_s$ , Bild 21, proportional an [114].

Bei Erreichen der Eckfrequenz  $f_E$ , welche identisch der Nennfrequenz  $f_N$  des Motors ist, liegt die Nennspannung  $U_N$  als Klemmenspannung an. Eine weitere Erhöhung der Klemmenspannung ist daher nicht möglich. Der sich anschließende Betriebsbereich ist jener Bereich, in welchem der Motor mit konstanter Leistung betrieben werden kann. In diesem Bereich fällt mit steigender Drehzahl das Moment ab. Der Motor wird mit  $U_N$  und steigender Frequenz betrieben. Das Drehfeld wird bei weiterhin konstantem Ständerstrom  $I_s$  geschwächt. Daher wird der Bereich auch als Feldschwächbereich bezeichnet, Bild 22.

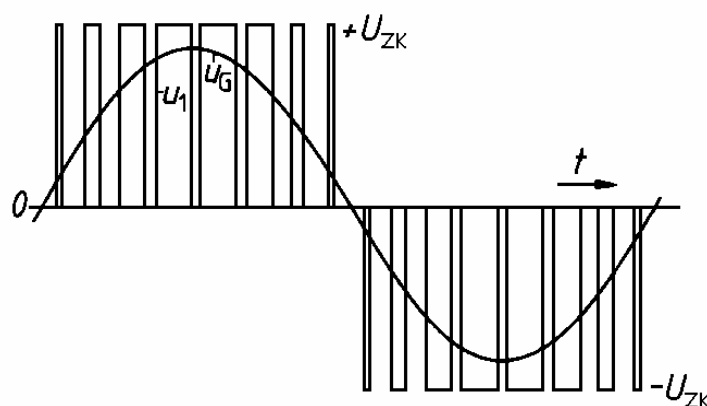


**Bild 22:** Konstantmoment- und Konstantleistungsbereich (Feldschwächbereich) bei Umrichterbetrieb

Der Anwender kann mit dem Frequenzumrichter während des Betriebes sowohl Einfluss auf die Frequenz  $f$  und damit verbunden die Drehzahl des Motors als auch auf das verfügbare Drehmoment nehmen. Zudem haben Frequenzumrichter im Allgemeinen deutliche

Wirkungsgradvorteile gegenüber anderen Möglichkeiten der Drehzahl-Drehmoment-Regelung von Drehstrommotoren wie z.B. der ausschließlichen Änderung der Ständer-spannung oder dem Einsatz von Schlupf Widerständen.

Aktuelle Antriebe nutzen Pulsumrichter mit feldorientierter Regelung. Die Formen der in **Bild 23** dargestellten Pulse eines Umrichters mit Sinusmodulation entsprechen nicht denjenigen, welche bei der feldorientierten Regelung eingesetzt werden, dennoch ist Bild 23 geeignet, die grundsätzliche Funktion eines Pulsumrichters abzubilden.



**Bild 23:** Ausgangsspannung eines Pulsumrichters mit Sinusmodulation [nach 112]

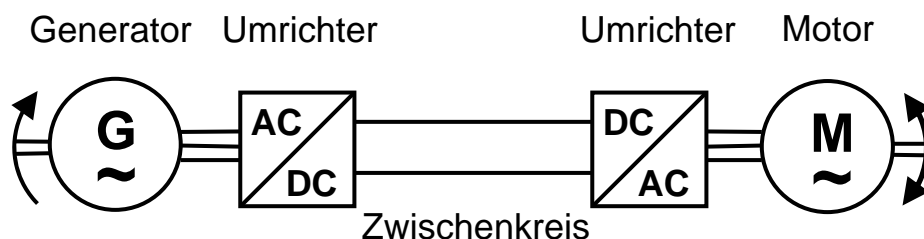
Die Pulse  $U_I$  werden derart generiert, dass eine dreiphasige Maschinenspannung mit sinusförmiger Grundschwingung  $U_G$  erzeugt wird. Die maximale Spannung des Pulses entspricht dabei jeweils der Spannung  $U_{ZK}$  des Gleichstrom-Zwischenkreises an den der Umrichter angeschlossen ist. Die notwendige Momentanspannung zur Pulsung des Umrichters wird kontinuierlich aus der Abweichung der Stromistwerte und Stromsollwerte errechnet [65]. Die Pulsweitenmodulation ermöglicht eine Beeinflussung der Frequenz  $f$  durch Variation der Pulsweite [115]. Wie in Bild 23 dargestellt, erreicht die Amplitude der Grundschwingung  $U_G$  nicht die maximale Höhe der Einzelpulse  $U_I$ . Somit bleibt die Strangspannung  $U_{St}$  des drehstrombetriebenen Fahrmotors grundsätzlich unterhalb der des Zwischenkreises  $U_{ZK}$ . Das Verhältnis zwischen  $U_{St}$  und der maximalen Strangspannung  $U_{St \max}$ , welche  $U_{ZK}$  entspricht, wird als Aussteuerung  $A$  bezeichnet [65], **Gl. (16)**.

$$A = \frac{U_{St}}{U_{St \max}} \quad (16)$$

Die Aussteuerung ist abhängig vom gewählten Verfahren der Pulsenergieerzeugung. So ist die Aussteuerung bei einer Sinusmodulation beispielsweise geringer als bei der feldorientierten Regelung.

Zusätzlich zur sinusförmigen Grundspannung entstehen durch die Pulsung Spannungsüberschwingungen verschiedener Ordnungszahlen. Hier sind geeignete Maßnahmen wie z. B. der Einsatz von Glättungsdrosseln zu ergreifen, um die Überschwingungen und die dadurch entstehenden Überschwingungsverluste zu minimieren. Grundsätzlich lässt sich die Sinusform der Ströme mit steigender Taktfrequenz  $f_T$  der Halbleiterelemente in den Umrichtern besser nachbilden. Die Überschwingungsverluste reduzieren sich daher mit steigender Taktfrequenz  $f_T$  [116]. Beim Einsatz von Pulsenergieerzeugern mit feldorientierter Regelung ist es darüber hinaus möglich, durch Steuerung der Amplituden und Frequenzen der einzelnen Strangspannungen, Einfluss auf die Momentanströme der einzelnen Stränge zu nehmen. Dieser Vorgang wird als indirekte Stromregelung bezeichnet und erlaubt eine unabhängige Regelung der feldbildenden Stromkomponente  $I_d$  und der drehmomentbildenden Stromkomponente  $I_q$ . Der detaillierte Aufbau einer feldorientierten Regelung für eine Asynchronmaschine ist u. a. in [114] und [117] beschrieben.

Ebenso wie beim hydrostatischen Wandler muss beim elektrischen Wandler, **Bild 24**, nicht nur eine Übersetzung von Drehmoment und Drehzahl, sondern zusätzlich eine Umwandlung der Leistung stattfinden.



**Bild 24:** Prinzipieller Aufbau eines elektrischen Wandlers mit Frequenzumrichtern

Hierbei wird die mechanische Leistung  $P_m$  in elektrische Leistung  $P_e$  und wieder zurück gewandelt. Bei Gleichstrom entspricht die elektrische Leistung  $P_e$  dem Produkt aus Spannung  $U$  und Stromstärke  $I$ . Durch die von induktiven und kapazitiven Widerständen hervorgerufene Phasenverschiebung  $\varphi$  zwischen den zeitlichen Verläufen von Spannung und Stromstärke ist bei Wechselstrom allerdings zusätzlich der Leistungsfaktor  $\cos \varphi$  zu berücksichtigen. In einem symmetrischen Dreiphasensystem ist die Strangspannung  $U_{St}$  zwischen jeweils einer Phase und dem Neutralleiter dreifach wirksam [118]. Für die Umwandlung der elektrischen in mechanische Leistung durch den elektrischen Fahrmotor gilt daher unter Einbeziehung eines elektrisch-mechanischen Wirkungsgrades  $\eta_{em}$  die **Gl. (17)**.

$$P_m = \eta_{em} \cdot 3 \cdot U_{St} \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (17)$$

Der in Gl. 17 aufgeführte elektrisch-mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{em}$  bildet die Verluste ab, welche während der Leistungswandlung im elektrischen Fahrmotor auftreten. Er errechnet sich nach **Gl. (18)** aus der elektrischen und der mechanischen Leistung des Fahrmotors.

$$\eta_{em} = \frac{P_m}{P_e} \quad (18)$$

Die Differenz der elektrischen und der mechanischen Leistung entspricht hierbei für eine Asynchronmaschine der Summe der Verlustleistungen, die sich aus den Eisenverlusten des Ständers  $P_{Fe\ s}$ , den Reibungs- und ggf. Gebläseverlusten des Läufers  $P_{R\ r}$ , den Stromwärme- oder Kupferverlusten von Ständer  $P_{Cu\ s}$  und Läufer  $P_{Cu\ r}$  sowie den Zusatzverlusten von Ständer  $P_{z\ s}$  und Läufer  $P_{z\ r}$ , welche durch Streuflüsse und Oberschwingungen hervorgerufen werden, zusammensetzen, **Gl. (19)**.

$$P_{V\ ASM} = P_e - P_m = P_{R\ r} + P_{z\ r} + P_{Cu\ r} + P_{z\ s} + P_{Cu\ s} + P_{Fe\ s} \quad (19)$$

Bei Verwendung einer Permanentmagnet-Synchronmaschine entfallen die Kupfer- und Zusatzverluste seitens des Läufers, **Gl. (20)**.

$$P_{V\ PSM} = P_{R\ r} + P_{z\ s} + P_{Cu\ s} + P_{Fe\ s} \quad (20)$$

Zusätzlich zu den Verlusten, welche in den elektrischen Maschinen, d. h. Motor und Generator, entstehen, treten weitere Leistungsverluste auf. Diese werden einerseits durch die Leitungswiderstände sämtlicher elektrischer Leitungen und andererseits durch die Durchlassverluste  $P_{V\ dl}$  der Transistoren und Dioden sowie die Schaltverluste  $P_{V\ schalt}$  der Halbleiterelemente in den Umrichtern hervorgerufen. Die Umrichterverluste ergeben sich nach **Gl. (21)** jeweils aus der Addition von  $\sum P_{V\ schalt}$  und  $\sum P_{V\ dl}$ .

$$P_{V\ UR} = \sum P_{V\ schalt} + \sum P_{V\ dl} \quad (21)$$

Die Gesamtverluste im elektrischen Fahrtrieb summieren sich aus den Leitungsverlusten  $P_{V\ Lt}$ , den Umrichterverlusten  $P_{V\ UR}$ , den Motorverlusten  $P_{V\ Mot}$  und den Generatorverlusten  $P_{V\ Gen}$ , **Gl. (22)**.

$$P_{V\ ges} = P_{V\ Gen} + P_{V\ UR\ Gen} + P_{V\ Lt} + P_{V\ UR\ Mot} + P_{V\ Mot} \quad (22)$$

### 3.3.1 Wirkungsgradoptimierung beim elektrischen Wandler

Da sich die anwenderseitigen Möglichkeiten zur Anpassung der elektrischen Maschinen, d. h. sowohl des Fahrmotors als auch des Generators auf deren Auswahl beschränken, sind hierbei im Wesentlichen die folgenden Aspekte zu berücksichtigen:

- Die ausgewählten Maschinen sollen einen möglichst hohen Leistungsfaktor  $\cos \varphi$  aufweisen.
- Es ist darauf zu achten, dass die gewählten Maschinen mit einer hohen Kraftdichte  $f_a$  und einer hohen Leistungsdichte  $p$  ausgestattet sind. Diese beiden Faktoren variieren stark bei unterschiedlichen Bau- und Kühlarten. So ist beispielsweise eine Flüssigkeitskühlung der elektrischen Maschinen im Vergleich zum Einsatz luftgekühlter Maschinen grundsätzlich aufwendiger, aufgrund der höheren Wärmekapazi-



tät von Flüssigkeiten ist die Flüssigkeitskühlung allerdings einzusetzen, wenn eine hohe Leistungsdichte erreicht werden soll.

Auf Basis der beschriebenen Grundlagen ergeben sich allerdings Möglichkeiten zur Reduzierung der Leitungsverluste  $P_{V Lt}$  sowie der Umrichterverluste  $P_{V UR}$  gemäß untenstehender Auflistung. Hierbei wird vorausgesetzt, dass die Leistung, welche durch die Umrichter abgegeben wird, konstant ist, so dass die einzustellenden Ständerspannungen und Ständerströme festgelegt sind und über diese kein Einfluss auf die Umrichterverluste genommen werden kann:

- Die Gesamtleitungslänge  $l_{ges}$  des Leitungssystems ist durch den Übertragungsabstand  $l_a$  weitgehend vorgegeben. Durch kurze Leitungsführung mit großen Leitungsdurchmessern ist es möglich, den Leitungswiderstand zu senken und dadurch den Leistungsverlust zu reduzieren [118].
- Bei der Auslegung der Leitungselemente sind zudem Leitungen aus Materialien mit geringem Widerstand zu bevorzugen [118].
- Die maximale bauartbedingte Taktfrequenz wird durch die Auswahl des Umrichters festgelegt. Es ist allerdings möglich, die Taktfrequenz  $f_T$  elektronisch zu reduzieren, wodurch sich auch die Schaltverluste  $\sum P_{V schalt}$  verringern. Gleichzeitig erhöhen sich aber die Oberschwingungsverluste mit sinkender Taktfrequenz.
- Eine Reduktion der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  führt bei konstanter Taktfrequenz zu geringeren Schaltverlusten. Die Einflüsse, welche  $U_{ZK}$  durch Veränderung des Modulationsgrades auf die Durchlassverluste hat, gleichen sich weitgehend aus.

### 3.3.2 Elektrische Betriebsbereitschaftsleistung

In der Ebene entspricht die elektrische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe Mot}$  des Fahrmotors seiner Leerlaufleistung und lässt sich daher nach **Gl. (23)** berechnen.

$$P_{BBe Mot} = 3 \cdot U_{s0} \cdot I_{s0} \cdot \cos \varphi \quad (23)$$

Da Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  diejenige Leistung umfasst, welche zum aktiven Einstellen der Fahrgeschwindigkeit 0 notwendig ist, muss die lastabhängige Verstärkungs-

spannung  $U_{Bo}$ , so vorhanden, bei der Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung des Fahrmotors zusätzlich zur Leerlaufspannung  $U_{s0}$  berücksichtigt werden, **Gl. (24)**.

$$P_{BBe\ Mot} = 3 \cdot (U_{s0} + U_{Bo}) \cdot I_{s0} \cdot \cos \varphi \quad (24)$$

Im Gegensatz zum hydrostatischen Wandler, bei welchem die Speisepumpe eine konstante Grundlast aufbringt, die zu einer konstanten hydrostatischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  führt, enthält die elektrische Betriebsbereitschaftsleistung mit  $U_{Bo}$  einen lastabhängigen Faktor.

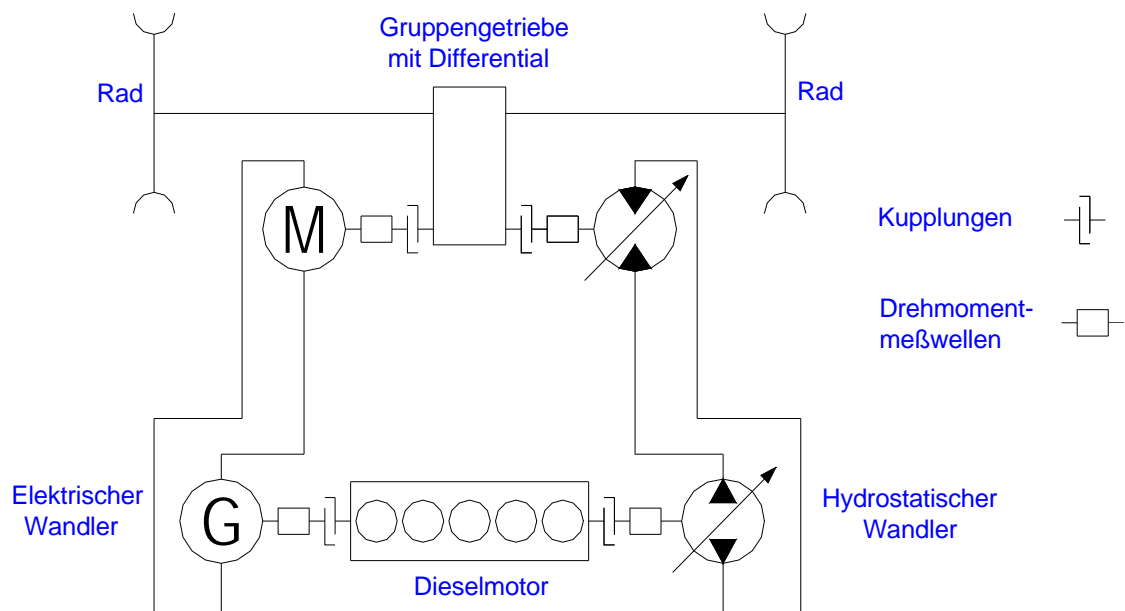
Zusätzlich zur Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe\ Mot}$ , welche am Fahrmotor vorgehalten werden muss, sind die Stillstandsverlustleistungen der Umrichter  $P_{V0\ UR}$ , der Leitungen  $P_{V0\ Lt}$  und des Generators  $P_{V0\ Gen}$  zur Ermittlung von  $P_{BBe}$  zu berücksichtigen, **Gl. (25)**. Diese sind abhängig von der am Fahrmotor benötigten Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe\ Mot}$ .

$$P_{BBe} = P_{BBe\ Mot} + P_{V0\ Gen} + P_{V0\ UR\ Gen} + P_{V0\ Lt} + P_{V0\ UR\ Mot} \quad (25)$$

Die elektrische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe}$  ist somit sowohl abhängig von der Auslegung von Fahrmotor und Generator als auch von der Zwischenkreisspannung, der Leitungsauslegung und der Taktfrequenz der Umrichter.

#### 4 AUFBAU UND FUNKTION DES VERSUCHSMÄHDRESCHERS

Um vergleichende Untersuchungen an beiden Wandlern durchzuführen, wurde ein Versuchsmährescher auf der in Fahrtrichtung rechten Maschinenseite mit einem elektronisch angesteuerten, hydrostatischen Fahrtrieb und auf der linken Seite mit einem elektrischen Fahrtrieb ausgerüstet [119], **Bild 25**.



**Bild 25:** Schema des Aufbaus der Fahrtriebe mit elektrischem und hydrostatischem Wandler [nach 120]

Die Gründe für die Auswahl dieser beiden Wandler waren:

- Stufenlosigkeit (keine Schaltstufen bzw. keine Unterbrechung des Kraftflusses im Fahrtrieb)
- Reversierbarkeit
- Elektronische Steuerbarkeit der Wandler über identische Sollwertgeber
- Elektronische Regelbarkeit der Wandler über maschinenfeste Leistungsregler
- Über Bordrechner programmierbares Leistungsverhalten
- Mögliche Integration des Wandlers in ein bordrechnergestütztes Regelungssystem der Gesamtmaschine

- Möglichkeit der Erweiterung des Antriebssystems um zusätzliche stufenlose Nebenantriebe

Als Versuchsmähdrescher wird ein konventioneller Mähdrescher mit tangential arbeitendem Dreschwerk verwendet, **Bild 26**. Dieser kann für den Getreidedrusch mit einem 3,6 m breiten Schneidwerk ausgerüstet werden. Für die Maisernte steht eine Maisdruscheinrichtung einschließlich eines vierreihigen Maispflückvorsatzes zur Verfügung. Der Mähdrescher hat eine Verbrennungsmotorleistung von 74 kW bei 2850 1/min. Seine Minimalmasse  $m$  bei Straßentransport beträgt 6,1 t. Die maximale Einsatzmasse ergibt sich im Ernteinsatz bei angebautem Maispflückvorsatz, ballastierter Hinterachse, gefülltem Kraftstofftank sowie gefülltem Korntank zu 10,7 t.



**Bild 26:** Versuchsmähdrescher bei der Feldarbeit auf Schlag 10 des Heidfeldhofes am 24. Juli 2003 [66]

Für beide Wandler wird dasselbe, in der Kabine des Mähdreschers angeordnete, Bedienpult eingesetzt. In dieses ist ein Fahrhebel integriert, welcher in Abhängigkeit von der Auslenkungsrichtung ein Fahrtrichtungssignal und in Abhängigkeit vom Auslenkungswinkel ein proportionales Spannungssignal erzeugt. Dieses dient als Sollwertvorgabe für die Fahrgeschwindigkeit. Der Fahrhebel besitzt in der Neutralstellung, die der Fahrgeschwindigkeit 0 entspricht, eine Rastung und wird durch eine Reibbremse in der jeweils gewählten Auslenkungsposition fixiert. Hierdurch ist eine direkte, taktile Erfassung des Fahrgeschwindigkeitssollwertes gegeben. Zudem ermöglicht der Einsatz eines identischen Fahrhebels für beide Wandler eine subjektive Bewertung des Verhaltens durch den Bediener, welches

unabhängig von der ergonomischen Schnittstelle Mensch-Maschine ist. Es ist gewährleistet, dass Form, Position und Schwenkwinkel des Bedienelementes „Fahrhebel“ für beide Wandler gleich sind.

Technische Daten des Versuchsmähdreschers:

- Typ: KHD Deutz-Fahr M 34.80 (Prototyp)
  - o Masse Straßentransport: ca. 6100 kg  
(Kraftstofftank gefüllt, ohne Schneidwerk)
  - o Masse Feldeinsatz: ca. 10700 kg  
(Korntank gefüllt, Kraftstofftank gefüllt, Maispflücker, Hinterachsballastierung)
- Dieselmotor:
  - o Typ: KHD F5 L 912
  - o Drehzahl: 2850 1/min
  - o Leistung : 74 kW für den Fahrantrieb verfügbar bei Straßenfahrt,  
30 kW für den Fahrantrieb verfügbar bei Feldeinsatz
- Radumfang: 4,83 m
- Fahrgeschwindigkeit: 0 – 25 km/h

#### 4.1 Eckdaten zur Auslegung der Wandler

Beim Mähdrescher sind zwei grundlegend verschiedene Einsatzfälle zu unterscheiden. Dies ist einerseits die Straßenfahrt, bei der dem Fahrantrieb nahezu die gesamte Leistung des Verbrennungsmotors zur Verfügung steht. Lediglich die zum Betrieb der Nebenverbraucher notwendige Leistung kann in diesem Betriebszustand nicht für den Fahrantrieb genutzt werden.

Der wichtigere Einsatzfall ist die Feldarbeit (Ernteeinsatz), bei der, gemäß Angaben aus der Literatur [20, 22], lediglich im Bereich von ungefähr vierzig Prozent der Motorleistung für den Fahrantrieb genutzt werden. Während des Ernteeinsatzes werden vorrangig die Arbeitselemente des Mähdreschers mit Leistung versorgt. Die Fahrgeschwindigkeit wird dabei auf den Maximaldurchsatz an der Grenze der vertretbaren Kornverluste eingestellt.

Der Anteil der Betriebszustände, bei welchem sehr hohe Drehmomente bzw. hohe Leistungen durch den Fahrtrieb des Mähdreschers übertragen werden, ist abhängig vom Einsatzprofil der jeweiligen Maschine. Wesentliche Einflussfaktoren sind hierbei die Schlaggröße, die Schlagform, die Bodenstruktur, die mittlere Feldentfernung, die gegebene Infrastruktur und das Geländeprofil des jeweiligen Schlages. Insgesamt ist davon auszugehen, dass Betriebszustände mit voller Verbrennungsmotorleistung für den Fahrtrieb lediglich im Bereich weniger Prozent der Gesamteinsatzzeit des Mähdreschers auftreten. Dennoch ist der Fahrtrieb so auszulegen, dass er im Stande ist, in besonderen Fahrsituationen wie beispielsweise beim Überwinden großer Steigungen oder beim Beschleunigen während der Straßenfahrt die gesamte Verbrennungsmotorleistung aufzunehmen und zu übertragen. Für den eingesetzten Versuchsmähdrescher werden daher im Rahmen der Umfangskraftberechnungen beide Einsatzfälle betrachtet.

Die an den Rädern angreifenden Umfangskräfte  $F_U$  sind aufgrund des Kräftegleichgewichts nach **Gl. (26)** ebenso groß wie die Summe aus der Zugkraft  $F_Z$  und den Fahrwiderstandskräften  $F_W$  [nach 52].

$$F_U = F_Z + F_W \quad (26)$$

Da Mähdrescher im Ernteeinsatz nicht zur Übertragung von Zugkräften vorgesehen sind und die Mitführung eines Schneidwerkswagens am Versuchsmähdrescher während der Straßenfahrt behördlich nicht zugelassen ist, konnte bei der Auslegung auf eine Betrachtung der Zugkraft verzichtet werden. Die Umfangskraft an den Antriebsrädern des Versuchsmähdreschers entspricht somit der Summe der Fahrwiderstände  $F_W$ . Diese setzt sich wiederum aus dem Steigungswiderstand  $F_{St}$ , dem Luftwiderstand  $F_L$ , dem Rollwiderstand  $F_R$  und dem Beschleunigungswiderstand  $F_B$  zusammen, **Gl. (27)**.

$$F_W = F_B + F_R + F_L + F_{St} \quad (27)$$

Der Beschleunigungswiderstand tritt beim Beschleunigungsvorgang auf und ist von der beschleunigten Masse und der Beschleunigung selbst abhängig. Für die Beschleunigung von selbstfahrenden Erntemaschinen gibt es allerdings keine Vorgaben, da bei diesen das

Fahren und somit auch das Beschleunigen nur Mittel zum Zweck des Ernteeinsatzes oder Transportes sind. Das Beschleunigungsverhalten ist daher beim Mähdrescher nicht, wie beispielsweise beim Automobil, ein signifikantes Merkmal, welches bereits im Rahmen der Entwicklung definiert wird und stellt keine relevante Größe zur Auslegung des Mähdrescherfahrantriebes dar. Der Beschleunigungswiderstand kann für die Berechnung der Fahrwiderstandskräfte vernachlässigt werden.

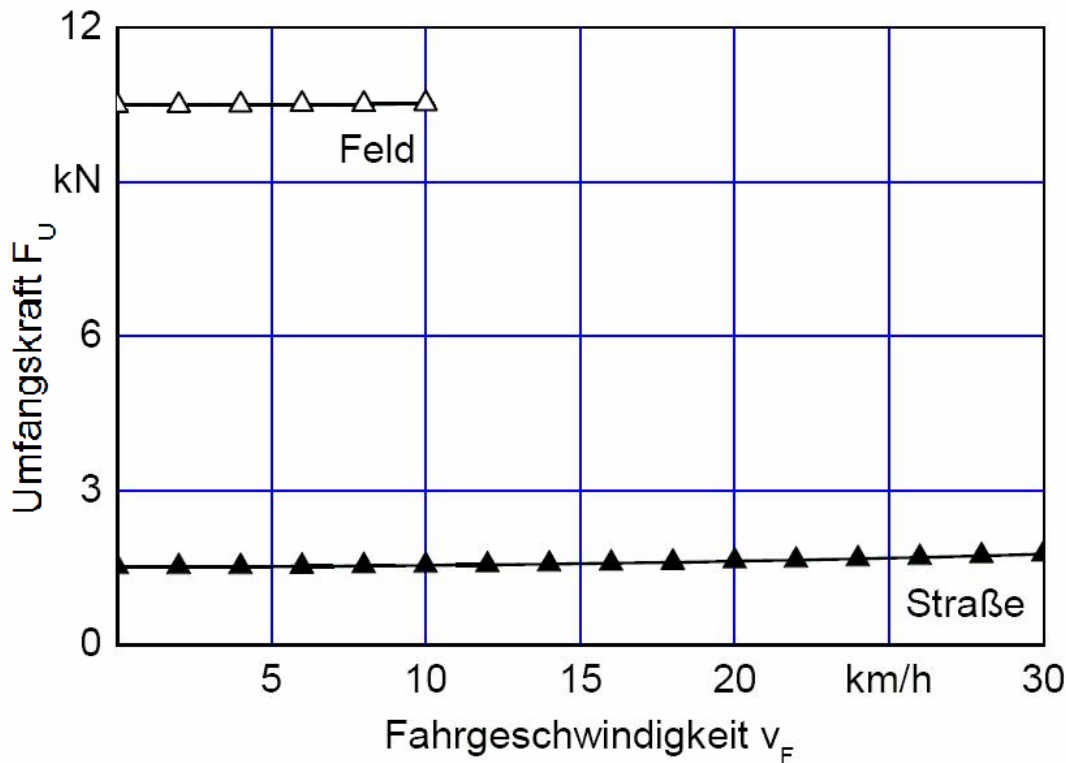
Der Luftwiderstand  $F_L$  berechnet sich nach **Gl. (29)** in Abhängigkeit vom Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$ , der angeströmten Fahrzeugstirnfläche  $A$ , der Luftdichte  $\rho_L$  und der Luftanströmgeschwindigkeit  $v_L$ .

$$F_L = c_W \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_L^2 \quad (28)$$

Für die Umfangskraftberechnungen wurde die Luftanströmgeschwindigkeit  $v_L$  der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  gleichgesetzt. **Bild 27** zeigt die Umfangskräfte für verschiedene Rollwiderstände in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit auf ebener Fahrbahn. Der Verlauf der Kurven ist beinahe horizontal. Der leichte Anstieg der Umfangskraftkurven bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ergibt sich durch den Einfluss des Luftwiderstandes. Dieser Einfluss ist allerdings innerhalb des für Mähdrescher relevanten Geschwindigkeitsbereiches gering.

Der Rollwiderstand  $F_R$  ist von der Verformung von Boden und Reifen, der Lagerreibung und der Reibung zwischen Reifenwand und Spurrille abhängig. Diese Faktoren sind maßgeblich für den Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$ . Für den Rollwiderstand gilt daher **Gl. (29)** in Abhängigkeit vom Maschinengewicht  $F_G$ .

$$F_R = \rho \cdot F_G \quad (29)$$



**Bild 27:** Umfangskräfte  $F_U$  bei der Straßenfahrt ( $\rho = 0,025$ ) und der Feldarbeit ( $\rho = 0,10$ ) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$

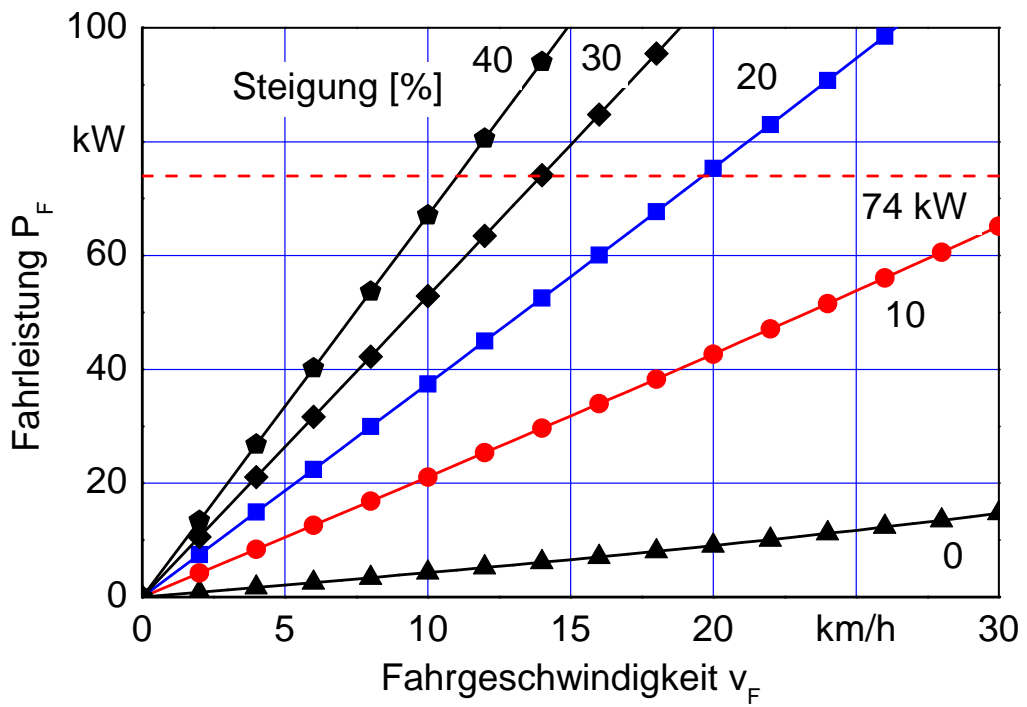
Da sich die beim Mährescher gegebene, breite Bereifung mit niedrigem Luftdruck für den Rollwiderstand bei Straßenfahrt aufgrund der Reifenverformung negativ, bei der Feldarbeit aufgrund der geringeren Spurbildung allerdings positiv auswirkt [52], wurde aufgrund der größeren zeitlichen Anteile der Feldarbeit eine entsprechend breite Bereifung mit niedrigem Luftdruck gewählt. Dies wurde bei der Auswahl der Rollwiderstandsbeiwerte  $\rho$  für die Umfangskraftberechnungen berücksichtigt.

Der Steigungswiderstand  $F_{St}$  ist sowohl vom Maschinengewicht  $F_G$  als auch vom Steigungswinkel  $\alpha$  abhängig, **Gl. (30)**.

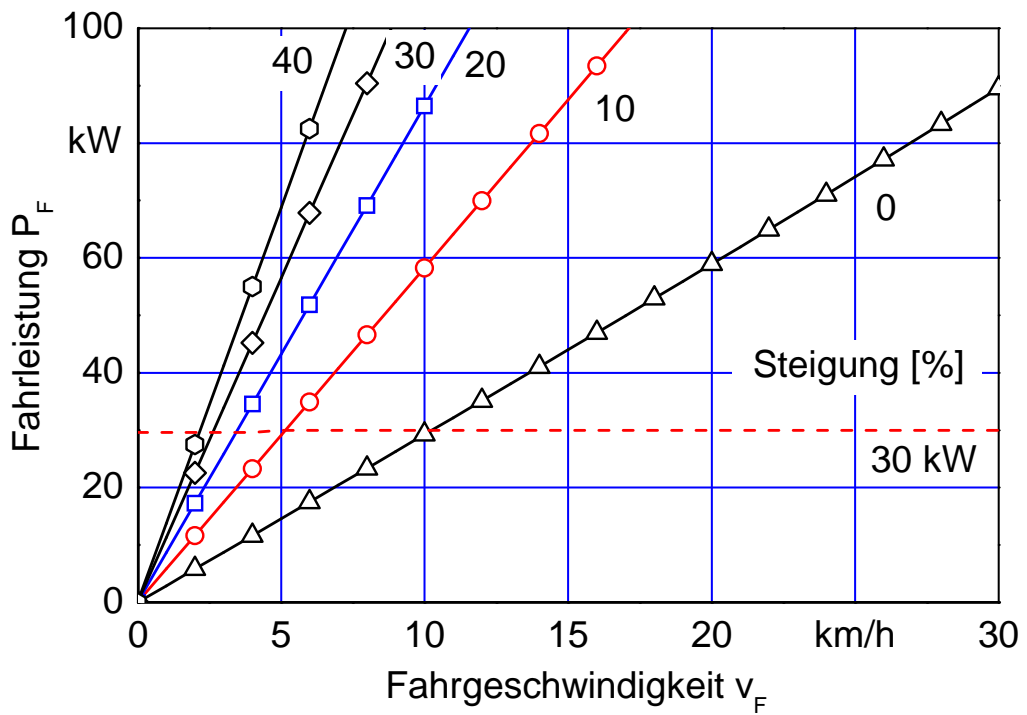
$$F_{St} = \sin \alpha \cdot F_G \quad (30)$$

**Bild 28** zeigt die zur Überwindung unterschiedlicher Steigungen notwendige Fahrleistung  $P_F$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  für die Straßenfahrt bei geringer Maschinenmasse (6,1 t).





**Bild 28:** Leistungsbedarf für den Fahrentrieb bei Straßenfahrt

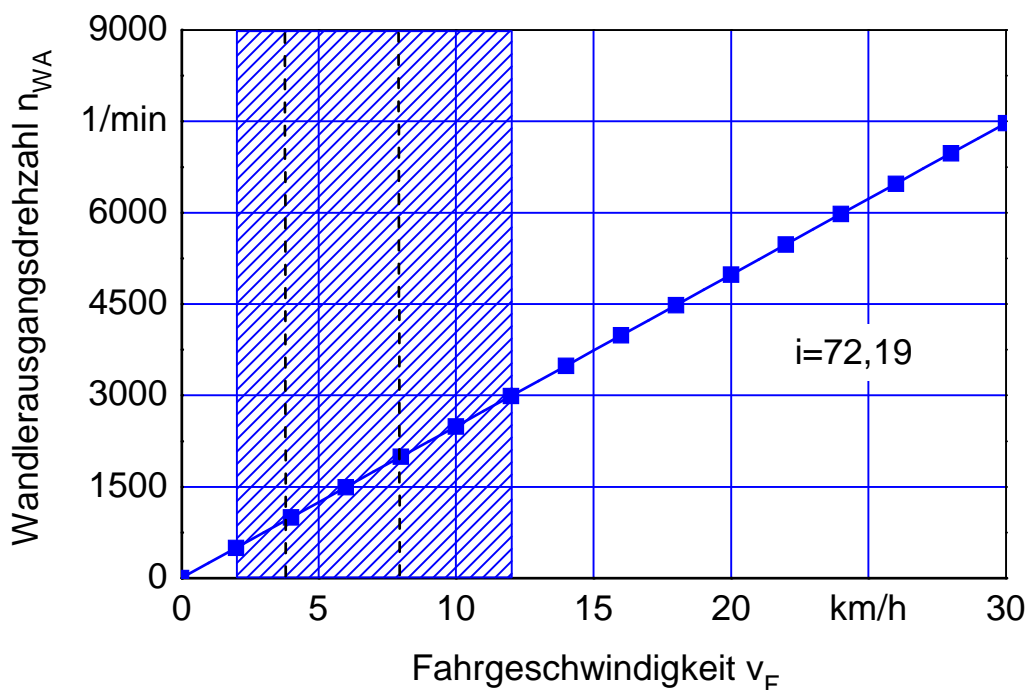


**Bild 29:** Leistungsbedarf für den Fahrentrieb bei der Feldarbeit

**Bild 29** zeigt den gleichen Sachverhalt für die Feldarbeit bei maximaler Ballastierung (10,7 t). Die im jeweiligen Einsatzfall verfügbaren Fahrleistungen, welche in hügeligem oder bergigem Gelände unabhängig vom eingesetzten Wandler limitierend für die maximalen erreichbaren Fahrgeschwindigkeiten sind, sind in Bild 28 und Bild 29 jeweils als gestrichelte Geraden dargestellt. Bedingt durch die über die Fahrgeschwindigkeit beinahe konstanten Umfangskräfte steigen die Fahrleistungen mit steigender Fahrgeschwindigkeit nahezu linear an. Der Einfluss des Luftwiderstandes ist kaum erkennbar. Bei größeren Steigungswinkeln zeigt sich durch die höheren Steigungswiderstände ein steilerer Verlauf der Fahrleistungen.

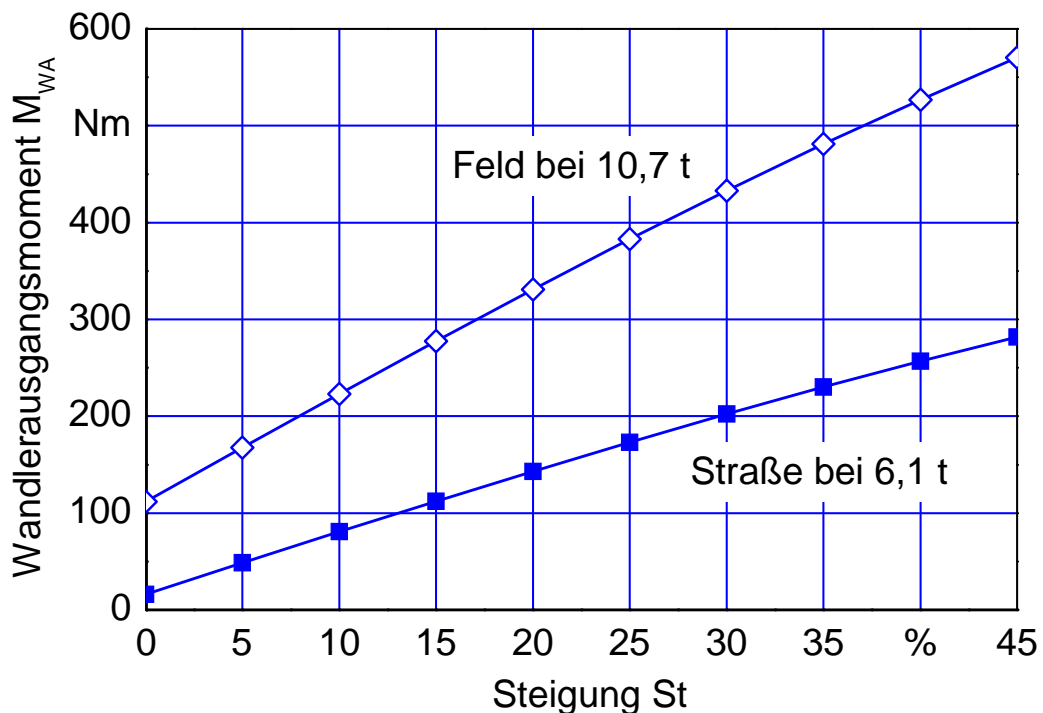
Unter Berücksichtigung des Bauraumes für das zentrale Gruppengetriebe mit Differential an der Vorderachse sowie des Übersetzungsverhältnisses der Endtriebe an den Rädern wurde für das Gruppengetriebe eine feste Zahnradübersetzung gewählt, die zu einem Gesamtübersetzungsverhältnis Getriebeeingang-Nabe von  $i = 72,19$  führt. Diese Übersetzung ermöglicht eine Abdeckung des gesamten relevanten Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitspektrums sowohl durch einen hydrostatischen als auch durch einen elektrischen Wandler,

**Bild 30.**



**Bild 30:** Wanderausgangsdrehzahlen  $n_{WA}$  am Getriebeeingang bei einer Übersetzung Getriebeeingang-Nabe von  $i = 72,19$  und einem Reifenumfang von 4,83 m

Der Bereich der Feldarbeit ist schraffiert dargestellt. Der gestrichelt dargestellte Hauptarbeitsbereich liegt erfahrungsgemäß zwischen Fahrgeschwindigkeiten von 4 und 8 km/h. Auf Basis dieses Übersetzungsverhältnisses ergeben sich die Wandlerausgangsmomente  $M_{WA}$  bei unterschiedlichen Steigungen für die Straßenfahrt und die Feldarbeit, welche in **Bild 31** aufgetragen sind.



**Bild 31:** Wandlerausgangsmomente  $M_{WA}$  am Getriebeeingang für Straßenfahrt und Feldarbeit bei einer Übersetzung Getriebeeingang-Nabe von  $i = 72,19$  und einem Reifenumfang von 4,83 m

Bei der Auswahl der Wandler für den Fahrtrieb waren notwendigerweise die höheren, bei der Feldarbeit auftretenden Momente zu berücksichtigen. Grundsätzlich ist bei der Auslegung eines Mährescherfahrantriebes eine Steigfähigkeit größer 30 % anzustreben, um die Maschine auch in bergigem Gelände uneingeschränkt einsetzen zu können.

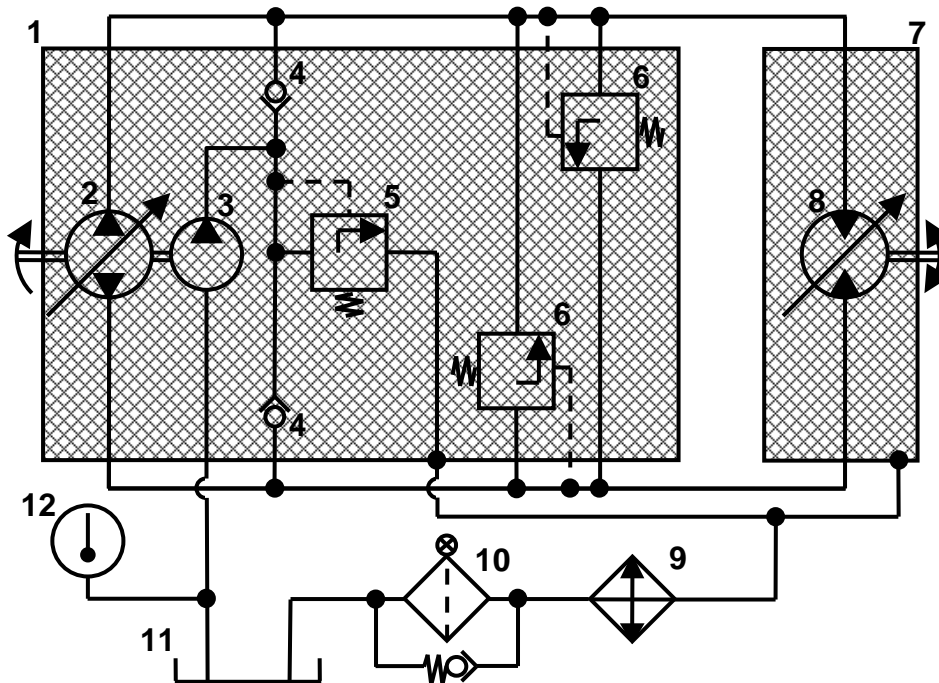
Es wurden folgende Daten der Auswahl der Wandler zu Grunde gelegt:

- Übersetzung Getriebeeingang-Nabe: 72,19
- Max. Fahrgeschwindigkeit: ca. 25 km/h
  - o Max. Getriebeeingangsdrehzahl: ca. 6230 1/min
- Hauptarbeitsbereich (Feld): 4 – 8 km/h

- Wandlerausgangsdrehzahlen  
Hauptarbeitsbereich: 996 – 1993 1/min
- Steigfähigkeit: 30 %
  - Max. Wandlerausgangsmoment: 433 Nm
- Übertragbare Leistung: 74 kW

#### 4.2 Aufbau und Funktion des hydrostatischen Wandlers

**Bild 32** zeigt den prinzipiellen Aufbau des hydrostatischen Wandlers am Versuchsmähdrescher ohne die elektronische Reglereinheit.



**Bild 32:** Übersichtschaltplan des hydrostatischen Wandlers am Versuchsmähdrescher

Legende zu Bild 32:

- 1: Pumpengehäuse Brueninghaus Hydromatik Axialkolbenverstellpumpe A4VG56
  - 2: Verstellpumpe (Verdrängungsvolumen 56 cm<sup>3</sup>)
  - 3: Speisepumpe (Verdrängungsvolumen 11,6 cm<sup>3</sup>)
  - 4: Speiseventile
  - 5: Spülventil ( $\Delta p = 20$  bar)

- 6: Hochdruckbegrenzungsventile ( $\Delta p = 385 \text{ bar}$ )
- 7: Motorgehäuse Brueninghaus Hydromatik Axialkolbenverstellmotor A6VM80
  - 8: Verstellmotor (Schluckvolumen  $80 \text{ cm}^3$ )  
(Spülölmenge  $5 \text{ l/min}$ )
- 9: SLB Industrieölkühler OLK.T5.201/DR  
(Kühlleistung ca.  $21 \text{ kW}$ )  
(Öldruckverlust ca.  $0,17 \text{ bar}$ )
- 10: HYDAC Rücklauffilter Tankeinbau RFM BN/HC 165 BD 10 B 1.0  
mit optischer Verschmutzungsanzeige und Bypassventil  
(Filterfeinheit  $10 \mu\text{m}$ )  
( Bypassventil  $\Delta p = 3 \text{ bar}$ )
- 11: Ausgleichbehälter (drucklos)
- 12: AB Elektronik Sachsen Temperatursensor 94 097  
(Messbereich  $-40 \text{ }^\circ\text{C} - 155 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Unter Betrachtung der notwendigen theoretischen Eckleistung  $P_E$  nach **Gl. (31)** wurde aufgrund der im Vergleich zum Schrägscheibenmotor höheren Wirkungsgrade [106] ein stufenlos verstellbarer Axialkolbenmotor<sup>1</sup> in Schrägachsenbauweise ausgewählt. Dieser kann sowohl ein entsprechendes Anfahrmoment bereitstellen, als auch die notwendige Breite des Drehzahlbandes abdecken.

$$P_E = \frac{\pi}{30} \cdot M_{WA \text{ max}} \cdot n_{WA \text{ max}} \quad (31)$$

Technische Daten des Axialkolbenverstellmotors:

- Hersteller: Brueninghaus Hydromatik GmbH
- Typ: A6VM80EP1D/63W-VZB027FHB-K

---

<sup>1</sup> Die hydrostatischen Maschinen wurden freundlicherweise von der Firma Brueninghaus Hydromatik GmbH der Bosch Rexroth AG aus Elchingen zur Verfügung gestellt. Dafür sei an dieser Stelle herzlich gedankt.

- Schluckvolumen: 80 cm<sup>3</sup>
- Max. Drehmoment: 509 Nm
- Max. Drehzahl: 6150 1/min

Der hydrostatische Fahrmotor ist über drehsteife Wellenkupplungen, eine Drehmomentmesswelle und eine verschiebbare Nabe mit der Getriebeeingangswelle des Gruppengetriebes formschlüssig verbunden, Bild 25. Die verschiebbare Nabe erlaubt die Trennung des hydrostatischen Wandlers vom Gruppengetriebe, um bei Einsatz des elektrischen Wandlers durch den hydrostatischen Fahrmotor keine Schleppleistung zu erzeugen. Sie ist mit einem Keilnabenprofil nach DIN ISO 14 [121] versehen und läuft auf der Getriebeeingangswelle sowie einem freien Wellenende, welches an einer drehsteifen Wellenkupplung angebracht ist. Sowohl die Getriebeeingangswelle als auch das freie Wellenende sind mit Keilwellenprofilen nach DIN ISO 14 versehen. Die verschiebbare Nabe wird sowohl in eingerücktem als auch in ausgerücktem Zustand über Sicherungsringe nach DIN 471 [122] fixiert, **Bild 33**.

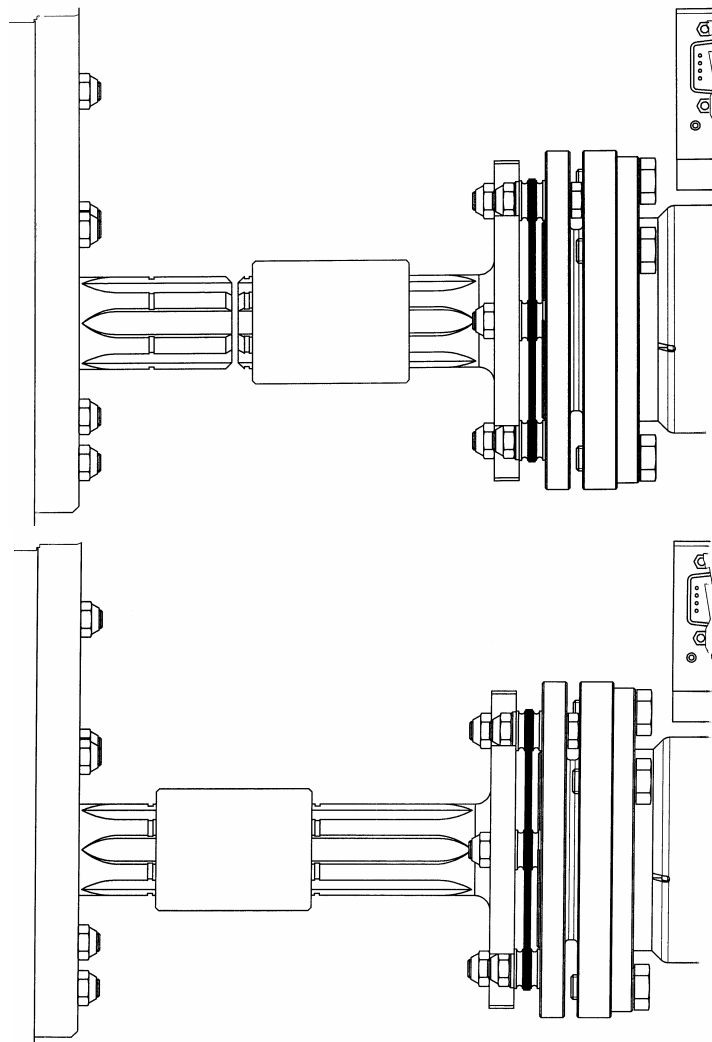
Die drehsteifen Wellenkupplungen sind geeignet, jeweils zwischen hydrostatischem Fahrmotor und Drehmomentmesswelle sowie zwischen Drehmomentmesswelle und freiem Wellenende einen Winkelversatz bis zu 1,0 Grad, einen radialen Wellenversatz bis zu 0,9 mm sowie einen axialen Wellenversatz von bis zu 0,7 mm auszugleichen [123]. Darüber hinaus bewirken sie, dass lediglich Momente an die Drehmomentmesswellen weitergegeben werden, so dass die Längs- und Querkräfte, welche durch Schwingung des Mähdreschers während des Betriebes oder durch elastische Verformung der Achse während der Fahrt zwischen hydrostatischem Fahrmotor und Gruppengetriebe entstehen, nicht zu Messfehlern oder Defekten an der Drehmomentmesswelle führen können. Auf die Funktion der Drehmomentmesswelle wird in Kap. 4.4.2 eingegangen.

Als Druckmedium wird ein Mineralöl der Viskositätsklasse VG 68 nach DIN 51524 [124, 125] eingesetzt, da sich dieses bei den im Mähdrescherfahrantrieb vorherrschenden Einsatztemperaturen zwischen 30 °C und 80 °C im Bereich der Betriebsviskosität  $\nu = 100$  bis 16 mm<sup>2</sup>/s [126] befindet.

Der kombinierte Leck- und Spülölstrom wird von Motor und Pumpe aus über einen Rücklauffilter in den Hydraulikölbehälter zurückgeführt, Bild 32. Dieser hat eine Filterfeinheit

von 10  $\mu\text{m}$ , um den geforderten Reinheiten von 20/18/15 nach ISO 4406 [127] für die Pumpe und den Motor entsprechen zu können [126].

Die Bereitstellung der hydrostatischen Leistung erfolgt durch eine verstellbare Axialkolbenpumpe in Schrägachsenbauweise mit integrierter Speisepumpe in Innenzahnradbauweise, Bild 32. Die Axialkolbenpumpe gewährleistet ein Anfahren des Mähdreschers aus dem Stillstand der Maschine sowie einen Wechsel der Fahrtrichtung, da sie durch die Neutral-lage, d. h. den Punkt der Nullförderung, schwenkbar ist.



**Bild 33:** Verschiebbare Nabe zur Verbindung von freiem Wellenende (rechts) und Ge-triebeeingangswelle (links) in aus- (oben) und eingerückter (unten) Position [nach 128]

Technische Daten der Axialkolbenverstellpumpe:

- Hersteller: Brueninghaus Hydromatik GmbH
- Typ: A4VG56EP1DMT1/32L-NZC02N005EH
- Verdrängungsvolumen:
  - o Verstellpumpe: 56 cm<sup>3</sup>
  - o Speisepumpe: 11,6 cm<sup>3</sup>
- Max. Drehzahl: 3600 1/min
- Speisedruck: 20 bar

Die Hydraulikpumpe ist ebenfalls über drehsteife Wellenkupplungen, eine Drehmomentmesswelle und eine verschiebbare Nabe formschlüssig mit einer Antriebswelle verbunden. Der Aufbau der drehsteifen Wellenkupplungen, der Drehmomentmesswelle und der verschiebbaren Nabe ist identisch demjenigen zwischen hydrostatischem Fahrmotor und Gruppengetriebe. Die Antriebswelle wird über einen Keilriemensatz von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angetrieben.

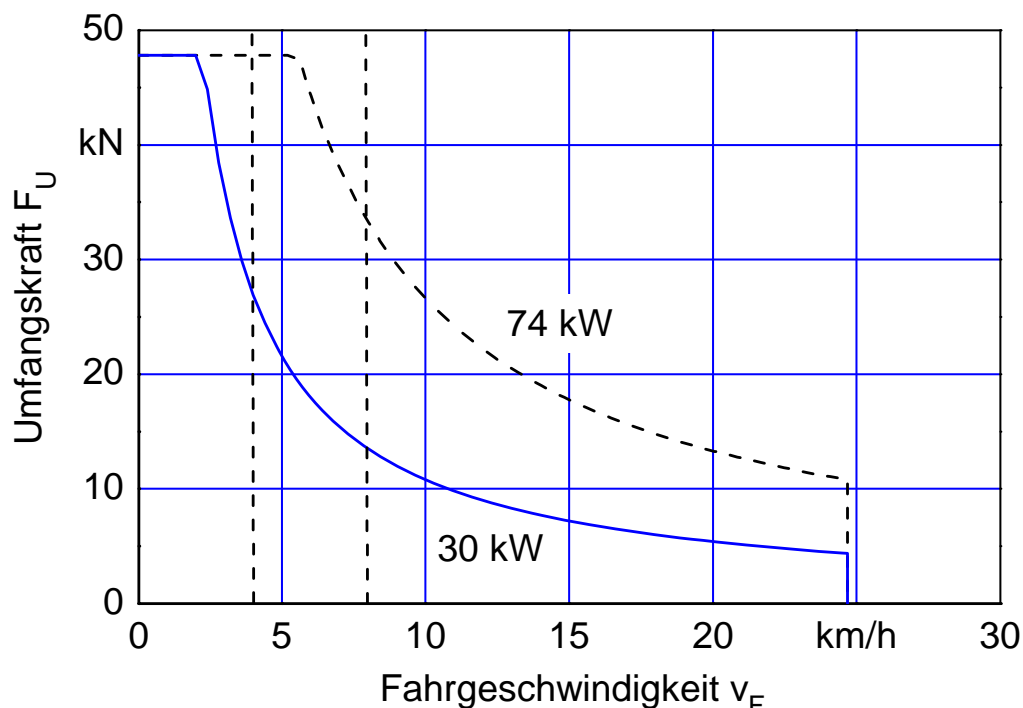
Bei Betrieb des Mähdreschers mit elektrischem Wandler wird der hydrostatische Wandler mit Hilfe der verschiebbaren Nabe von der Antriebswelle getrennt, um durch die Hydraulikpumpe keine Schleppleistung zu erzeugen. Der eingesetzte Keilriemen überbrückt den Achsabstand zwischen Antriebswelle und Kurbelwelle, dient als Sicherung vor Überlastung und dämpft die Übertragung der Kurbelwellenschwingungen.

Durch den Keilriemen als kraftschlüssigem Übertragungselement tritt stets ein Schlupf von ca. 3 % im Antriebsstrang auf. Dieser ist allerdings bei der Betrachtung der Wirkungsgrade der Wandler nicht zu berücksichtigen, da die Eingangsleistung  $P_{WE}$ , welche auf der Drehzahl der Antriebswelle  $n_{WE}$  und den gemessenen Drehmomenten  $M_{WE}$  basiert, erst nach der Antriebswelle ermittelt wird. Aus diesem Grund kann das Leistungsverhalten des jeweiligen Wandlers unabhängig vom Wirkungsgrad des Keilriemensatzes bewertet werden.

Aus den Herstellerangaben für die hydrostatischen Maschinen ergibt sich das in **Bild 34** dargestellte Geschwindigkeits-Umfangskraft-Kennfeld für den Fahrtrieb bei Feldarbeit und Straßenfahrt. Der Hauptarbeitsbereich des Mähdreschers ist somit durch hohe Umfangskräfte abgedeckt. Für Transportfahrten auf der Straße kann eine konstante Endge-



schwindigkeit von nahezu 25 km/h stufenlos erreicht werden. Höhere Geschwindigkeiten sind prinzipiell möglich, seitens des Herstellers des hydrostatischen Fahrmotors aber nicht zugelassen.



**Bild 34:** Geschwindigkeits-Umfangskraft-Kennfeld des hydrostatischen Wändlers bei einer Übersetzung Getriebeeingang-Nabe von  $i = 72,19$  sowie 74 bzw. 30 kW übertragbarer Leistung

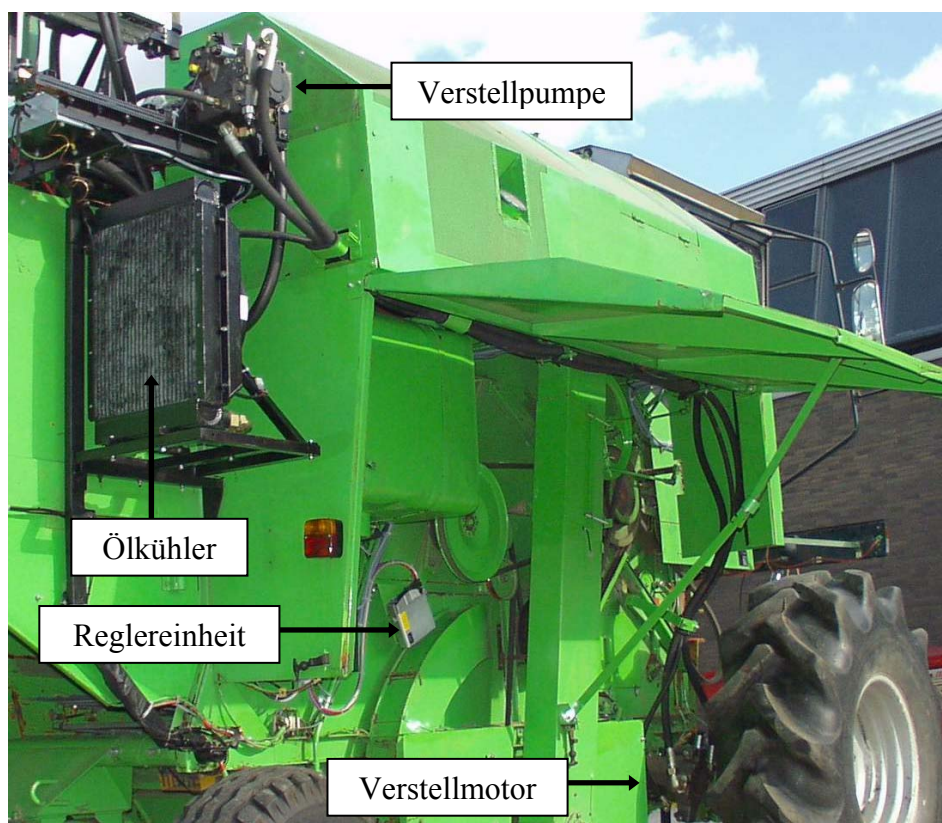
Der hydrostatische Wandler wird über ein elektrisches Bedienpult aus der Kabine gesteuert. In diesem sind sowohl ein Potentiometer zur elektrischen Einstellung der Verbrennungsmotordrehzahl als auch ein elektrischer Fahrhebel zur Vorgabe der Sollgeschwindigkeit integriert. Diese Sollwerte werden als analoge Spannungssignale an die elektronische Reglereinheit des hydrostatischen Wändlers (Brueninghaus Hydromatik Microcontroller MC7 S/21) gegeben, die in Abhängigkeit der eingestellten Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen die Verstellung der Hauptpumpe und des Motors vornimmt [129].

Dazu werden in das Gehäuse der Verstellpumpe bzw. des Verstellmotors eingebaute Proportionalmagnetventile (in Bild 32 nicht dargestellt) mit einem Strom der entsprechenden Stärke angesteuert. Diese Proportionalmagnetventile beaufschlagen die Schwenkkolben der jeweiligen hydrostatischen Maschine mit dem zugehörigen Stellöl. Die Einstellung der

Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen erfolgt über eine Regelungssoftware des Herstellers der Hydrostatikkomponenten (Brueninghaus Hydromatik Pumpen-/ Motor-Steuerungs-Software PMS/05), welche auf der elektronischen Reglereinheit abgelegt ist.

Diese Regelungssoftware erlaubt neben den Vorgaben für die Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen die Einstellung der Nullpunktlage und des zum sicheren Anhalten der Maschine notwendigen Nullbereiches sowie der Reaktionsgeschwindigkeit, mit welcher die Einstellung des Wandlers der Sollwertvorgabe folgt. Die Verknüpfung von Sollwert und Schwenkwinkel der Pumpe bzw. des Motors ist hierbei stets linear. Es handelt sich daher um echte „Rampen“, d. h. Geraden, bei welchen jeweils Beginn und Ende sowie deren Steigung festgelegt werden.

**Bild 35** gibt einen Überblick des in den Versuchsmähdrescher eingebauten, hydrostatischen Wandlers.



**Bild 35:** Ansicht des hydrostatischen Wandlers am Versuchsmähdrescher [nach 129]

### 4.3 Aufbau und Funktion des elektrischen Wandlers

Für die elektrische Leistungsübertragung wurde ein flüssigkeitsgekühlter Asynchronmotor in Kurzschlussläufer-Bauweise als Fahrmotor ausgewählt.

Technische Daten des Asynchronmotors:

- Hersteller: ATB Austria Antriebstechnik AG
- Typ: KUWF 132L-4C-11
- Nennspannung: 400 V
- Nenndrehzahl: 2200 1/min
- Nennleistung: 55 kW bis 6000 1/min (bei Umrichterbetrieb)
- Nennstrom: 96 A
- Nennmoment: 240 Nm

Die Auswahl einer Permanentmagnet-Synchronmaschine (PSM) mit vergleichsweise höherer Leistungsdichte war an dieser Stelle nicht möglich, da die marktverfügbaren PSM entweder nicht die notwendige zylindrische Bauform aufwiesen oder aufgrund zu geringer Spreizung das notwendige Drehmoment-Drehzahlspektrum nicht abdecken konnten, so dass die Entwicklung eines Motors speziell für den Einsatz im Wandler des Versuchsmähdreschers notwendig geworden wäre. Neuere Entwicklungen im Bereich der Elektromaschinen wie z. B. geschaltete Reluktanz- oder Transversalfluss-Maschinen waren nicht marktverfügbar. Grundsätzlich ist der Einsatz von Maschinen mit höherem Wirkungsgrad und höherer Leistungsdichte anzustreben.

Abweichend von der Auslegung des hydrostatischen Wandlers kann bei der Auslegung des elektrischen Fahrantriebes von einer Leistung unterhalb der Eckleistung  $P_E$  nach Gl. (31) ausgegangen werden. Da elektrische Maschinen grundsätzlich eine Überlastfähigkeit bieten, hätte eine Auslegung nach  $P_E$  zwangsläufig eine Überdimensionierung zur Folge.

Es wurde vielmehr ein Motor nach DIN EN 60034 mit einer konstanten Nennleistung  $P_N$  von 74 % der Verbrennungsmotorleistung ausgewählt ( $P_N = 55$  kW). Dies liegt darin begründet, dass es sich beim Einsatz für den Mähdrescherfahrantrieb um einen nichtperiodi-

schen Betrieb des Elektromotors handelt. Es ist daher nach DIN EN 60034-1 [113]<sup>2</sup> grundsätzlich eine Bemessung des Motors entsprechend der Betriebsart S9 (Betrieb mit nichtperiodischen Last- und Drehzahländerungen) vorzunehmen. Für diese Betriebsart wird in Abhängigkeit von der Überlastung eine konstante Belastung  $P_N$  entsprechend der Betriebsart S1 (Dauerbetrieb) als Referenzleistung  $P_{ref}$  gewählt.

Da sich das zukünftige Einsatzspektrum des Mähreschers zum Zeitpunkt der Auslegung seines Wandlers nicht genau vorhersagen ließ, ist mit einem Wert, welcher drei Vierteln der maximalen Verbrennungsmotorleistung entspricht, ein vergleichsweise hoher Faktor für  $P_{ref}$  angesetzt worden. Die Referenzleistung kann zusätzlich als hoch bemessen bezeichnet werden, weil zwischen Verbrennungsmotor und Fahrmotor eine verlustbehaftete Leistungsübertragung mit doppelter Leistungswandlung stattfindet, so dass die gesamte Leistung des Verbrennungsmotors keinesfalls am Fahrmotor abgerufen werden kann.

Der Umstand, dass das Nennmoment  $M_N$  des Elektromotors um den Faktor 1,8 unter dem notwendigen Moment bei 30 % Steigung im Ernteeinsatz liegt, ist durch die Überlastfähigkeit elektrischer Maschinen bezüglich des Drehmoments begründet.

Die Eckfrequenz  $f_E$  wurde durch entsprechende Auswahl des Motors so gewählt, dass sie einer Fahrgeschwindigkeit von 9 km/h entspricht. Somit ist der Hauptarbeitsbereich des Mähreschers ebenso wie beim hydrostatischen Wandler mit konstant hohem Drehmoment abgedeckt.

Der Feldschwächbereich reicht beim Fahrmotor des Versuchsmähreschers von der Nenn-drehzahl  $n_N = 2200$  1/min bis zu derjenigen Drehzahl, die einer Fahrgeschwindigkeit von

---

<sup>2</sup> Da es sich beim Einsatz für den Mährescherfahrantrieb nicht um eine Anwendung des Bahnverkehrs handelt wurde zur Auslegung nicht die DIN EN 60349-2 „Bahnanwendungen – Drehende elektrische Maschinen für Bahn- und Straßenfahrzeuge, Teil 2: Umrichter gespeiste Wechselstrommotoren“ sondern die allgemein gültige DIN EN 60034-1 „Drehende elektrische Maschinen – Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten“ herangezogen.

ca. 24 km/h ( $n = 6000$  1/min) entspricht. Seine Grenze errechnet sich nach **Gl. (32)** aus dem Kippmoment  $M_k$ , dem Nennmoment  $M_N$  und der Kippdrehzahl  $n_k$  [112].

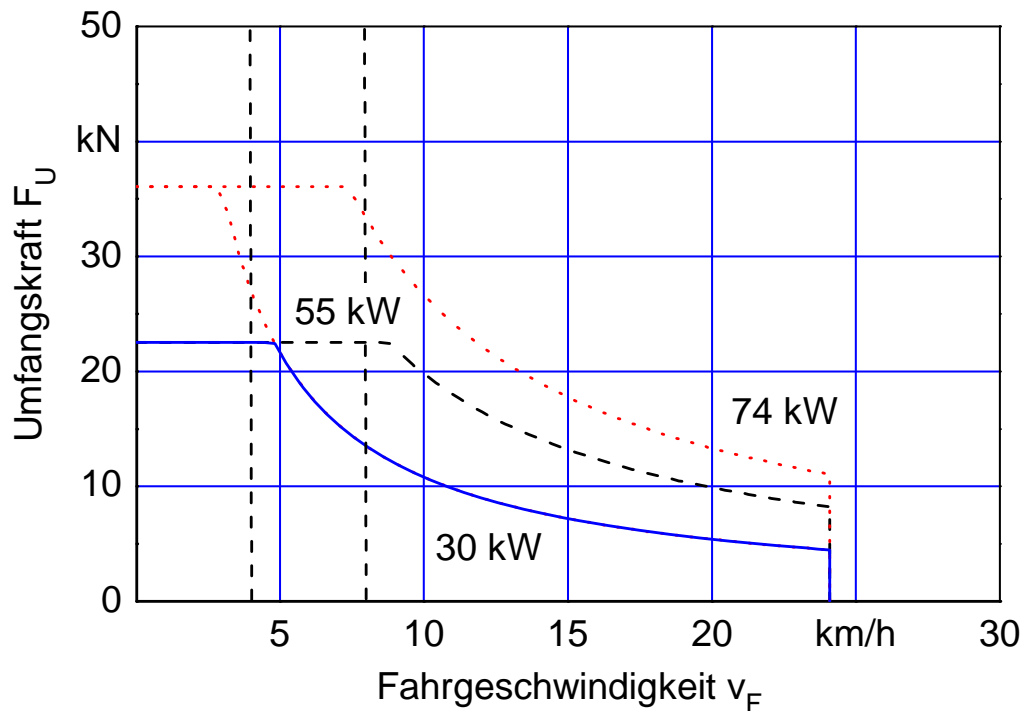
$$n_{\max} = \frac{M_k}{M_N} \cdot n_k \quad (32)$$

Wird der Fahrmotor bei noch höheren Drehzahlen betrieben, reduziert sich dessen Leistung. Das Kippmoment fällt stark ab, so dass der Fahrmotor nur noch mit geringen Leistungen beaufschlagt werden kann. Grundsätzlich besteht aber die Möglichkeit, den Fahrmotor bis zu einer Höchstdrehzahl zu betreiben, die sich in der Regel durch die Lagerung des Rotors bzw. der mit dem Rotor verbundenen Bauteile ergibt.

Es ist daher davon auszugehen, dass der elektrische Fahrmotor sowohl ein Drehmoment stellen, welches im Ernteeinsatz bei maximaler Maschinenmasse für eine Steigung von 30 % ausreichend ist, als auch die notwendige Breite des Drehzahlbandes und die auftretenden Maximalleistungen  $P_{\max}$  abdecken kann.

Für den elektrischen Fahrmotor ergibt sich das in **Bild 36** dargestellte Geschwindigkeits-Umfangskraft-Kennfeld. Abgebildet ist in diesem einerseits die Feldarbeit inklusive eines gestrichelt dargestellten Bereiches der Mindestüberlastfähigkeit bezüglich des Drehmomentes gemäß DIN EN 60034-1. Bei höheren Geschwindigkeiten im Ernteeinsatz ist die verfügbare Leistung der begrenzende Faktor, so dass in diesem Bereich keine Drehmomentüberlastung des Fahrmotors möglich ist.

Andererseits sind die Nennleistungskurve  $P_N = 55$  kW des Fahrmotors, welche den Dauerleistungsbereich begrenzt, gestrichelt sowie der Bereich der kurzzeitigen Drehmomentüberlastung bei Straßenfahrt gepunktet dargestellt. Dieser wird bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten durch das maximale Drehmoment des Fahrmotors ab dem oberen Teil des vertikal gestrichelt dargestellten Hauptarbeitsbereiches allerdings durch die verfügbare Leistung des Verbrennungsmotors begrenzt.



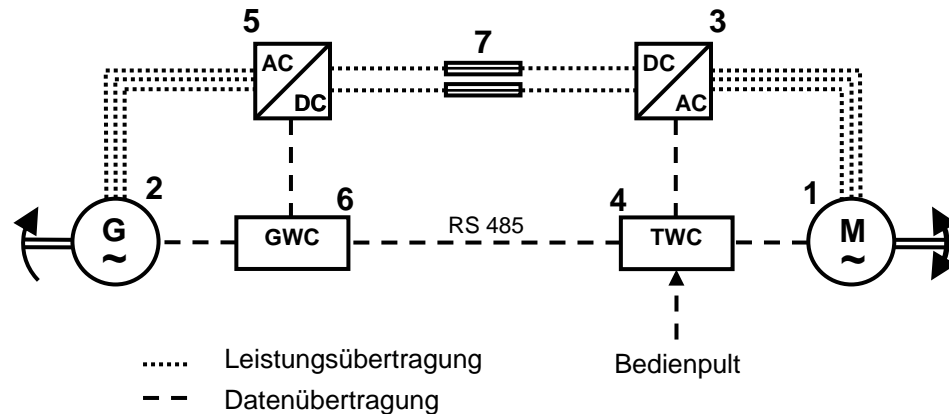
**Bild 36:** Geschwindigkeits-Umfangskraft-Kennfeld des elektrischen Wandlers bei einer Übersetzung Getriebeeingang-Nabe von  $i = 72,19$

Der elektrische Fahrmotor, der sich gleichermaßen in Vorwärts- wie auch in Rückwärtsdrehrichtung betreiben lässt, ist ebenso wie der hydrostatische Fahrmotor über drehsteife Wellenkupplungen, eine Drehmomentmesswelle sowie eine verschiebbare Nabe mit der Getriebeeingangswelle des zentralen Gruppengetriebes formschlüssig verbunden und lässt sich bei Betrieb des hydrostatischen Wandlers abkuppeln.

**Bild 37** gibt einen Überblick der Gesamtstruktur des elektrischen Wandlers. Der Fahrmotor (1) wird über einen Umrichter (3) betrieben. Die Steuerung und Regelung des Umrichters erfolgen über dessen Leistungselektronik (4). Die zum Betrieb des Fahrmotors notwendige, elektrische Leistung wird aus dem Gleichstromzwischenkreis entnommen.

Um die Verluste gering zu halten, kommt hierbei ein Frequenzumrichter in der Ausführung als Pulsumrichter zum Einsatz. Die Einstellung der Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen erfolgt in einer Regelungssoftware des Herstellers der Komponenten des elektrischen Wandlers.

Diese ist in der Leistungselektronik des Umrichters für den Fahrmotor abgelegt. Die Regelssoftware erlaubt neben der Drehzahlregelung auch eine Drehmomentregelung des Fahrmotors, welche üblicherweise bei allen Fahrzeugen zur Straßenfahrt eingesetzt wird.



**Bild 37:** Gesamtstruktur des elektrischen Wandlers

Legende zu Bild 37:

- 1: ATB Asynchronmotor KUWF 132L-4C-11
- 2: Fischer-Panda Icemaster Permanentmagnet-Synchrongenerator PM 80
- 3: SETEC Traktions-Wechselrichter SE-TUR-01-00
  - o 4: SETEC Traktions-Wechselrichter-Controller (TWC) mit SETEC SERVO-Regelung in (3) eingebaut
- 5: SETEC Generator-Wechselrichter SE-TUR-01-00
  - o 6: SETEC Generator-Wechselrichter-Controller (GWC) mit SETEC Diesel-Generator-Regelung in (5) eingebaut
- 7: Flender Loher Schmelzsicherungen 250 A/ 660 V

Aufgrund der Notwendigkeit zur möglichst genauen Einstellung der Fahrgeschwindigkeit, wird beim elektrischen Wandler wie auch beim hydrostatischen Wandler des Versuchsmähdreschers eine Drehzahlregelung eingesetzt. Für diese erlaubt die Regelssoftware neben der Vorgabe der Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen auch die Vorgabe des maximalen Drehmomentes  $M_{max}$  durch Begrenzung des maximalen Wirkstromes  $I_{qmax}$  sowie die Begrenzung der Maximalleistung  $P_{max}$ .

Hierdurch kann beispielsweise das Erreichen bzw. Überschreiten des Kippmomentes des Fahrmotors verhindert werden. Zudem ist es möglich, die Leistungsaufnahme des Fahrmotors in Abhängigkeit von der Wicklungstemperatur zu reduzieren, um einer Überhitzung entgegenzuwirken.

Die Stromaufnahme des elektrischen Fahrmotors  $I_{ges}$  teilt sich auf in die drehmomentbildende Komponente  $I_q$  und die feldbildende Komponente  $I_d$ . Die Regelungssoftware begrenzt die feldbildende Komponente  $I_d$  auf maximal die Hälfte des Gesamtstromes  $I_{ges}$ . Daraus folgt, dass  $I_q$  stets einen Anteil von mehr als 50 % an  $I_{ges}$  hat. Die aktuelle Verteilung von  $I_d$  und  $I_q$  wird permanent durch die Regelungssoftware berechnet [130].

Des Weiteren wird die Spannung des Zwischenkreises  $U_{ZK}$  mit Hilfe der Regelungssoftware festgelegt. Als Standard-Zwischenkreisspannung wurde  $U_{ZK} = 650$  V gewählt, um bei Vollast die Stromstärken und damit die Leiterquerschnitte niedrig zu halten [131, 68]. Die Vorgabe der Sollwerte für die Fahrgeschwindigkeit erfolgt über den elektrischen Fahrhebel von der Kabine aus. Diese Sollwerte werden als analoge Spannungssignale an die Leistungselektronik des Fahrmotorumrichters übermittelt.

Ein Permanentmagnet-Synchrongenerator (2) speist die elektrische Leistung in den Zwischenkreis. Der Synchrongenerator ist so ausgelegt, dass er die gesamte Leistung des Verbrennungsmotors in elektrische Leistung umsetzen kann. Die Leistungsabgabe des Generators wird ebenfalls durch eine Leistungselektronik (6) über einen Frequenzumrichter (5) geregelt, Bild 37.

Der Umrichter des Generators erhält von der Regelungssoftware im Umrichter des Fahrmotors den Sollwert für  $U_{ZK}$  sowie den momentanen Strombedarf  $I_{soll}$  und regelt auf Basis dieser Parameter die Abgabe der elektrischen Leistung an den Zwischenkreis [130].

Der Generator ist ebenso wie die Pumpe über drehsteife Wellenkupplungen, eine Drehmomentmesswelle und eine lösbare, verschiebbare Nabe formschlüssig mit der Antriebswelle verbunden, Bild 25.

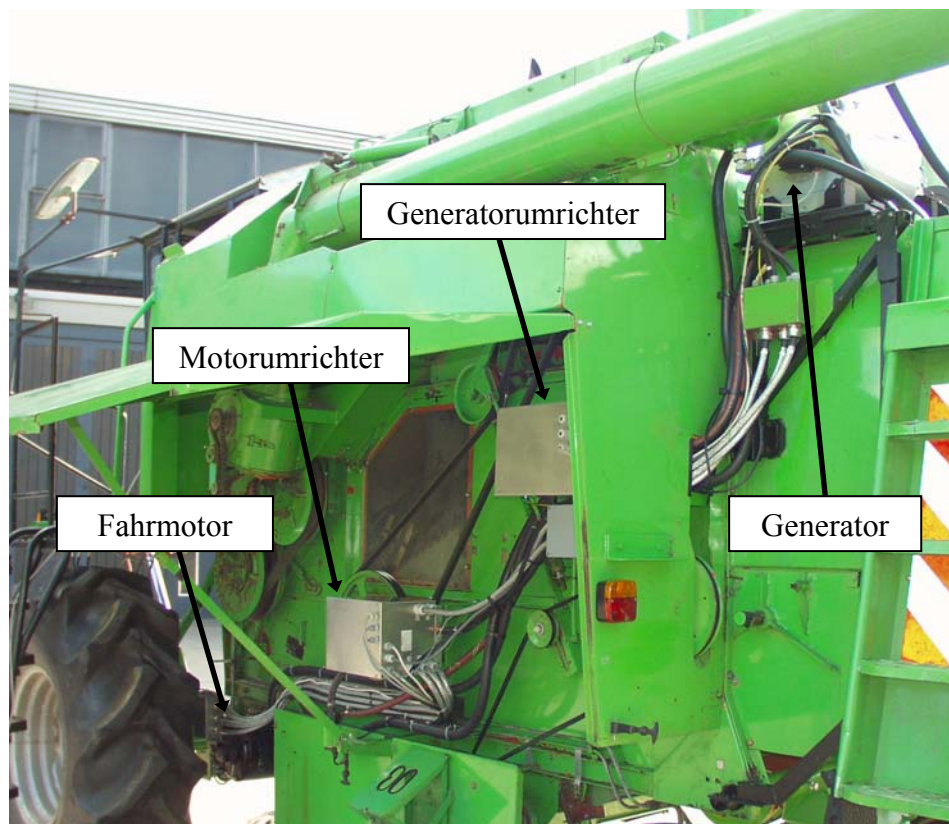


Die Kühlung sämtlicher Leistungskomponenten des elektrischen Wandlers erfolgt über ein separates, zweistufiges Flüssigkeitskühlsystem, welches über einen Kreislauf mit niedrigen Temperaturen und geringen Umlaufmengen die Umrichter und über einen Kreislauf mit etwas höheren Temperaturen und höheren Umlaufmengen Generator und Fahrmotor kühlt.

Technische Daten des Permanentmagnet-Synchrongenerators:

- Hersteller: Fischer-Panda Icemaster GmbH
- Typ: PM80
- Nennspannung: 440 V
- Nenndrehzahl: 3000 1/min
- Nennleistung: 80 kW
- Nennstrom: 105 A

**Bild 38** gibt einen Überblick des in den Versuchsmähdrescher eingebauten, elektrischen Wandlers.



**Bild 38:** Ansicht des elektrischen Wandlers am Versuchsmähdrescher [nach 129]

#### 4.4 Aufbau und Funktion der Messeinrichtungen

Die im Versuchsmähdrescher eingesetzten Messeinrichtungen müssen verschiedene grundsätzliche Forderungen erfüllen. Daher waren bei der Auswahl folgende Anforderungen zu berücksichtigen:

- Die Einsatzbedingungen während des Betriebes des Mähdreschers dürfen nicht zu Störungen der Messeinrichtungen führen. D. h., sowohl die Sensoren als auch die Messwerterfassung müssen unempfindlich gegen die auftretenden Schwingungen und Neigungen sein und auch bei Umgebungstemperaturen von ca. 70 °C eine sichere Funktion gewährleisten. Darüber hinaus müssen insbesondere die Sensoren eine hohe Unempfindlichkeit gegen Staub und Verschmutzung aufweisen.
- Bei Ausfall der Messeinrichtungen muss weiterhin eine sichere Funktion des Versuchsmähdreschers gewährleistet sein. D. h., eine Trennung der Elektronik zur Steuerung und Regelung des Mähdreschers und der Elektronik zur Messwerterfassung muss bis hin zur Spannungsversorgung gegeben sein.
- Um die Belastung des Bedieners während der Feldversuche so gering als möglich zu halten und eine möglichst zügige Durchführung der Versuche sowie einen unkomplizierten Wechsel von einer Versuchsreihe zur nächsten zu gewährleisten, ist darauf zu achten, dass eine einfache und schnelle Bedienung der Messeinrichtungen gegeben ist.
- Die Durchführung von Versuchen muss unabhängig vom Ernteablauf oder dem momentanen Betriebszustand des Versuchsmähdreschers sein, so dass eine Messwerterfassung grundsätzlich jederzeit stattfinden kann.

Zur Erfüllung dieser in Anlehnung an Reitz [23] definierten Forderungen werden für den Versuchsmähdrescher robuste und vorwiegend berührungslos arbeitende Sensoren verwendet. Die notwendigen Kalibrierungen sind auf ein Minimum beschränkt und erfolgen außerhalb des Versuchsablaufes. **Tabelle 1** gibt einen Überblick der verwendeten Sensoren.

**Tabelle 1:** Übersicht der Sensoren [132, 123, 133, 134, 135, 136].

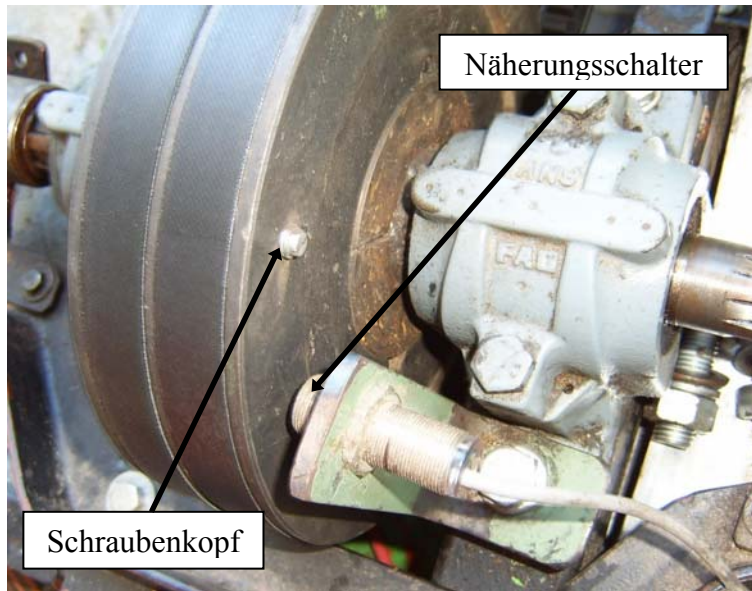
Anwendung	Drehzahl- erfassung	Drehmoment- erfassung	Temperatur- messung	Messung der Fahrgeschwin- digkeit	Zugkraft- messung
<b>Sensor</b>	Induktiver Näherungs- schalter	Drehmoment- messwelle	NTC Sensor	Radarsensor	Kraftmessdose
<b>Hersteller</b>	RS Components GmbH	Chr. Mayr GmbH + Co. KG	AB Elektronik Sachsen GmbH	DICKEY-john Corporation	Hottinger Baldwin Mess- technik GmbH
<b>Typ</b>	NBB5- 18GM50 -E0-RS	EAS-control- DS Type 971. __4	94 097 (94 099)	DjRVS II RADAR VELOCITY SENSOR	Wägezelle U2A
<b>Messbereich</b>	0 – 800 Hz	0 – 400 Nm	-40°C – 155°C	0,4 km/h – 71 km/h	+/- 100 kN
<b>Genauigkeit</b>	-	1 % v. E.	+/- 1 K	≤ +/- 3 % v. M. (bis 3,2 km/h) ≤ +/- 1 % v. M. (bis 71 km/h)	0,5 % v. M.
<b>Arbeits- abstand</b>	0 – 4,05 mm (zu Stahl)	< 5 mm (Antenne)	-	0,45 m – 1,22 m (Bodenabstand)	-
<b>Temperatur- bereich</b>	-25°C – 70°C	0°C – 70°C	-40°C – 155°C	-	-
<b>Schutzklasse</b>	IP 67	IP 54	IP 69	-	-
<b>Anschluss- spannung</b>	10 V – 30 V	15 V – 28 V	-	9 V – 16 V	12 V
<b>Spannungs- abfall</b>	3 V	-	-	1,5 V	-
<b>Signalstrom/ -spannung/ -widerstand</b>	150 mA	0 – +/- 5 V	75 762 Ω – 41,7 Ω	-	0 – +/- 5 V
<b>Grundlast</b>	20 mA	110 mA	-	600 mA	-
<b>Ansprechzeit</b>	-	-	t 90 ≤ 15 s	-	-

#### 4.4.1 Drehzahlerfassung

Zur Erfassung der Eingangsdrehzahlen des jeweiligen Wandlers  $n_{WE}$  und der Wandlerausgangsdrehzahlen  $n_{WA}$ , die aufgrund der formschlüssigen Verbindung mit den Eingangsdrehzahlen des Getriebes  $n_{GE}$  identisch sind, ist der Versuchsmähdrescher an zwei Positionen mit Sensoren zur Drehzahlerfassung ausgerüstet.

Auf Seiten der Leistungsbereitstellung wird die Drehzahl  $n_{WE}$  an der gemeinsamen Antriebswelle von Hydraulikpumpe und Generator erfasst. Hierzu sind seitlich auf der Keil-

riemenscheibe, mit der die Antriebswelle formschlüssig verschweißt ist, vier Schraubenköpfe um jeweils neunzig Grad versetzt angebracht. Diesen Schraubenköpfen gegenüberliegend wurde ein induktiver Näherungsschalter, Tabelle 1, positioniert, der beim Passieren eines Schraubenkopfes jeweils einen Schaltimpuls (Schließen/Öffnen) erzeugt, **Bild 39**.



**Bild 39:** Schraubenkopf auf der Keilriemenscheibe und Näherungsschalter zur Ermittlung der Eingangsdrehzahlen der Wandler  $n_{WE}$

Die Auflösung von vier Impulsen je Umdrehung ist an der Antriebswelle ausreichend, da zum Leerlaufbetrieb des Verbrennungsmotors bereits eine Mindestdrehzahl benötigt wird, die nicht unterschritten werden kann. Das Auftreten sehr geringer Eingangsdrehzahlen  $n_{WE}$  ist somit ausgeschlossen. Der genutzte Betriebsbereich für den Verbrennungsmotor des Versuchsmähdreschers liegt zwischen der Leerlaufdrehzahl von 650 1/min und der Nenn-drehzahl  $n_N$  von 2850 1/min, was einem Schaltfrequenzbereich von ca. 40 Hz bis ca. 190 Hz entspricht.

Zur Erfassung der Wandlerausgangsdrehzahlen  $n_{WA}$  wird ebenfalls ein induktiver Näherungsschalter, Tabelle 1, eingesetzt. Aufgrund der Notwendigkeit, ausgehend vom Stillstand der Maschine bereits geringe Drehzahlen zu erfassen, ist hier allerdings eine höhere Auflösung notwendig. Der Näherungsschalter ist derart im Getriebe platziert, dass er die passierenden Zähne des Stirnrades erfasst, welches die Getriebeausgangswelle antreibt. Das Zahnrad hat sechzig Zähne, so dass bei jeder Umdrehung sechzig Impulse erzeugt

werden. Da es in beiden Fahrtrieben keine Reibkupplungen gibt, ist dieses Zahnrad entweder mit dem hydrostatischen oder mit dem elektrischen Fahrmotor formschlüssig verbunden und lässt somit die Bestimmung der Drehzahlen der Getriebeeingangswelle zu. Aufgrund der festgelegten Übersetzung des Getriebes liegt die Drehzahl der Getriebeausgangswelle zwischen 0 und ca. 950 1/min. Dies entspricht wegen der sechzig Zähne des Stirnrades einem Frequenzbereich von 0 bis ca. 950 Hz.

Da es sich bei den Ausgangssignalen der Drehzahlerfassung um Schaltimpulse handelt, erübrigt sich eine Kalibrierung der Sensoren. Lediglich die verlustfreie Weitergabe der Impulse an den Messwerterfassungsrechner ist bei unterschiedlichen, das Frequenzband repräsentierenden Drehzahlen durch Abgleich mit Handmessungen von  $n_{WE}$  und  $n_{WA}$  vor Beginn der Untersuchungen geprüft worden.

#### 4.4.2 Drehmomenterfassung

Um sowohl während des Ernteeinsatzes als auch bei Straßenfahrt Wirkungsgradmessungen durchführen zu können, sind beide Wandler sowohl eingangs- als auch ausgangsseitig mit Drehmomentmesswellen, Tabelle 1, ausgestattet. Die vier Drehmomentmesswellen sind jeweils zwischen den drehsteifen Wellenkupplungen zur Verbindung von Antriebswelle und Generator, Antriebswelle und Hydraulikpumpe, elektrischem Fahrmotor und Getriebeeingangswelle sowie hydrostatischem Fahrmotor und Getriebeeingangswelle so angeordnet, dass eingangs- als auch ausgangsseitig eine formschlüssige Verbindung zum Wandler gewährleistet ist, Bild 25.

Die Drehmomentmesswellen bestehen im Wesentlichen aus der rotierenden Messwelle selbst und dem zugehörigen, radial angeordneten Stator zur Energieversorgung und Kalibrierung der Drehmomentmesswelle sowie zur Erzeugung eines analogen Spannungssignals, **Bild 40**.

Die Drehmomentmessung erfolgt durch Dehnmessstreifen auf der Messwelle. Die Energieversorgung der Dehnmessstreifen und der elektronischen Schaltung zur Erzeugung des Drehmomentsignals erfolgt berührungslos durch den Stator. Das Drehmomentsignal wird ebenfalls berührungslos vom Rotor zum Stator übertragen, wo es zum Ausgangssignal umgewandelt wird [123].



**Bild 40:** Drehmomentmesswelle mit Stator eingebaut zwischen zwei drehsteifen Wellenkupplungen [123]

Da eine Kalibrierung der Drehmomentmesswellen in eingebautem Zustand nicht möglich ist, sind diese durch den Hersteller vorkalibriert worden. Die zugehörigen Prüfprotokolle wurden zusammen mit den Drehmomentmesswellen geliefert, so dass die zur Umrechnung des Ausgangssignals in Drehmoment-Absolutwerte notwendigen Gleichungen in der Messwerterfassungssoftware hinterlegt werden konnten. Nach Einbau der Drehmomentmesswellen in den Versuchsmähdrescher wurde lediglich deren Nullpunkteinstellung über den Umfang geprüft und gegebenenfalls justiert.

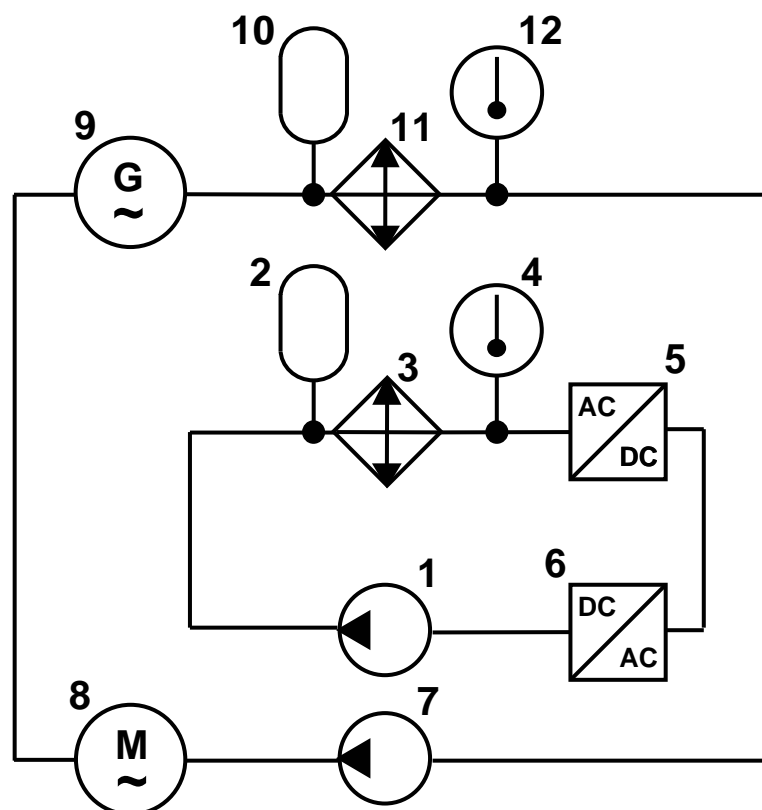
#### 4.4.3 Temperaturmessung

Um den Einfluss der Temperatur auf das Leistungsverhalten sowohl des elektrischen als auch des hydrostatischen Wandlers zu erfassen, sind beide Antriebssysteme mit NTC Temperatursensoren, Tabelle 1, zur Messung der Vorlauftemperatur der Kühlflüssigkeit ausgerüstet, **Bild 41**. Diese ändern ihren elektrischen Widerstand  $R$  in Abhängigkeit von der Temperatur, wodurch sich bei konstanter Spannungsversorgung ein analoges Spannungssignal als Ausgangssignal ergibt. Die konstante Spannungsversorgung wird durch eine sensornah installierte Schaltung zur Stabilisierung der Spannung, welche über Potentiometer justierbar ist, gewährleistet.



**Bild 41:** NTC Temperatursensor zur Messung der Kühlmedientemperatur [133]

Während beim hydrostatischen Wandler ein Sensor im Zulauf des Speiseöls ausreichend ist, Bild 32, sind beim elektrischen Wandler ein Sensor (4) im Niedrigtemperaturkreislauf und ein Sensor (12) im Hochtemperaturkreislauf notwendig, **Bild 42**.



**Bild 42:** Übersichtsschaltplan der Kühlung des elektrischen Wandlers

Legende zu Bild 42:

- 1: BOSCH Kühlmittelpumpe PCA 12V 0 392 022 002 für Niedrigtemperaturkreislauf (Fördermenge 20 l/min)
- 2: Ausgleichbehälter für Niedrigtemperaturkreislauf
- 3: MODINE Kühler für Niedrigtemperaturkreislauf aus BMW E30 M40
- 4: AB Elektronik Sachsen Temperatursensor 94 097
- 5: SETEC Generator-Wechselrichter SE-TUR-01-00
- 6: SETEC Traktions-Wechselrichter SE-TUR-01-00
- 7: BOSCH Kühlmittelpumpe PCA 12V 0 392 022 010 für Hochtemperaturkreislauf (Fördermenge 23 l/min)
- 8: ATB Asynchronmotor KUWF 132L-4C-11
- 9: Fischer-Panda Icemaster Permanentmagnet-Synchrongenerator PM 80
- 10: Ausgleichbehälter für Hochtemperaturkreislauf
- 11: MODINE Kühler für Hochtemperaturkreislauf aus Audi duo III Elektroantrieb
- 12: AB Elektronik Sachsen Temperatursensor 94 097

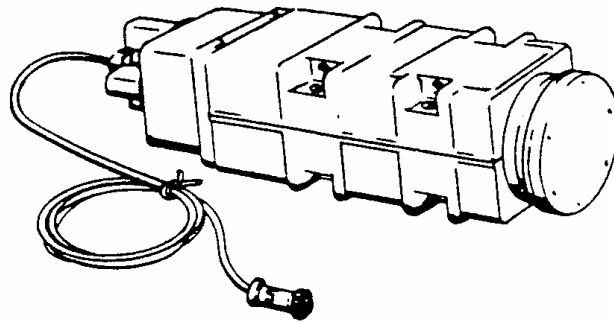
Die Temperatursensoren lassen allerdings kaum einen Rückschluss auf die tatsächliche Temperatur im Inneren der Leistungskomponenten zu. Die Temperatursensoren dienen vielmehr dazu, tendenzielle temperaturabhängige Veränderungen des Leistungsverhaltens der Wandler sichtbar zu machen. Eine Quantifizierung dieser Temperatureinflüsse ist nicht möglich. Allerdings ermöglichen die Temperatursensoren eine Überwachung der Zulauf-temperatur der Wandler, um einer Überhitzung der Komponenten entgegen zu wirken.

Da die Temperatursensoren in eingebautem Zustand vom jeweiligen Kühlmedium umspült werden, erfolgte die Kalibrierung der an der Messwerterfassung des Versuchsmähdreschers angeschlossenen Sensoren durch Eintauchen in Wasser definierter Temperatur, wobei das ausgegebene Spannungssignal jeweils mit Hilfe eines Thermometers der zugehörigen Temperatur zugeordnet wurde. Die ermittelten Kalibrierkurven wurden zur Umrechnung der Spannungssignale in Temperatur-Absolutwerte in der Messwerterfassungssoftware hinterlegt.

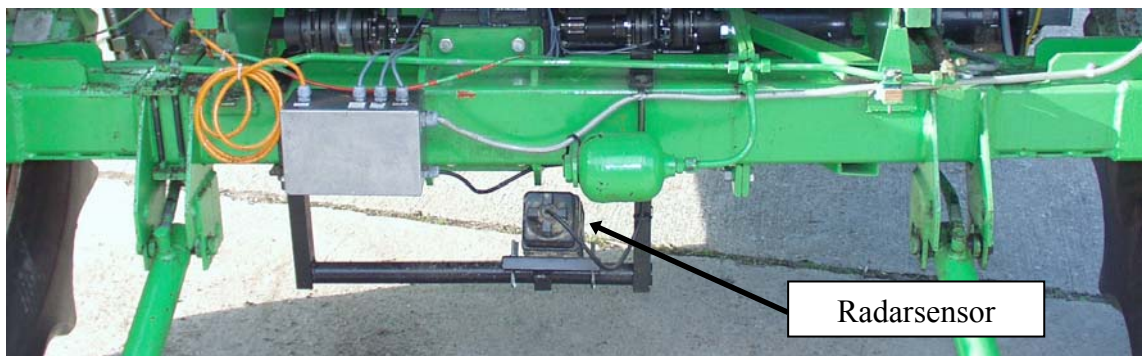


#### 4.4.4 Messung der Fahrgeschwindigkeit

Die Messung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt mit Hilfe eines Radarsensors, Tabelle 1, **Bild 43**, der in der Mitte des Versuchsmähdreschers unter der Triebachse angebracht ist, **Bild 44**.



**Bild 43:** Radarsensor zur Fahrgeschwindigkeitsmessung [nach 137]



**Bild 44:** Anbringung des Radarsensors am Versuchsmähdrescher

Durch diese zentrale Anordnung mitteln sich die unterschiedlichen Geschwindigkeiten des rechten und linken Triebrades, welche zum Beispiel bei Kurvenfahrt auftreten und es wird ausschließlich die mittlere Fahrgeschwindigkeit erfasst. Die Sensoren arbeiten nach dem Doppler-Effekt mit elektromagnetischen Wellen, die durch den Radarsensor ausgesendet und deren Reflexionen durch diesen wieder empfangen werden. Das Ausgangssignal ist proportional zum zurückgelegten Weg [138]. Eine eingehende Beschreibung der Radarsensoren und ihrer Funktion findet sich in [137].

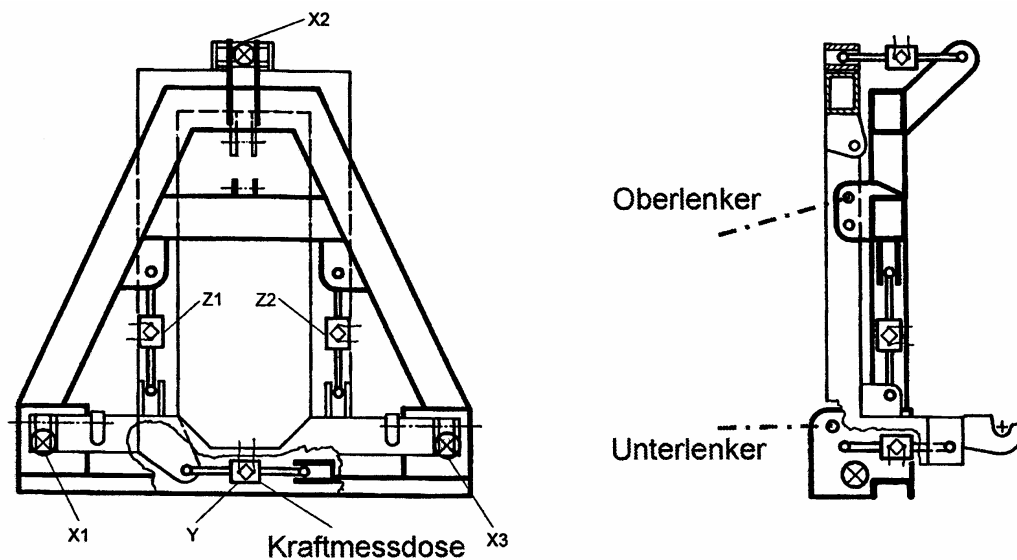
Entsprechend den Herstellerangaben ist der Sensor in einem Winkel  $\beta$  von fünfunddreißig Grad entgegen der Fahrtrichtung angebracht, um ihn vor mechanischen Beschädigungen zu schützen. Für die Funktion ist lediglich  $\beta$  interessant; die Anbringungsrichtung ist unwesentlich. Die ausgegebene Impulsrate beträgt bei diesem Abstrahlwinkel 0,99 Puls/cm [135].

Zusätzlich wurde der Radarsensor für die Straßenfahrt auf ebenem Untergrund kalibriert. Bei diesen Voruntersuchungen bestätigten sich die Herstellerangaben weitgehend, so dass lediglich ein linearer Korrekturfaktor  $k$  in die Gleichung zur Berechnung der gefahrenen Strecke eingefügt wurde, welche in der Messwerterfassungssoftware hinterlegt ist. Wie Reitz [23] bereits feststellte, wird das Signal von Radarsensoren stark durch Bodenunebenheiten und Schwingungen des Mähdreschers beeinflusst. Die von ihm empfohlene Schwingungsentkopplung lässt sich aufgrund der Einbaumöglichkeiten allerdings am Versuchsmähdrescher nicht realisieren. Zudem erkannte Reitz aufgrund der veränderten Reflexionsverhältnisse die Beschaffenheit der Bodenoberfläche als wesentliche Einflussgröße, so dass beim Ernteeinsatz eine Kalibrierung der Sensoren auf der jeweiligen Erntefläche durchgeführt werden sollte. Da die Untersuchungen zur Bewertung der Wandler beim Ernteeinsatz allerdings stets in parallelen Fahrspuren, d. h. bei identischen Bodenverhältnissen für beide Wandler, durchgeführt werden, kann auf die Kalibrierung der Radarsensoren auf die jeweiligen Bodenverhältnisse der einzelnen Schläge verzichtet werden.

Der systematische Fehler, welcher sich durch den nicht angepassten Korrekturfaktor  $k$  einstellt, wird durch den direkten Vergleich der Parallelfahrten wieder ausgeglichen. Da die Messungen der Radarsensoren beim Ernteeinsatz vornehmlich zur Einstellung identischer Fahrgeschwindigkeiten und zur Ermittlung des Schlupfes herangezogen werden, ist nicht die absolute Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  sondern ein vergleichbarer Relativwert notwendig. Zur Ermittlung des Leistungsverhaltens ist ebenfalls weniger die absolute Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  als vielmehr die abgegebene Leistung interessant. Die abgegebene Leistung wird zwar durch die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst, allerdings haben die Änderungen des Rollwiderstands  $F_R$  und des Steigungswiderstands  $F_{St}$  insbesondere bei der Feldarbeit einen deutlich höheren Einfluss. Für Messungen bei Straßenfahrt lassen sich die Signale der Radarsensoren aufgrund des angepassten Korrekturfaktors  $k$  zur Ermittlung von Fahrgeschwindigkeits-Absolutwerten heranziehen.

#### 4.4.5 Zugkraftmessung

Zur Zugkraftmessung wird der von Droll [139] und Schutte [136, 140] beschriebene Sechs-Komponenten-Kraftmessrahmen verwendet, **Bild 45**, welcher in den drei möglichen Wirkrichtungen (x, y und z) mit sechs Kraftmessdosen, Tabelle 1, jeweils Zugkräfte bis maximal 100 kN erfassen kann. Jeder der Kraftmessdosen ist jeweils ein Kraftmessverstärker zugeordnet. Diese sind direkt am Kraftmessrahmen positioniert. Als Ausgangssignale werden durch die Kraftmessverstärker drei analoge Spannungssignale erzeugt, welche linear abhängig von den auftretenden Zug- bzw. Druckkräften an den Kraftmessdosen sind.



**Bild 45:** Sechs-Komponenten-Kraftmessrahmen zur Zugkraftmessung [nach 136]

Die Kalibrierung der sechs Kraftmessdosen erfolgt stationär durch Aufbringung definierter Zugkräfte auf jeweils eine Kraftmessdose. Eine gesonderte Kalibrierung für die Zugkraftmessung am Mähdrescher erübrigt sich entsprechend.

Der Kraftmessrahmen wird an die Dreipunkthydraulik am Heck eines Bremsschleppers angebaut. Der Mähdrescher als ziehendes Fahrzeug wird über eine Abschleppstange und den Kraftmessrahmen vom Bremsschlepper in Rückwärtsfahrt gebremst, **Bild 46**.

Da für die Zugkraftmessung bei horizontaler Anordnung der Abschleppstange lediglich die Signale der drei in Zugrichtung (x-Richtung) arbeitenden Kraftmessdosen nötig sind, wer-

den diese sowohl mit der Messwerterfassung des Versuchsmähdreschers als auch mit der Messwerterfassung des Bremsschleppers verbunden.



**Bild 46:** Aufbau für Zugversuche

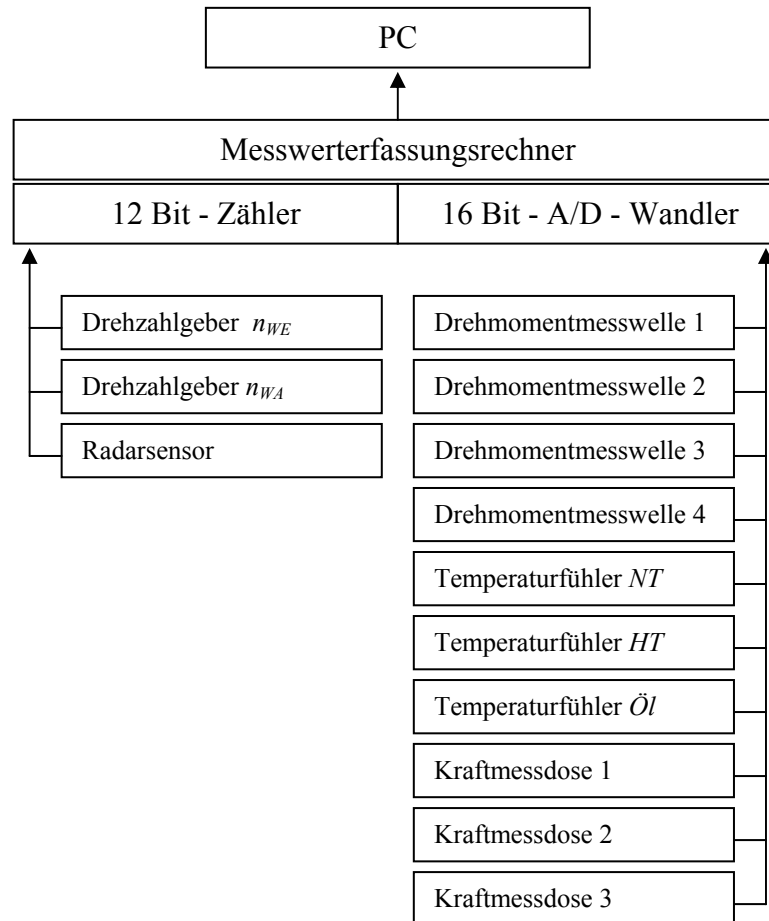
Dies ist notwendig, um die Signale zeitgleich mit den Signalen der übrigen Sensoren des Versuchsmähdreschers zu empfangen und zu verarbeiten, damit die Momentanleistungen den entsprechenden Zugkräften zugeordnet werden können und um dem Fahrer des Bremsschleppers die durch den Mähdrescher aufgebrauchten Momentanzugkräfte anzuzeigen, so dass er die gewünschten Zugkräfte einstellen kann.

#### 4.4.6 Messwerterfassung und -auswertung

Die Erfassung und Verarbeitung der Signale der oben beschriebenen Sensoren erfolgt durch eine Kombination aus einem Messwerterfassungsrechner und einem Personalcomputer (PC). Die Ausgänge der Sensoren sind hierzu mit den Eingängen des Messwerterfassungsrechners verbunden. Dieser wandelt die eingehenden Impulse und analogen Signale in digitale Signale und leitet sie an den PC weiter, **Bild 47**.

Auf dem PC ist die Messwerterfassungssoftware abgelegt, welche zur Umrechnung der Signale des Messwerterfassungsrechners in absolute Größen, zur graphischen Darstellung des Messverlaufes und zur Speicherung der Messdaten auf dem PC dient, **Tabelle 2**. Der PC ist daher sowohl Bedien- und Anzeigeoberfläche für die Messwerterfassungssoftware

und zur Einstellung des Messwerterfassungsrechners als auch Speicher für die erfassten Messergebnisse.



**Bild 47:** Schematische Darstellung der Messwerterfassung

Während die Messwerte der Drehzahl-, Geschwindigkeits-, Drehmoment- und Temperatursensoren jeweils einzeln im PC gespeichert werden, werden die Messwerte der drei Kraftmessdosen durch die Messwerterfassungssoftware nach **Gl. (33)** aufsummiert [136] und als einzelner Zugkraftwert  $F_Z$  abgelegt. Die Notwendigkeit, den Wert von  $F_{Z2}$  zu subtrahieren, ergibt sich durch die Positionierung der Kraftmessdosen am Kraftmessrahmen.

$$F_Z = F_{Z1} + F_{Z3} - F_{Z2} \quad (33)$$

Die Abfrage und Speicherung der Messwerte erfolgt zehnmal pro Sekunde. Hochfrequente Prozesse, wie beispielsweise die Drehmomentschwankungen, die durch die Drehschwin-

gung des Verbrennungsmotors oder die Anregung des Fahrtriebes durch die Stollen der Antriebsräder über den Radumfang entstehen, können mit der Abtastrate von 10 Hz nicht hinreichend erfasst werden und finden somit keinen Eingang in die Auswertung. Zur Ermittlung des Leistungsverhaltens und der Wirkungsgrade der beiden Wandler ist es allerdings nicht notwendig, diese hochfrequenten Prozesse zu erfassen. Ziel ist es vielmehr, kontinuierliche, mittlere Verläufe einander gegenüberzustellen.

**Tabelle 2:** Übersicht der zur Messwernerfassung verwendeten Hard- und Software.

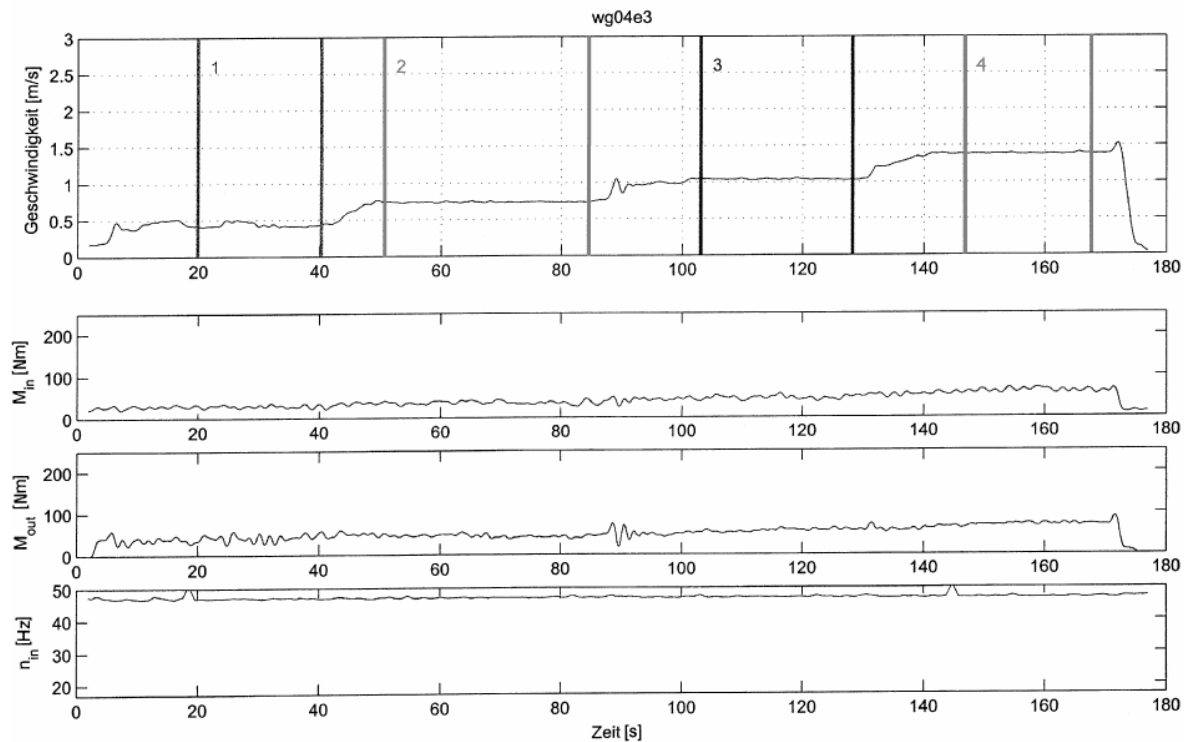
Gerät	Hersteller/ Bezeichnung	Technische Daten	Software
Notebook PC	ARTIST Notebook Vision 350M	Intel Celeron 700 MHz 128 MB RAM, 6 GB Festplatte 1x USB, 1x seriell, 1x parallel	National Instruments DASYLab 7.0
Messwernerfassungs- rechner	IOTech DaqBook/200	16 analoge Eingänge unipolar (bzw. 8 analoge Eingänge bipolar) 24 digitale Ein- und Ausgänge 5 Zählereingänge 2 analoge Ausgänge	-

Um die Einflüsse höherfrequenter Anregungen insbesondere bei der Drehmomentenerfassung weitestgehend zu reduzieren, wird aus den gespeicherten Messdaten im Rahmen der Auswertung und graphischen Darstellung nach **Gl. (34)** über jeweils zwanzig Werte  $x_i$ , d. h. über einen Zeitraum von je zwei Sekunden, ein gleitender Mittelwert  $\bar{x}_i$  errechnet.

$$\bar{x}_i = \frac{x_{i-9} + x_{i+10} + 2(x_{i-8} + x_{i+9}) + 3(x_{i-7} + x_{i+8}) + 4(x_{i-6} + x_{i+7}) + 5(x_{i-5} + x_{i+6}) + 6(x_{i-4} + x_{i+5}) + 7(x_{i-3} + x_{i+4}) + 8(x_{i-2} + x_{i+3}) + 9(x_{i-1} + x_{i+2}) + 10(x_i + x_{i+1})}{110} \quad (34)$$

Obwohl sich derartige, höherfrequente Prozesse bei der Erfassung von Drehzahl, Temperatur, Fahrgeschwindigkeit und Zugkraft nicht zeigen, wird der gleitende Mittelwert zur Vereinheitlichung und leichteren Nachvollziehbarkeit der Auswertung in gleicher Form für sämtliche am Versuchsmähdrescher erfassten Messwerte berechnet und zur Ergebnisdarstellung verwendet. Die Auswertung der gespeicherten Daten sowie die Ergebnisdarstellung erfolgt absätzig jeweils am Ende der Versuchsfahrten.

**Bild 48** zeigt exemplarisch die graphische Darstellung einer Messreihe. Es handelt sich hierbei um den Mess- und Auswertungsschrieb der dritten Versuchsfahrt mit dem elektrischen Antrieb in Wintergerste vom 07. Juli 2004 (wg04e3). Der Mess- und Auswertungsschrieb beinhaltet vier Diagramme.



**Bild 48:** Graphische Darstellung der Messreihe wg04e3

Diese bilden von oben nach unten die Verläufe der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$ , des Eingangsmomentes des Wandlers  $M_{WE}$  ( $M_{in}$ ), des Getriebeeingangsmomentes  $M_{WA}$  ( $M_{out}$ ) sowie der Eingangsdrehzahl  $n_{WE}$  ( $n_{in}$ ) jeweils über die Zeit ab. Dargestellt sind die Kurven der gleitenden Mittelwerte. Im Rahmen der Messreihe wg04e3 wurden vier Messungen durchgeführt. Diese sind im Diagramm der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  über der Zeit mit den Zahlen eins bis vier gekennzeichnet. Der Beginn und das Ende einer Messung sind jeweils durch senkrechte Linien in diesem Diagramm abgebildet.

## 5 UNTERSUCHUNG DER WANDLER

Die im Folgenden beschriebenen Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung und des Leistungsverhaltens repräsentieren die Betriebsarten:

- Standlauf (Betrieb des Wandlers bei Fahrgeschwindigkeit 0)
- Feldarbeit (Teillastbetrieb des Wandlers beim Ernteeinsatz)
- Straßenfahrt (Teillastbetrieb des Wandlers bei Umsetzfahrten)
- Volllast (Betrieb des Wandlers bei hohen Zugkräften)

Durch diese Methodik sollten die unterschiedlichen im Einsatzprofil eines Mähdreschers auftretenden Betriebsbedingungen erfasst werden, um eine möglichst breite Basis für die Bewertung stufenloser Wandler für Mähdrescher zu schaffen.

Zum Betrieb der beiden Wandler sind systembedingt elektrische Nebenverbraucher notwendig. Für den hydrostatischen Wandler sind dies die elektronische Reglereinheit (MC), der Lüfter des Ölkühlers sowie die Magnetventile von Verstellmotor und Verstellpumpe. Beim elektrischen Wandler sind es die Reglereinheiten der Leistungselektroniken (TWC / GWC), der Kühlerlüfter des Wasserkühlers für den Hoch- und den Niedrigtemperaturkreislauf sowie die elektrischen Wasserpumpen für beide Kühlkreise.

Die Leistungen für die elektrischen Nebenverbraucher beider Wandler wurden am Versuchsmähdrescher gemessen. Aufsummiert betragen diese für den hydrostatischen Wandler 0,21 - 0,23 kW und für den elektrischen Wandler 0,5 kW und können als zusätzliche Verlustleistungen dem jeweiligen Antriebssystem zugeordnet werden. Die Spanne von 0,02 kW beim hydrostatischen Wandler beruht auf einer Erhöhung des Leistungsbedarfes, wenn die Magnetventile in Betrieb sind, d. h., die Hydraulikpumpe oder der hydrostatische Fahrmotor geschwenkt werden.

Da die systembedingten Nebenverbraucher über das 12 V-Bordnetz des Mähdreschers versorgt werden, wurden deren Verlustleistungen im Rahmen der Untersuchungen der Wandler nicht erfasst. Da es sich um konstante Werte handelt, wäre eine pauschale Summierung dieser Verlustleistungen mit den Verlusten des jeweiligen Wandlers denkbar. Hiervon



wurde allerdings abgesehen, da die Nebenverbraucher zwar funktionell für den jeweiligen Wandler ausgelegt, bezüglich ihrer Leistungsaufnahme allerdings nicht optimiert sind.

## 5.1 Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung

### 5.1.1 Versuchsablauf

Die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  ist diejenige Eingangsleistung, welche der jeweilige Wandler benötigt, um aktiv die Fahrgeschwindigkeit  $v_F = 0$  einzustellen. Das bedeutet, dass der jeweilige Wandler eingekuppelt ist. Der Fahrmotor ist zur Leistungsabgabe bereit, aber auf Drehzahl 0 eingestellt, so dass keine Ausgangsleistung  $P_{WA}$  durch den Wandler erzeugt wird. Ein Einfluss der Hangneigung auf die elektrische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe}$  ist aufgrund der auftretenden, durch die Fahrmotoren aufzubringenden Haltemomente  $M_H$  für den elektrischen Wandler zu erwarten. Beim hydrostatischen Wandler ist die hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  unabhängig von der Hangneigung. Von einem wirklichen Halten des Mähdreschers am Hang kann allerdings aufgrund der internen Leckölströme des hydrostatischen Fahrmotors beim Versuchsmähdrescher nicht ausgegangen werden.

Obwohl es sich beim Halten in Null-Last-Position um einen Einsatzfall handelt, welcher in der tatsächlichen Mähdreschernutzung nur zu einem geringen Zeitanteil auftritt, wurde die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  für beide Wandler nur in der Ebene ermittelt. Es handelt sich bei den Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  um eine grundlegende Verifizierung der o. a. Annahmen und nur bei Null-Last ist eine Vergleichbarkeit der beiden Wandler gegeben, da nur in diesem Fall die lastabhängige Verstärkungsspannung  $U_{Bo} = 0$  und somit sicher konstant ist.

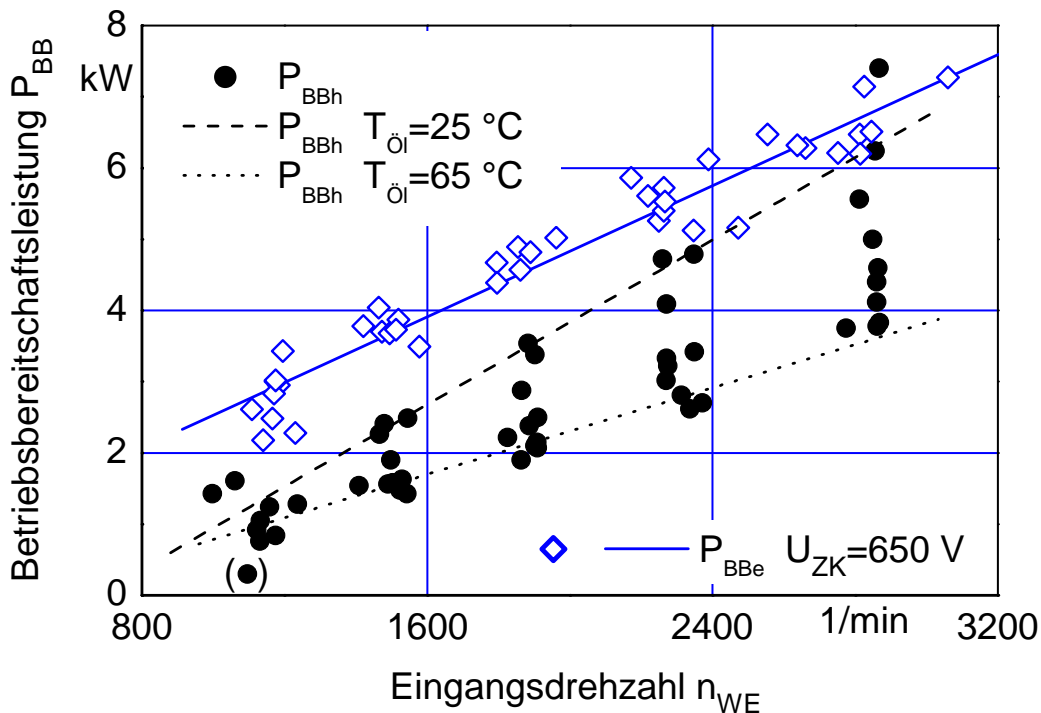
Die Messungen der Betriebsbereitschaftsleistung wurden für beide Wandler unter Variation der Eingangsdrehzahl  $n_{WE}$  sowie für den elektrischen Wandler der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  durchgeführt. Dabei wurde für jeden Messpunkt jeweils ein stationärer Zustand des Wandlers hergestellt. Die Messungen wurden erst nach Erreichen des stationären Zustandes ausgelöst. Ein Messpunkt repräsentiert jeweils das arithmetische Mittel einer derartigen Messung.

### 5.1.2 Ergebnisse

Die Variation der Eingangsdrehzahl beginnend mit der Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors bis zu dessen Nenndrehzahl  $n_N$  ergab für beide Wandler eine deutliche Zunahme der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  mit steigender Eingangsdrehzahl  $n_{WE}$ . Für den elektrischen Wandler zeigte sich dabei ein linearer Zusammenhang von  $P_{BBe}$  und  $n_{WE}$  gemäß **Gl. (35)**, während die Werte für den hydrostatischen Wandler stark streuten, **Bild 49**.

$$P_{BBe} = a_e \cdot n_{WE} + b_e \quad (35)$$

Dieser Umstand liegt darin begründet, dass die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  des hydrostatischen Wandlers in hohem Maße von der druck- und temperaturabhängigen, kinematischen Viskosität des Hydrauliköls beeinflusst wird. Die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe}$  des elektrischen Wandlers zeigt im Gegensatz dazu kein temperaturabhängiges Verhalten.

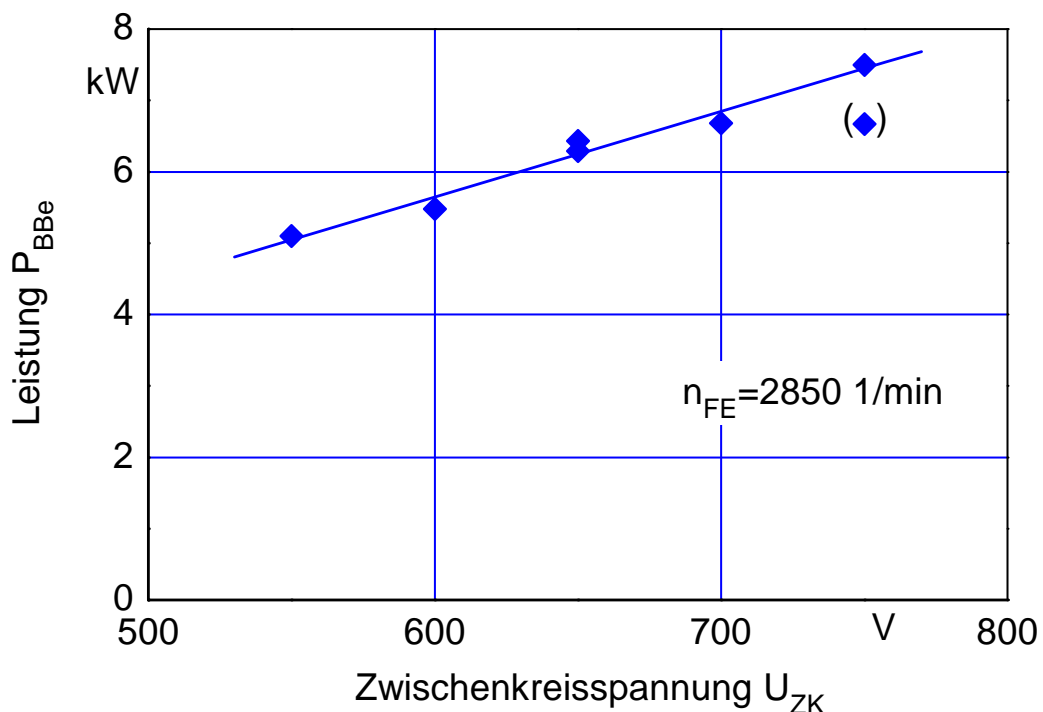


**Bild 49:** Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  in Abhängigkeit von der Eingangsdrehzahl der Wandler  $n_{WE}$  und der Temperatur des Hydrauliköls  $T_{\text{Öl}}$

Bei der Ermittlung der Abhängigkeit der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  von der Eingangsdrehzahl  $n_{WE}$  und der kinematischen Viskosität  $\nu$  ist grundsätzlich zu berücksichtigen, dass sowohl der Anstieg von  $n_{WE}$  als auch eine Vergrößerung von  $\nu$  eine Erhöhung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  zur Folge haben. Darüber hinaus nimmt die Streuung der hydrostatischen Betriebsbereitschaftsleistung zusätzlich mit steigender Eingangsdrehzahl zu, Bild 49. Unter Einbeziehung der Regressionskonstanten  $a_h$ ,  $b_h$  und  $c_h$  ist daher **Gl. (36)** geeignet, den Zusammenhang von  $P_{BBh}$ ,  $n_{WE}$  und  $\nu$  im Messbereich hinreichend genau zu beschreiben.

$$P_{BBh} = a_h \cdot n_{WE} \cdot \nu^{b_h} - c_h \quad (36)$$

Einen wesentlichen Anteil an der hydrostatischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  hat die hydraulische Leistung der Speisepumpe  $P_{hSp}$ . Diese steigt im Messbereich von 0,39 kW bei 1000 1/min bis auf 1,1 kW bei 2850 1/min an.



**Bild 50:** Elektrische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBe}$  in Abhängigkeit von der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$

Des Weiteren zeigt sich in Bild 49 bei der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK} = 650 \text{ V}$  eine im Vergleich zum hydrostatischen Wandler deutlich höhere Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB_e}$  des elektrischen Wandlers. Wie in **Bild 50** dargestellt, das die Variation der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  bei Nenndrehzahl zeigt, ist durch eine Absenkung der Zwischenkreisspannung eine lineare Verringerung der elektrischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB_e}$  möglich.

## 5.2 Untersuchungen zum Leistungsverhalten

### 5.2.1 Feldarbeit

Um Aufschluss über das Verhalten beider Wandler während der Feldarbeit zu erhalten, wurden in den Jahren 2003 und 2004 Wintergerste, Winterweizen und Mais mit dem Versuchsmähdrescher geerntet, wobei die Ergebnisse des Maisdrusches aufgrund des höheren Einsatzgewichtes des Mähdreschers und der veränderten Bodenverhältnisse von den Ergebnissen des Getreidedrusches abweichende Werte erwarten ließen.

#### 5.2.1.1 Versuchsablauf

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden die Versuche jeweils auf Feldern mit gleichmäßigen Beständen und sowohl in Längs- als auch in Querrichtung möglichst geringer Hangneigung durchgeführt, wobei jeweils parallele, nebeneinander liegende Fahrspuren miteinander verglichen wurden. Die Aberntung einer Fahrspur stellte hierbei jeweils eine Messreihe dar.

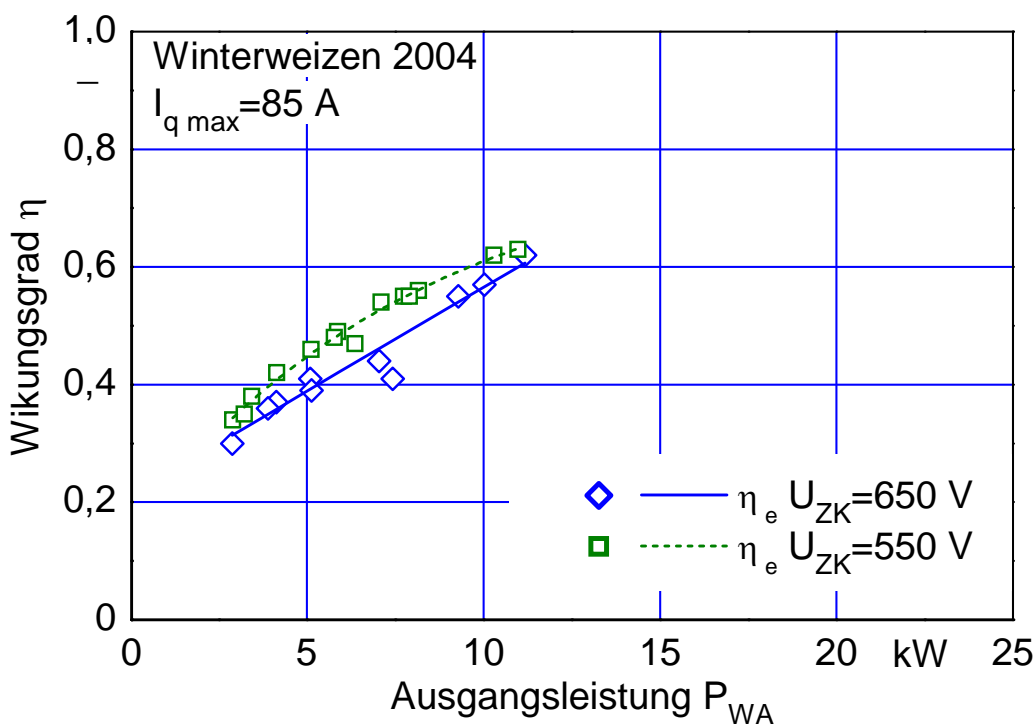
Zur Erzeugung unterschiedlicher Ausgangsleistungen der Wandler am Getriebeeingang  $P_{WA}$  wurde im Rahmen einer Messreihe die Fahrgeschwindigkeit mehrfach variiert. In Abhängigkeit von der Schlaglänge konnten zwischen zwei und sieben Messpunkte in einer Messreihe erfasst werden, wobei die Fahrgeschwindigkeiten in den nebeneinander liegenden Messreihen für den hydrostatischen und den elektrischen Wandler jeweils gleich waren. Die Fahrgeschwindigkeiten wurden dabei so gewählt, dass der Hauptarbeitsbereich des Mähdreschers innerhalb einer Messreihe nach Möglichkeit komplett abgedeckt wurde. Nach Einstellen der entsprechenden Fahrgeschwindigkeit wurde jeweils gewartet, bis sich bezüglich des Antriebssystems ein stationärer Arbeitszustand des Mähdreschers eingestellt hatte, bevor die Messung ausgelöst wurde. Ein Messpunkt repräsentiert jeweils das arith-

metische Mittel einer derartigen Messung. Nach Abschluss einer Messung wurde die nächste vorgesehene Geschwindigkeit eingestellt.

Indem nach jeder Messreihe der Korntank entleert wurde, war das Gewicht des Mähdeschers während der zu vergleichenden Messungen verschiedener Messreihen jeweils identisch.

### 5.2.1.2 Ergebnisse

Wie die Untersuchungen zur Ermittlung der elektrischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  vermuten ließen, konnte im Feldversuch der Wirkungsgrad im Bereich sehr niedriger Ausgangsleistungen durch Verminderung der elektrischen Betriebsbereitschaftsleistung bzw. Absenkung der Zwischenkreisspannung erhöht werden, **Bild 51**.



**Bild 51:** Wirkungsgrad  $\eta_e$  des elektrischen Wandlers in Abhängigkeit von der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  und der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$

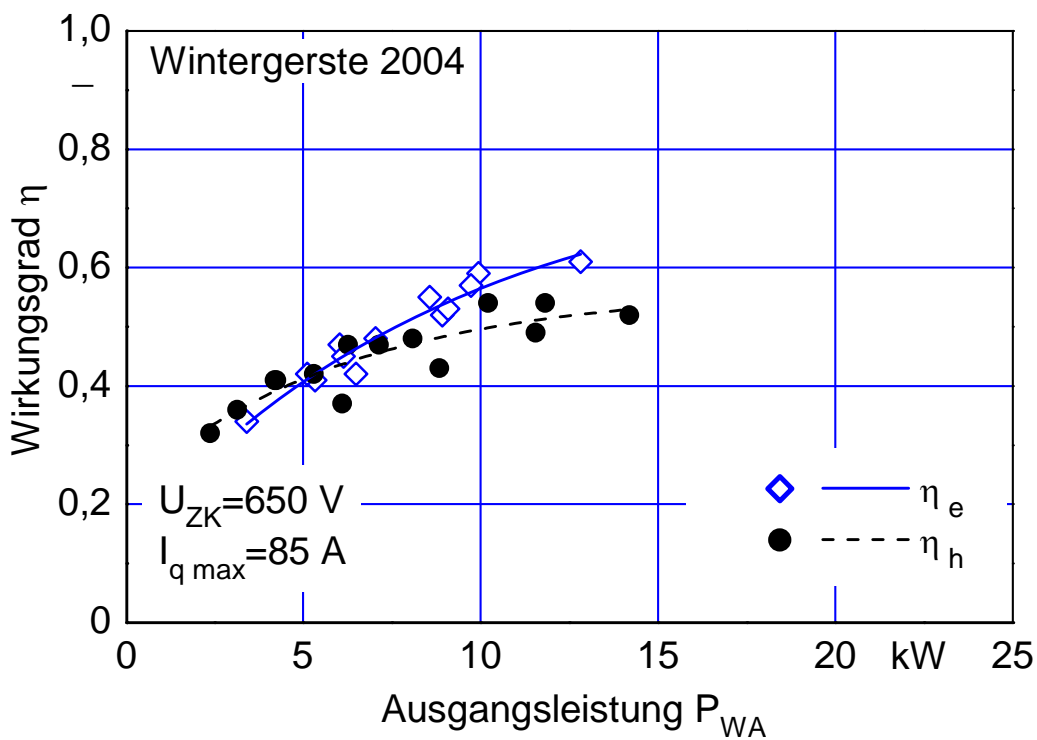
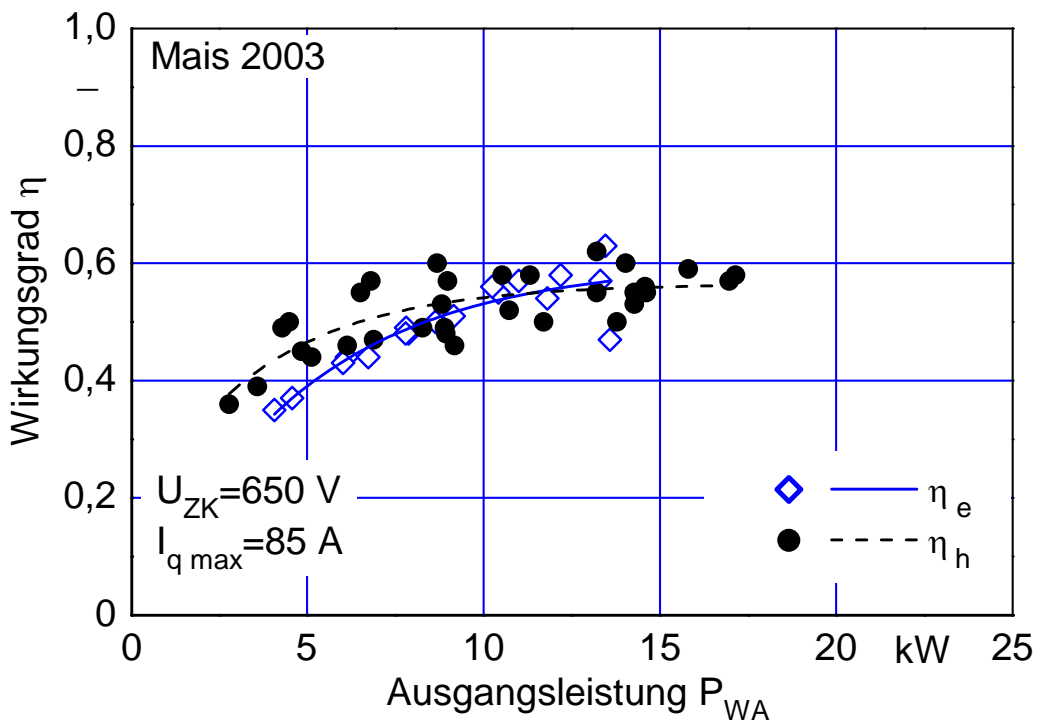
Da sich allerdings die Leitungsverluste bei höherer Stromstärke  $I$  vergrößern, ist für hohe Leistungen mit einem größeren Wirkungsgrad bei höherer Spannung zu rechnen, so dass sich die dargestellten Verlaufskurven schneiden müssten. Obwohl die für diesen Schnitt-

punkt notwendige Leistung während des Ernteeinsatzes nicht erreicht werden konnte, lässt sich die Tendenz dazu in Bild 51 erkennen.

In **Bild 52** sind die während der Ernte von Mais 2003 und von Wintergerste 2004 ermittelten Wirkungsgrade  $\eta$  über der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  für den hydrostatischen und für den elektrischen Wandler bei einer Zwischenkreisspannung  $U_{ZK} = 650$  V und einem maximalen Wirkstrom des Fahrmotors  $I_{qmax} = 85$  A dargestellt. Beide Diagramme repräsentieren einen Fahrgeschwindigkeitsbereich von unter 2,0 bis über 7,5 km/h. Auffällig ist hierbei die weitaus größere Streuung der Wirkungsgrade des hydrostatischen Wandlers. Diese ist durch dessen temperaturabhängiges Verhalten bedingt.

Im Messbereich konnten beide Wandler einen Wirkungsgrad von  $\eta = 0,6$  und darüber erreichen. Bei sehr kleinen Ausgangsleistungen war der Wirkungsgrad des hydrostatischen Wandlers, bedingt durch die im Vergleich zur elektrischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBE}$  niedrigere hydrostatische Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$ , höher als der des elektrischen Wandlers. Allerdings zeigt die Kurve des Wirkungsgrades des elektrischen Wandlers insgesamt einen steileren Verlauf als die des hydrostatischen Wandlers, wodurch sich die Verlaufskurven jeweils im Hauptarbeitsbereich schneiden. Bei höheren Ausgangsleistungen ist daher der Wirkungsgrad des elektrischen Wandlers höher als der des hydrostatischen Wandlers. Über den gesamten Bereich der Feldarbeit betrachtet sind die Wirkungsgrade beider Wandler weitgehend gleich.

Bei der Maisernte ist der Rollwiderstand  $F_R$  des Mähdeschers größer als während der Getreideernte, da sich einerseits das Mähdeschergewicht  $F_G$  durch den Einsatz des im Vergleich zum Getreideschneidwerk schwereren Maispflückers sowie die Ballastierung der Hinterachse erhöht und andererseits der Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  bei feuchterem Boden höher ist. Dies führt zu einem höheren Fahrwiderstand  $F_W$ . Es treten daher während der Maisernte bei gleicher Ausgangsleistung niedrigere Fahrgeschwindigkeiten und höhere Drehmomente auf als bei der Getreideernte. Dieser Umstand verdeutlicht sich in Bild 52 dadurch, dass sich die Regressionskurven in der Maisernte parallel zu höheren Wirkungsgraden hin verschieben.



**Bild 52:** Wirkungsgrad  $\eta$  in Abhängigkeit von der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  für die Ernte von Körnermais 2003 und Wintergerste 2004

Dieses Verhalten wird besonders beim hydrostatischen Fahrtrieb deutlich, gilt in verminderter Form aber auch für den elektrischen Fahrtrieb, obwohl sich dies in Bild 52 nicht erkennen lässt. Abgesehen von der Verschiebung zu höheren Wirkungsgraden bleibt der grundsätzliche Verlauf der Regressionskurven in Gerste und Mais ähnlich und ist somit unabhängig vom Leistungsbedarf des Fahrtriebes.

### **5.2.2 Straßenfahrt**

Zur Bestimmung des Verhaltens der Wandler bei Straßenfahrt wurden im Jahr 2004 Versuche auf einer betonierten Straße des Geländes der Versuchsstation für Pflanzenzüchtung der Universität Hohenheim durchgeführt. Der Verlauf der ausgewählten Messstrecke ist gerade und relativ eben. Eine Berechnung anhand von Vermessungspunkten im Streckenverlauf ergab eine kontinuierliche Steigung von lediglich 1,5 %.

#### **5.2.2.1 Versuchsablauf**

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurden die Versuche im Wechsel aufwärts und abwärts durchgeführt, wobei im direkten Vergleich jeweils nur Aufwärts- bzw. Abwärtsfahrten einander gegenübergestellt wurden.

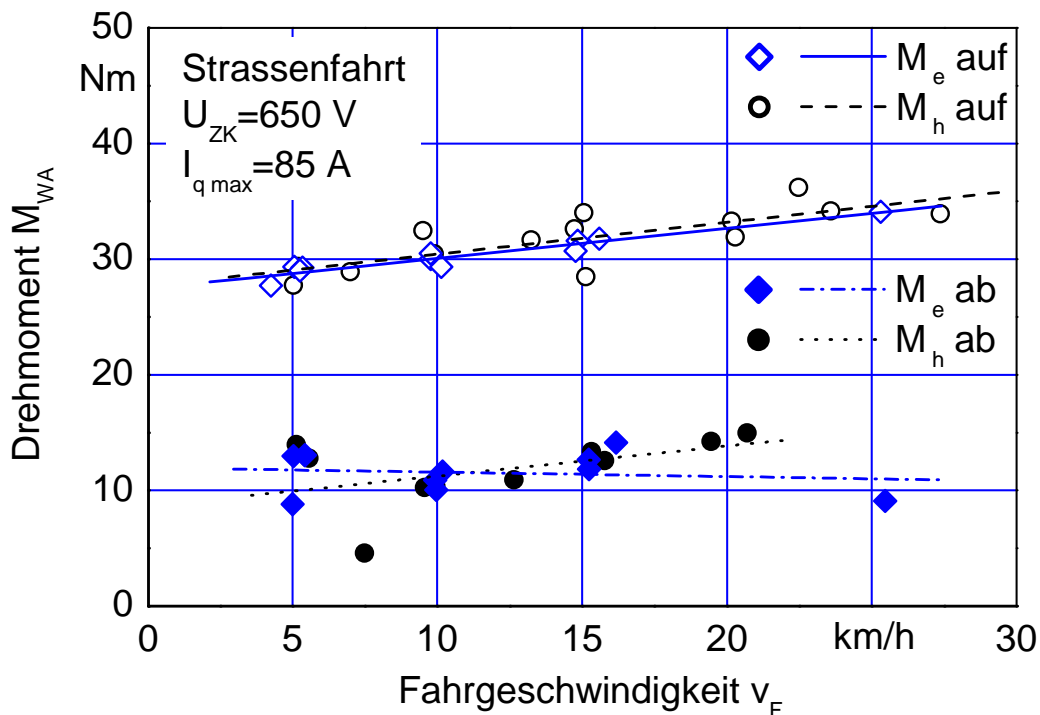
Zur Erzeugung unterschiedlicher Ausgangsleistungen der Wandler am Getriebeeingang  $P_{WA}$  wurde im Rahmen einer Messreihe die Fahrgeschwindigkeit variiert. Die Messstrecke musste zur Erstellung einer Messreihe hierbei mehrfach abgefahren werden. Dabei wurden die Fahrgeschwindigkeiten so gewählt, dass die während der Straßenfahrt des Mähdreschers auftretenden Geschwindigkeiten zwischen 5 und 25 km/h jeweils innerhalb einer Messreihe komplett abgedeckt wurden. Nach Einstellen der entsprechenden Fahrgeschwindigkeit wurde jeweils gewartet, bis sich bezüglich des Antriebssystems ein stationärer Arbeitszustand des Mähdreschers eingestellt hatte, bevor die Messung ausgelöst wurde. Ein Messpunkt repräsentiert jeweils das arithmetische Mittel einer derartigen Messung. Nach Abschluss einer Messung wurde die nächste vorgesehene Geschwindigkeit eingestellt.

#### **5.2.2.2 Ergebnisse**

Fahrgeschwindigkeiten, die über den Hauptarbeitsbereich des Mähdreschers bei der Feldarbeit hinausgehen, benötigen höhere Motorleistungen als im Ernteeinsatz. Die höhere



Wandlerausgangsleistung  $P_{WA}$  bei Straßenfahrt wird im Wesentlichen durch höhere Ausgangsdrehzahlen  $n_{WA}$  bewirkt, während das Drehmoment niedrig und weitgehend konstant bleibt. **Bild 53** stellt die Verläufe der Abtriebsmomente  $M_{WA}$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  für die Straßenfahrt bei 1,5 % Steigung bzw. Gefälle dar.



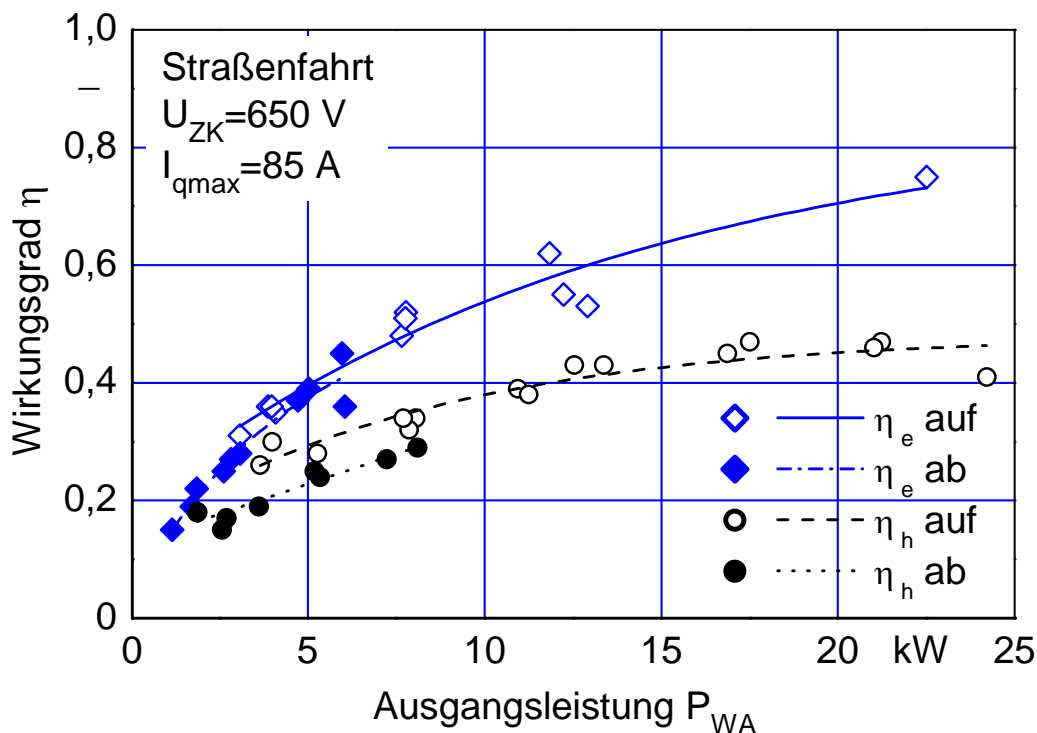
**Bild 53:** Abtriebsmoment  $M_{WA}$  in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  für die Straßenfahrt bei 1,5 % Steigung bzw. Gefälle

Der abgebildete, lineare Zusammenhang zwischen Drehmoment und Fahrgeschwindigkeit zeigt einerseits, dass die Momente bei Aufwärtsfahrt erkennbar höher sind als bei Abwärtsfahrt und andererseits, dass diese unabhängig vom eingesetzten Wandler sind. Der leichte Anstieg der Geraden ist sowohl durch ein Ansteigen des Rollwiderstandes  $F_R$  als auch durch ein Ansteigen des Luftwiderstandes  $F_L$  mit steigender Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  bedingt.

Der Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  erhöht sich mit steigender Geschwindigkeit  $v_F$  [107] und führt zu einem Anstieg des Rollwiderstandes  $F_R$ . Dieser Einfluss zeigt sich gemäß Langenbeck [141] bei Ackerschlepperreifen, deren Verhalten identisch dem von Reifen für

Erntemaschinen ist, besonders im Bereich niedrigerer Fahrgeschwindigkeiten unterhalb von 11 km/h. Bei höheren Geschwindigkeiten, ist nach [107] nur noch ein geringfügiger Anstieg des Rollwiderstandes mit steigender Fahrgeschwindigkeit zu erkennen. Da allerdings der Einfluss des Luftwiderstandes  $F_L$  auf den Fahrwiderstand  $F_W$  mit steigender Fahrgeschwindigkeit quadratisch zunimmt, ergibt sich insgesamt über den Messbereich ein leichter kontinuierlicher Anstieg des Abtriebsmomentes  $M_{WA}$ . Der konträre Verlauf der Abtriebsmomente für den elektrischen Wandler bei Abwärtsfahrt wird im Wesentlichen durch Abweichungen der einzelnen Messpunkte bedingt, welche allerdings noch im Rahmen der Messtoleranzen liegen. Grundsätzlich ist auch hier von einem Verlauf entsprechend den übrigen dargestellten Geraden auszugehen.

Werden die Aufwärts- bzw. Abwärtsfahrten bezüglich des Wirkungsgrades betrachtet, zeigt sich aufgrund des höheren Ausgangsmomentes der Wandler  $M_{WA}$  bei gleicher Ausgangsleistung ein allgemein höherer Wirkungsgrad bei den Aufwärtsfahrten als bei den Abwärtsfahrten, **Bild 54**.



**Bild 54:** Wirkungsgrad  $\eta$  in Abhängigkeit von der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  für die Straßenfahrt bei 1,5 % Steigung bzw. Gefälle

Der Wirkungsgrad des hydrostatischen Wandlers ist in beiden Fällen deutlich geringer als der des elektrischen Wandlers. Durch die getrennte Auftragung der Wirkungsgrade für die Aufwärts- und Abwärtsfahrten über der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  wird, da den Kurven gleiche Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde liegen, deutlich, dass für die Abwärtsfahrten nur ungefähr 40 % der Leistung für die Aufwärtsfahrten benötigt wird. Dies entspricht dem Unterschied der in Bild 53 dargestellten Drehmomentverläufe.

Bei Bergauffahrt und somit höherem Ausgangsmoment der Wandler  $M_{WA}$  zeigt sich bei gleicher Leistung erneut die bereits in Kap. 5.2.1.2 bei der Feldarbeit festgestellte Verschiebung der Wirkungsgrade zu höheren Werten. Diese Verschiebung wird erneut besonders beim hydrostatischen Wandler deutlich, lässt sich in Bild 54 bei Straßenfahrt aber auch für den elektrischen Wandler erkennen.

Die Messungen bei Straßenfahrt zeigen deutliche Wirkungsgradvorteile für den elektrischen Wandler, Bild 54. Während der Kurvenverlauf des Wirkungsgrades des hydrostatischen Wandlers bei einer bestimmten Leistung sein Maximum zu erreichen und sich diesem Wert bei ca. 0,47 anzunähern scheint, reduziert sich die Steigung der Regressionskurve beim elektrischen Wandler zwar ebenfalls; der Wirkungsgrad steigt aber auch zum Ende des Messbereiches noch deutlich mit steigender Leistung. Der maximale Wirkungsgrad  $\eta_e$  des elektrischen Wandlers bei Straßenfahrt liegt somit deutlich oberhalb von 0,7.

### 5.2.3 Zugversuche

Um eine weitestgehende Auslastung der Wandler zu erreichen, wurden auf dem ebenen Hof des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim Zugversuche durchgeführt. Da es für die Messung der Zugleistung von selbstfahrenden Arbeitsmaschinen keine verbindliche Regelung gibt, wurden die Messungen in Anlehnung an den OECD Standard Code 2 zur Prüfung von Ackerschleppern durchgeführt [142].

#### 5.2.3.1 Versuchsablauf

Versuchsmähdrescher und Bremsschlepper wurden in der in Kap. 4.4.5 beschriebenen Weise verbunden. Nachdem der Mähdrescher die vorgegebene Fahrgeschwindigkeit erreicht hat, wird durch den Bremsschlepper eine definierte Bremskraft aufgebracht. Die drehzahlgeregelten Wandler des Mähdreschers erhöhen daraufhin das Antriebsmoment

derart, dass die eingestellte Geschwindigkeit abzüglich interner Verluste beibehalten wird. Nach Einstellen der entsprechenden Bremskraft wird jeweils gewartet, bis sich bezüglich des Wandlers ein stationärer Arbeitszustand des Mähreschers eingestellt hat, bevor die Messung ausgelöst wird. Hierdurch wird den Forderungen des OECD Standard Code 2 nach konstanter Fahrgeschwindigkeit  $v_F$  und konstanter Verbrennungsmotordrehzahl  $n_{Mot}$  entsprochen.

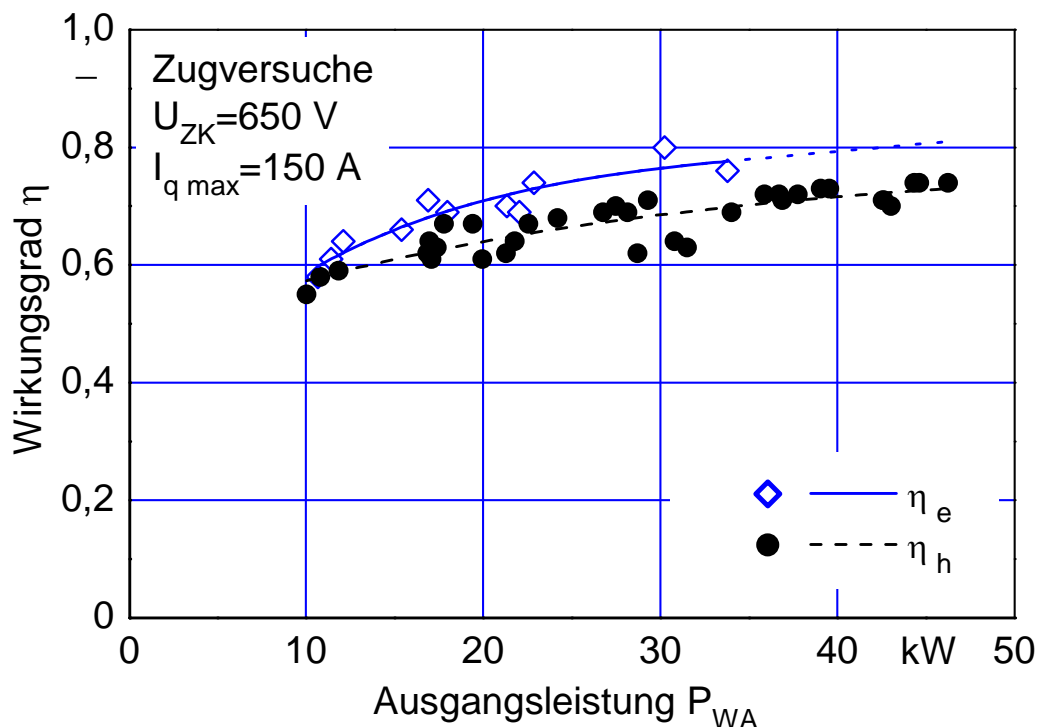
Ein Messpunkt repräsentiert jeweils das arithmetische Mittel einer derartigen Messung. Nach Abschluss einer Messung wird die nächste vorgesehene Geschwindigkeit eingestellt. Zur Erzeugung unterschiedlicher Ausgangsleistungen der Wandler  $P_{WA}$  wird im Rahmen einer Messreihe die Fahrgeschwindigkeit variiert. Hierbei konnten allerdings nicht sämtliche Geschwindigkeiten abgedeckt werden, welche nach OECD Standard Code 2 beim Einsatz stufenloser Getriebe geprüft werden sollen, da durch den gewählten Versuchsaufbau bei Geschwindigkeiten größer 10 km/h eine sichere Versuchsdurchführung nicht mehr möglich war.

### 5.2.3.2 Ergebnisse

**Bild 55** zeigt die Wirkungsgradverläufe für die Zugversuche. Es ergaben sich durch den Betrieb der Wandler im Bereich hoher Drehmomente Wirkungsgrade  $\eta$  zwischen 0,55 und 0,8. Der Wirkungsgrad des elektrischen Wandlers war bei gleicher Ausgangsleistung  $P_{WA}$  stets höher als der des hydrostatischen Wandlers.

Die maximale übertragbare Leistung beim elektrischen Wandler war allerdings deutlich geringer als beim hydrostatischen Wandler. Die Ursache hierfür liegt in der Auslegung der Umrichter begründet. Während seitens des Elektromotors eine hohe Überlastbarkeit möglich ist, wurde es bei der Konzeption der Umrichter versäumt, eine lastabhängige Spannungsanhebung im unteren Drehzahlbereich zu definieren. Dadurch stand die Verstärkungsspannung  $U_{Bo}$  zur Erzeugung hoher Losbrechmomente nicht zur Verfügung.

Es konnten somit im Rahmen der Zugversuche mit dem elektrischen Wandler keine hohen Zugkräfte dargestellt werden. Größere Leistungen hätten daher nur bei höheren Geschwindigkeiten erreicht werden können, welche der Versuchsaufbau nicht zuließ.



**Bild 55:** Wirkungsgrade des elektrischen und hydrostatischen Wandlers  $\eta_e$  und  $\eta_h$  in Abhängigkeit von der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  bei Zugversuchen mit Extrapolation von  $\eta_e$

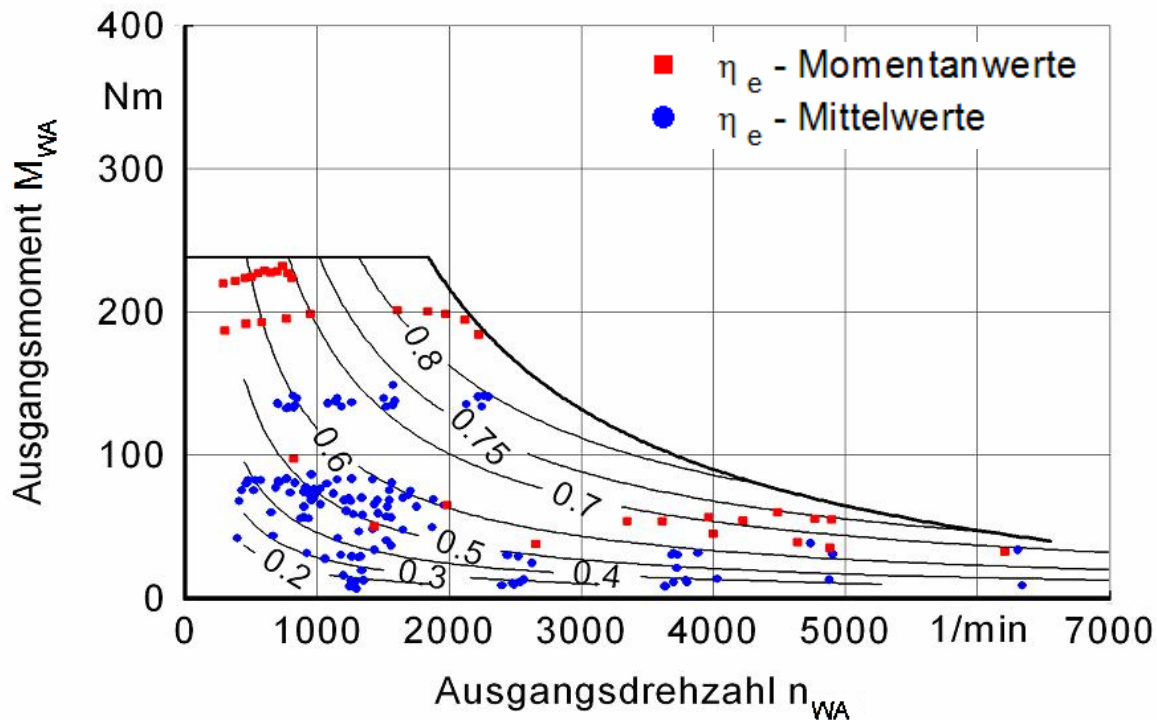
### 5.3 Übereinstimmung mit dem geforderten Einsatzspektrum

Aus der Gesamtheit der Messungen wurden für die beiden Wandler Ausgangsdrehmoment-Ausgangsdrehzahl-Kennfelder erstellt und die Wirkungsgrade eingetragen [143], **Bild 56** und **Bild 57**.

Als Kreise dargestellt sind in beiden Diagrammen die Mittelwerte der Wirkungsgrade derjenigen Messungen, bei denen bezüglich des Fahrtriebes ein stationärer Arbeitszustand des Mähdreschers erreicht wurde. Diese bildeten die Grundlage für die Erstellung der Regressionskurven der Wirkungsgrade. Die Regressionskurven der Wirkungsgrade folgen grundsätzlich in beiden Kennfeldern der **Gl. (37)**.

$$\eta = a_1 + a_2 \cdot \ln(n_{WA}) + a_3 \cdot \ln(M_{WA}) + a_4 \cdot M_{WA} \quad (37)$$

Für den elektrischen Wandler lässt sich zusätzlich zu  $a_3 \cdot \ln(M_{WA})$  kein Einfluss des Ausgangsmoments auf den Wirkungsgrad feststellen, so dass in diesem Fall  $a_4 = 0$  gesetzt werden kann.

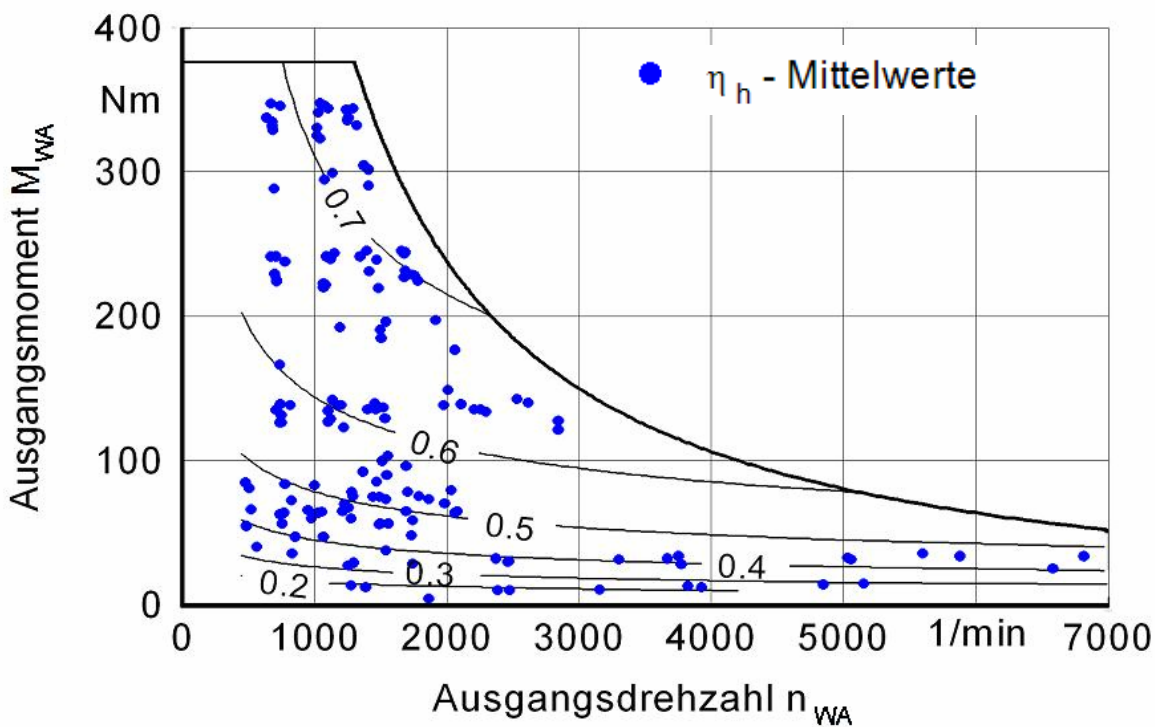


**Bild 56:** Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld des elektrischen Wandlers bei Zwischenkreisspannung  $U_{ZK} = 650 \text{ V}$

Die zusätzlich in Bild 56 abgebildeten Quadrate repräsentieren ermittelte Momentanwerte, welche nicht in die Regressionen eingeflossen sind, sondern lediglich zur besseren Abgrenzung des Kennfeldes dienen. Die Grenzkurven der Kennfelder basieren auf der maximal übertragbaren Leistung [129, 143].

Wie in Bild 56 zu erkennen, kann aufgrund der fehlenden Verstärkungsspannung  $U_{Bo}$  lediglich das Nennmoment  $M_N = 240 \text{ Nm}$  des Elektromotors erreicht werden. Die in Kap. 4.3 beschriebene Überlastung bis zum Kippmoment  $M_k$  ist daher nicht gegeben. Das gesamte, geforderte Einsatzspektrum kann durch den elektrischen Wandler nicht abgedeckt werden, da der Bereich hoher Momente bei geringen Drehzahlen nicht erreicht wird.

Der hydrostatische Wandler kann dagegen das geforderte Einsatzspektrum vollständig abdecken, Bild 57. Im Bereich hoher Drehmomente und niedriger Fahrgeschwindigkeiten erweisen sich die Radlast des Mähreschers an der Triebachse und der Triebkraftbeiwert als begrenzend. Im Bereich hoher Fahrgeschwindigkeiten begrenzt die Leistung des Verbrennungsmotors das Kennfeld des hydrostatischen Wandlers.



**Bild 57:** Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld des hydrostatischen Wandlers

## 6 DISKUSSION UND AUSBLICK

### 6.1 Ergebnisdiskussion

#### 6.1.1 Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung

Grundsätzlich zeigen die Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$ , dass diese bei Nenndrehzahl im Bereich von 5 bis 10 % der Nennleistung  $P_N$  des Verbrennungsmotors beträgt. Maßnahmen zur Reduzierung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  sind somit zur Verbesserung des Wirkungsgrades der Wandler zu berücksichtigen. Für den Teillastbetrieb insbesondere im Ernteeinsatz lässt sich festhalten, dass bei elektrischen Wandlern eine lastabhängige Regelung der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  vorzusehen ist, um die Verlustleistung zur Aufrechterhaltung des Zwischenkreises zu reduzieren. Eine angepasste Taktfrequenz der Umrichter wäre prinzipiell wünschenswert, wird sich aber aufgrund konträrer Forderungen im elektrischen Wandler, siehe Kap. 3.3, kaum darstellen lassen.

Beim hydrostatischen Wandler kann zur Reduzierung von  $P_{BB}$  eine möglichst niedrige Viskosität des Hydrauliköles in Erwägung gezogen werden. Weiterhin ist eine Regelung der Speiseölmenge bei gleichzeitiger Kühlluftregelung des Ölkühlers denkbar, siehe Kap. 4.2. Damit wäre durch Regelung der Betriebstemperatur des Hydrauliköles eine Viskositätsregelung zur Reduzierung der hydrostatischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$  möglich.

Eine Absenkung des niederdruckseitig eingestellten Druckniveaus führt ebenfalls zu einer Reduzierung der hydrostatischen Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BBh}$ . Dies wird aber durch die Betriebsparameter der hydrostatischen Maschinen begrenzt und führt zu einer erhöhten Kavitationsgefahr der hydrostatischen Pumpe.

Eine Möglichkeit die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  auf Null zu reduzieren, wäre der Einsatz einer Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und Wandler. Dieser Ansatz wird aufgrund der geringen Zeitanteile, bei denen ausschließlich die Betriebsbereitschaftsleistung verbraucht wird, allerdings kaum zum Tragen kommen, da ihm die Mehrkosten für die Kupplung und der Verlust des Haltemomentes  $M_H$  der Wandler widersprechen.



### 6.1.2 Feldarbeit

Da während der Feldarbeit ein großer Anteil der Leistung des Verbrennungsmotors für den Antrieb der Dresch- und Trennelemente benötigt wird, zeigen die Wandler bei geringer Eingangsleistung  $P_{WE}$  grundsätzlich niedrige Wirkungsgrade. Dies wird durch zwei Umstände bedingt. Einerseits stellt die durch die Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  hervorgerufene Grundleistung speziell im Bereich sehr niedriger Fahrleistungen einen erheblichen Anteil an der aufgenommenen Eingangsleistung des Wandlers  $P_{WE}$  dar, andererseits werden die Wandler durch deren hohe installierte (übertragbare) Gesamtleistung nur wenig belastet und arbeiten somit kontinuierlich im unteren Teillastbereich, siehe Kap. 4.1.

Neben den o. g. Maßnahmen zur Reduzierung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  besteht die Möglichkeit, kleinere hydrostatische oder elektrische Komponenten in den Fahrtrieben einzusetzen und diese entsprechend höher auszulasten. Zur Abdeckung des gesamten Einsatzspektrums wird dann entweder der Einsatz eines Schaltgetriebes mit zwei bis vier Gangstufen oder der Einsatz zusätzlicher zu- und abschaltbarer hydrostatischer und elektrischer Komponenten notwendig. Es besteht beispielsweise die Möglichkeit, mehrere klein dimensionierte Wandler parallel zu installieren, um diese dem Leistungsbedarf entsprechend (vgl. Ernteeinsatz ↔ Straßenfahrt) zu betreiben. Damit wäre für die jeweils genutzten Wandler eine höhere Auslastung gegeben.

Die Anforderungen an derartige Antriebe bzw. deren Schaltgetriebe steigen kontinuierlich durch die stetig wachsenden Transportgeschwindigkeiten von mobilen Erntemaschinen. Die beiden angeführten Möglichkeiten bilden separat oder kombiniert die Basis für neuere Ansätze zur Optimierung von Fahrtrieben von Erntemaschinen. So verfolgen beispielsweise Hensch [34] und Horstmann [60] das Prinzip zu- und abschaltbarer Hydraulikkomponenten in einem Allradantrieb, während Bohrer und Kempf [57] statt der bekannten im Stand schaltbaren Getriebe ein Lastschaltgetriebe einsetzen und somit ohne Zugkraftunterbrechung den automatischen Wechsel zwischen unterschiedlichen Fahrbereichen ermöglichen.

### 6.1.3 Straßenfahrt

Ebenso wie die Untersuchungen während der Feldarbeit zeigen auch die Versuche während der Straßenfahrt mindestens im unteren Leistungsbereich niedrige Wirkungsgrade.

Dies wird ebenfalls durch die auf der Betriebsbereitschaftsleistung basierenden Grundleistung bedingt.

Während beim elektrischen Wandler der Wirkungsgrad mit der Drehzahl ansteigt, ist im oberen Drittel des erfassten Leistungsbereiches keine Erhöhung des Wirkungsgrades  $\eta_h$  des hydrostatischen Wandlers zu erkennen. Dies bedeutet, dass der Anteil der Leistungsverluste an der Eingangsleistung  $P_{WE}$  bei steigender Ausgangsleistung  $P_{WA}$  in gleichem Maße steigt, wie die Ausgangsleistung selbst.

Diese hohen Leistungsverluste erklären sich durch die geringe Auslastung des hydrostatischen Wandlers bezüglich des Abtriebsmomentes bei gleichzeitigen hohen Ölvolumenströmen. Die Ölvolumenströme verursachen erhebliche Strömungsverluste im hydrostatischen Wandler. Eine Verringerung der Verluste lässt sich somit durch Reduzierung der Volumenströme bei gleichzeitiger Erhöhung der Drücke erreichen. Als Lösungsansätze zur Optimierung des Verlustverhaltens beim hydrostatischen Wandler können daher die gleichen Maßnahmen dienen wie bei der Feldarbeit.

Grundsätzlich hat der elektrische Wandler bei Straßenfahrt deutliche Wirkungsgradvorteile gegenüber dem hydrostatischen Wandler, wenn beide über ein identisches, breites Drehzahlband eingesetzt werden. Daher ist der elektrische Wandler dann zu berücksichtigen, wenn sich die einleitend erwähnte Tendenz zu höheren Fahrgeschwindigkeiten weiterhin festigt. Nach [144] ist dies insbesondere für in Lohnbetrieben eingesetzte Mähdrescher von Bedeutung, da bei diesen ein hoher Straßenfahrtanteil an der Gesamtbetriebszeit zu verzeichnen ist.

#### 6.1.4 Zugversuche

Bild 55 zeigt den Wirkungsgrad  $\eta$  über der Ausgangsleistung  $P_{WA}$  während der Zugversuche. Die Zugversuche zeigen für beide Wandler im Vergleich zu Feldarbeit und Straßenfahrt hohe Wirkungsgrade. Die angestrebte hohe Auslastung konnte während dieser Versuche bei beiden Wandlern erreicht werden. Nachteilig für den Vergleich der beiden Wandler ist dabei jedoch die Tatsache, dass das maximale Drehmoment  $M_{WAmax}$  des elektrischen Fahrmotors aufgrund eines konzeptionellen Fehlers geringer als beim hydrostatischen

Fahrmotor ausfällt, siehe Kap. 5.2.3.2 und 5.3. Hierdurch ist auch die maximale übertragbare Leistung des elektrischen Wandlers im Vergleich zum hydrostatischen reduziert.

Es ist allerdings davon auszugehen, dass die Verlaufskurve des elektrischen Wandlers bei optimaler Ausführung der Umrichter sich parallel zur derjenigen des hydrostatischen Wandlers fortsetzt, wie mit der Extrapolation der Verlaufskurve für die Messungen mit dem elektrischen Wandler, in Bild 55 kurz-gestrichelt angenommen.

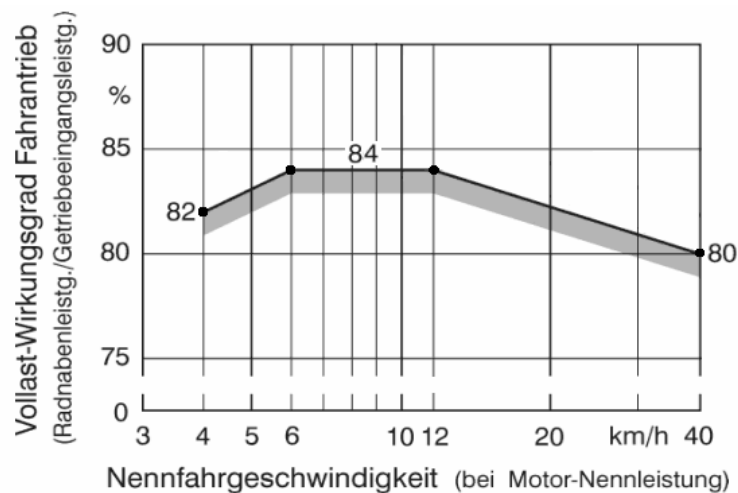
Im Bestpunkt mit einem Wirkungsgrad von  $\eta_e = 0,8$  ist es daher mit einem elektrischen Wandler möglich, Wirkungsgrade eines Keilriemen-Verstellgetriebes zu erreichen. Solche Wirkungsgrade können mit einem hydrostatischen Wandler selbst bei hoher Auslastung nicht erreicht werden.

#### 6.1.5 Übereinstimmung mit dem geforderten Einsatzspektrum

Die Drehzahl-Drehmoment-Kennfelder in Kap. 5.3 verdeutlichen die Ähnlichkeit der Wirkungsgrade der beiden Wandler im Hauptarbeitsbereich des Mähdreschers bei kleinen Drehmomenten  $M_{WA}$  und Drehzahlen  $n_{WA}$  zwischen ca. 1000 und 2000 1/min mit  $\eta_e = \eta_h \leq 0,8$  [129, 143]. Außerhalb des Hauptarbeitsbereiches zeigen sich Wirkungsgradvorteile für den elektrischen Wandler. Bei identischer Übersetzung haben beide Wandler einen Verstellbereich, der ausreicht, um die für eine selbstfahrende Erntemaschine üblichen Geschwindigkeiten von 0 bis ca. 25 km/h abzudecken und können grundsätzlich auch das geforderte Drehmomentspektrum erreichen.

Aus der Literatur sind keine Wirkungsgradvorgaben für stufenlose Fahrtriebe selbstfahrender Erntemaschinen bekannt. Lediglich für stufenlose Fahrtriebe von Ackerschleppern liegen derartige Angaben vor, **Bild 58**.

Die Zielfunktion für stufenlose Ackerschleppergetriebe nach Renius [80] definiert die mindestens zu erreichenden Vollast-Wirkungsgrade eines stufenlosen Ackerschleppergetriebes über dessen Fahrgeschwindigkeitsbereich. Dementsprechend bemüht sind die Hersteller stufenloser Schleppergetriebe, diese Wirkungsgrade zu erreichen. Unterschreitungen werden allenfalls im Geschwindigkeitsbereich unter 5 km/h für Schlepper mit niedrigen Motorleistungen akzeptiert [145].



**Bild 58:** Zielfunktion für Vollast-Wirkungsgrade stufenloser Ackerschleppergetriebe [nach 80]

Die bereits 1993 veröffentlichte Zielfunktion für Vollast-Wirkungsgrade [80] stellt anerkannter Weise eine sehr hohe Anforderung dar [146, 147]. Seit Vorliegen von Messungen für das Claas HM8-Getriebe in 1996 [148] bzw. Veröffentlichungen zum Fendt Vario-Getriebe in 1998 [149] gibt es zwar vorgestellte, hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte Schleppergetriebe, welche die Forderung erfüllen. Praxistests zeigen allerdings, dass bei anderen Getrieben insbesondere im Bereich von niedrigen Geschwindigkeiten Defizite auftreten [150, 151]. Die Zielfunktion für Vollast-Wirkungsgrade stellt allerdings nur ein mögliches Werkzeug zur Auslegung stufenloser Ackerschleppergetriebe dar, welches auf dem Einsatz für schwere Zugarbeiten beruht. Wenn Ackerschlepper für sehr unterschiedliche Arbeiten eingesetzt werden, ergibt sich eine durchschnittliche Motorauslastung von nur ungefähr 40 % [152]. Daher werden für Schlepper mit stufenlosen Getrieben in jüngerer Zeit Antriebsstrategien mit dem Schwerpunkt auf den Teillastbereich untersucht [153].

Unter der Annahme, dass es sich beim Fahrtrieb des Ackerschleppers um den Hauptantrieb handelt, der die Motorleistung bestimmt [154], soll auf Basis der Zielfunktion nach Renius eine ähnliche Kurve für stufenlose Mähdrescherfahrtriebe abgeleitet werden. Da Mähdrescher allerdings im Unterschied zu Ackerschleppern nicht als Zugmaschinen eingesetzt werden, ist eine Betrachtung des Vollast-Betriebes des Fahrtriebes als Basis für die Ableitung der Zielfunktion nicht zweckmäßig.

Der Volllast-Betrieb des Verbrennungsmotors eines Mähdreschers tritt in der Regel beim Betrieb sämtlicher Arbeitselemente während des Ernteeinsatzes auf. Eine Auslastung des Verbrennungsmotors ausschließlich durch den Fahrtrieb stellt einen Sonderfall dar. Zur Ermittlung einer Zielfunktion für Wirkungsgrade bei der Feldarbeit ist daher zusätzlich zum Fahrtrieb der Leistungsbedarf der übrigen Baugruppenantriebe zu berücksichtigen.

Als Grundlage für die Bestimmung des Leistungsbedarfs der Baugruppenantriebe wird dabei die in **Tabelle 3** aufgeführte Leistungsbilanz eines Mähdreschers nach Freye [20] verwendet. Die Basis für die Ermittlung des Wirkungsgrades der notwendigen Riementriebe bis zum jeweiligen Baugruppenvorgelege bilden die Mähdrescher-Antriebsschemata aus [29], [155] und [156].

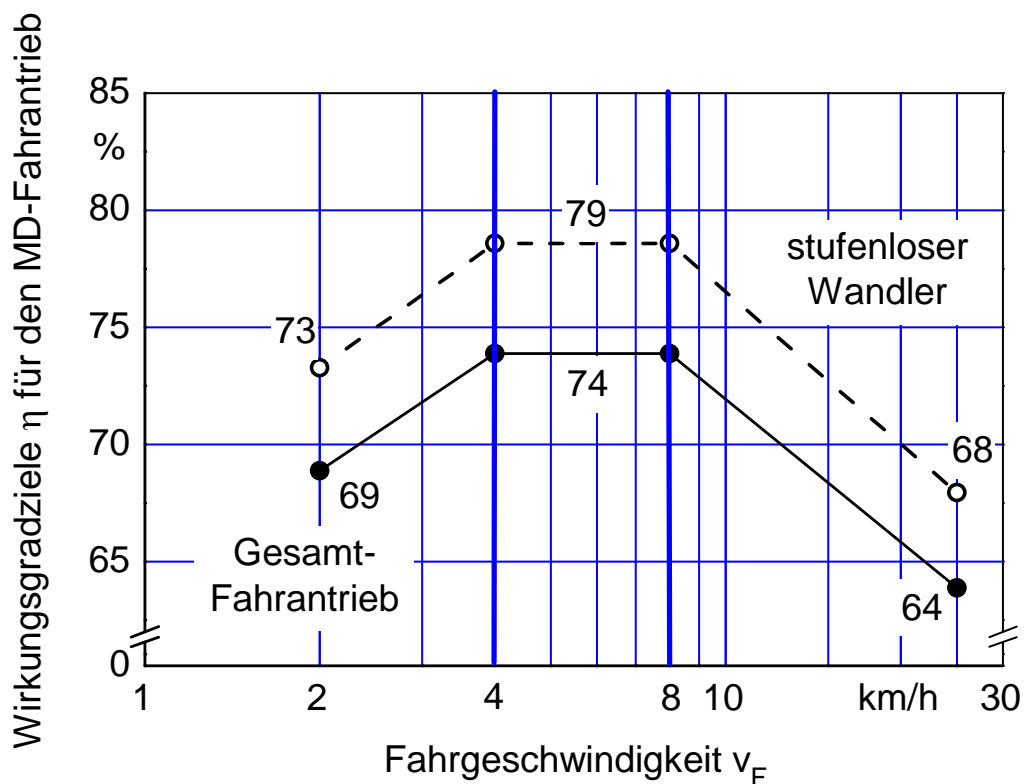
**Tabelle 3:** Leistungsverteilung und Wirkungsgrad der Riementriebe für die Baugruppenantriebe.

Baugruppe	Anteil an der Leistung des Verbrennungsmotors $P_{VMot}$ [20]	Riementriebe bis zum Baugruppenvorgelege [29], [155],[156]	Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_{RT}$
Fahrtrieb	40 %	0	-
Dreschwerk und Schüttler	24 %	2 – 3	91 %
Häcksler	15 %	2 – 3	91 %
Klimaanlage und Elektrik	3 %	1	97 %
Reinigung	9 %	3 – 4	88 %
Schneidwerk und Schrägförder	9 %	3	89 %

Hierbei handelt es sich ausnahmslos um Antriebsschemata von Mähdreschern mit hydrostatischem Wandler im Fahrtrieb. Bei diesen ist die Hydraulikpumpe direkt mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors verbunden. Der hydrostatische Fahrmotor ist jeweils mit der Eingangswelle des Gruppen- oder Schaltgetriebes verbunden. Die Notwendigkeit, einen Riementrieb im Fahrtrieb einzusetzen, ist daher auf Basis dieser Antriebsschemata grundsätzlich nicht gegeben und entstünde lediglich bei Einsatz eines Fahrvariators. Der Wirkungsgrad  $\eta_{RT}$  der notwendigen Riementriebe bis zum Baugruppenvorgelege lässt sich somit nicht ermitteln.

Für die Riementriebe der übrigen Baugruppenantriebe ergeben sich bei Annahme einer optimalen Ausführung des Keilriementriebes und einem daraus resultierenden Keilriemenwirkungsgrad von 0,97 für jeden Riemen [107, 157] sowie einem Wirkungsgrad von 0,99 für die Lagerung des jeweiligen Vorgeleges mit Wälzlagern [105] die Wirkungsgrade  $\eta_{RT}$  gemäß Tabelle 3. Unter Einbeziehung der Leistungsbilanz, Tabelle 3, errechnet sich für die Baugruppenantriebe ohne den Fahrtrieb insgesamt ein Wirkungsgrad der Riementriebe  $\eta_{RT}$  von 0,91.

Wird der Bereich maximalen Wirkungsgrades des Fahrtriebes dem Hauptarbeitsbereich von Mähreschern gleichgesetzt und werden für das gesamte Antriebssystem des Mähreschers die Zielwirkungsgrade von Ackerschleppern angesetzt, so ergibt sich daraus für den Mährescherfahrtrieb im Ernteeinsatz eine Zielfunktion gemäß **Bild 59**.



**Bild 59:** Zielfunktion für Wirkungsgrade des Mährescherfahrtriebes im Ernteeinsatz

Für den Mährescherfahrtrieb sind somit deutlich niedrigere Zielwirkungsgrade anzusetzen als für stufenlose Ackerschleppergetriebe.

Im Unterschied zu den in Kap. 5 dargestellten Ergebnissen, welche lediglich den Wirkungsgrad des jeweiligen stufenlosen Wandlers darstellen, bildet die Zielfunktion in Bild 59 den gesamten Fahrtriebsstrang von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors bis zur Radnabe ab. Sollen die Ergebnisse aus Kap. 5 mit der Zielfunktion verglichen werden, so sind zusätzlich die Wirkungsgrade des Gruppengetriebes sowie der Endvorgelege an der Radnabe zu berücksichtigen. Am Versuchsmähdrescher handelt es sich bei diesen Getrieben jeweils um zweistufige, geradverzahnte Stirnradgetriebe. [158] und [159] geben für derartige Getriebe in aktueller Ausführung jeweils einen Wirkungsgrad von ca. 0,97 an. Für die Wirkungsgrade älterer Schaltgetriebe und Endvorgelege eines Mähdreschers wurden in [30] ähnliche Werte ermittelt.

Für den Fahrtrieb des Versuchsmähdreschers ergibt sich hierdurch ein zusätzlicher mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m = 0,94$ . Die Zielfunktion für den Wirkungsgrad der stufenlosen Wandler verläuft daher um ungefähr Faktor 1,06 höher als die des gesamten Fahrtriebes und ist in Bild 59 gestrichelt dargestellt.

Anhand der Erkenntnisse aus Kap. 5.3 ist davon auszugehen, dass derart hohe Wirkungsgrade von einem rein hydrostatischen Wandler bei einer Anordnung wie im Versuchsmähdrescher derzeit kaum zu erreichen sind. Konzepte wie der hydrostatische Einzelradantrieb oder die hydrostatisch-mechanische Leistungsverzweigung [11] bieten aber deutliches Potential, um sich der Zielfunktion bei Einsatz hydrostatischer Wandler anzunähern.

Mit einem elektrischen Wandler wären die Werte der Zielfunktion bei ähnlicher Anordnung wie im Versuchsmähdrescher grundsätzlich darstellbar, allerdings müsste bei der Auslegung des Fahrtriebes der Schwerpunkt deutlicher auf den Hauptarbeitsbereich gelegt werden als dies getan wurde.

## 6.2 Ausblick

Der Trend zu einer stärkeren Automatisierung von Arbeitsabläufen und die Notwendigkeit zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der Abgasemissionen führen auch zu einer genaueren Betrachtung des Fahrtriebes landwirtschaftlicher Arbeitsmaschinen.

Sowohl der hydrostatische als auch der elektrische Wandler bieten Potentiale zur Lösung dieser Aufgaben. Ein Zugriff auf die Verbrennungsmotorregelung für automotives Fahren und drehzahl- oder drehmomentgestützte Geschwindigkeitsregelung sind für den hydrostatischen Wandler gleichermaßen umsetzbar wie für den elektrischen.

Im Gegensatz zum hydrostatischen Wandler, der aufgrund der Drehrichtungs- und Kraftumkehr als geschlossenes System ausgebildet ist, bietet der elektrische Wandler allerdings besonders im Hinblick auf eine Erweiterung des Antriebssystems neue Möglichkeiten. Unter Wegfall der reparaturanfälligen und raumbeanspruchenden Keilriemenantriebe könnten Baugruppen des Mähreschers elektrisch angetrieben werden. So wurden im Bereich der Ackerschlepper bereits ähnliche Ansätze offener, erweiterbarer Niederspannungsbordnetze untersucht [87, 88] oder vorgestellt [96, 98], welche zum Antrieb elektrisch betriebener Anbaugeräte [98, 99] geeignet sind. Darüber hinaus ist auch ein Konzept, einen Triebachsanhänger durch einen Ackerschlepper mit elektrischem Triebstrang anzutreiben, veröffentlicht [160, 161].

Da die Reaktion der potentiellen Mährescherkunden auf den elektrischen Wandler für den Mährescherfahrantrieb bislang eher reserviert ausfällt [129], ist es eine wesentliche Aufgabe von wissenschaftlicher und industrieller Seite neben der Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung auch den Zusatznutzen und das Entwicklungspotential zu verdeutlichen, welche in dieser Form ausschließlich durch den Einsatz elektrischer Antriebssysteme gegeben sind.

Für elektrische Antriebssysteme in mobilen Anwendungen wie Fahrzeugen, Zug- oder Arbeitsmaschinen ist mittel- bis langfristig der Ersatz des Verbrennungsmotors mit angeschlossenem Generator durch alternative Systeme zur Erzeugung elektrischer Leistung denkbar. Schon seit längerem in der Diskussion ist hierfür beispielsweise Brennstoffzellentechnologie, deren Anwendung auch zur Versorgung von elektrischen Antriebssystemen mobiler Erntemaschinen in Erwägung gezogen wird [19, 68, 129, 161, 162].

Weiterer Forschungsbedarf bezüglich der stufenlosen Wandler in mobilen Arbeitsmaschinen besteht insbesondere im Bereich der Optimierung der Fahrantriebe im Hauptarbeitsbereich (Teillastbereich) sowie bei der Erweiterung elektrischer Niederspannungsbordnetze zum Antrieb von Neben- oder externen Verbrauchern. Hierzu werden Arbeiten am Wis-



---

senschaftszentrum Weihenstephan der Technischen Universität München [8, 91 - 94, 156, 163, 164] sowie der Technischen Universität Dresden [5, 71, 165] und der Universität Hohenheim [29, 68, 161] durchgeführt.

Eine kurzfristige Verwertung der Ergebnisse oder Umsetzung von elektrischen Antriebssystemen in der Serienproduktion von Mähreschern ist zwar nicht zu erwarten; es ist allerdings davon auszugehen, dass die elektrische Leistungsübertragung langfristig als Alternative zur mechanisch-hydrostatischen Leistungsübertragung an Bedeutung gewinnen wird [1].

## 7 ZUSAMMENFASSUNG

Bedingt durch die Veränderung der ökologischen und ökonomischen Rahmenbedingungen in der europäischen Landwirtschaft stehen seit einigen Jahren auch die Effizienz und die Leistungsfähigkeit von Antriebskonzepten in der landtechnischen Diskussion. Hierbei wird besonderes Augenmerk auf den Fahrtrieb gelegt, da dieser bei Ackerschleppern den Haupttrieb darstellt und auch bei selbstfahrenden Erntemaschinen einen großen Anteil der Verbrennungsmotorleistung beansprucht. Aufgrund seiner Besonderheiten wie beispielsweise Stufenlosigkeit und Reversierbarkeit stellt der Mährescherfahrtrieb insbesondere durch den stufenlosen Wandler hohe Ansprüche an die Antriebstechnik. Er wird daher im Rahmen der vorliegenden Arbeit einer detaillierten Betrachtung unterzogen. Ziel ist es, unterschiedliche, stufenlose Wandler für Mährescherfahrtriebe zu untersuchen, einander gegenüberzustellen und Grundlagen für deren Bewertung zu erarbeiten.

Nach Auswertung der theoretischen Grundlagen stufenloser Wandler werden ein hydrostatischer und ein elektrischer Wandler zur näheren Betrachtung ausgewählt. Der hydrostatische Wandler besteht im Wesentlichen aus Verstellpumpe, elektronischer Reglereinheit und Verstellmotor, während der elektrische Wandler aus Generator und Elektromotor aufgebaut ist, welche jeweils über die Leistungselektronik eines Umrichters geregelt werden. Nach Auslegung und parallelem Einbau beider Wandler in den gleichen Versuchsmährescher werden mit dem Mährescher Untersuchungen zum Vergleich der Wandler durchgeführt. Um eine möglichst breite Basis für die Bewertung der Wandler zu schaffen, werden die unterschiedlichen, im Einsatzprofil eines Mähreschers auftretenden Betriebsbedingungen durch vier verschiedene Betriebsbereiche abgedeckt. Im Einzelnen sind dies:

- Standlauf (Betrieb des Wandlers bei Fahrgeschwindigkeit 0 zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung)
- Feldarbeit (Teillastbetrieb des Wandlers beim Ernteeinsatz)
- Straßenfahrt (Teillastbetrieb des Wandlers bei Umsetzfahrten)
- Volllast (Betrieb des Wandlers bei hohen Zugkräften)

Die Versuche zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung  $P_{BB}$  zeigen, dass diese in hohem Maße von der Eingangsdrehzahl  $n_{WE}$  der Wandler abhängig ist. Während sich für

den elektrischen Wandler eine lineare Abhängigkeit von  $n_{WE}$  ergibt, weist die Betriebsbereitschaftsleistung beim hydrostatischen Wandler sowohl eine lineare Abhängigkeit von der Wandlereingangsdrehzahl als auch eine nicht lineare Abhängigkeit von der kinematischen Viskosität des Hydrauliköles  $\nu$  auf. Über den gesamten Verstellbereich der Eingangsdrehzahl ist die Betriebsbereitschaftsleistung für den elektrischen Wandler größer als für den hydrostatischen Wandler. Allerdings lässt sich die Betriebsbereitschaftsleistung durch eine Verringerung der Spannung  $U_{ZK}$  des Gleichstromzwischenkreises absenken. Grundsätzlich ergeben die Untersuchungen zur Ermittlung der Betriebsbereitschaftsleistung, dass diese bei Nenndrehzahl im Bereich von 5 bis 10 % der Nennleistung  $P_N$  des Verbrennungsmotors beträgt. Maßnahmen zur Reduzierung der Betriebsbereitschaftsleistung sind somit zur Verbesserung der Wirkungsgrade der Wandler besonders wichtig.

Die Untersuchungen während der Feldarbeit zeigen relativ niedrige Wirkungsgrade. Dies wird durch zwei Umstände bedingt. Einerseits stellt der durch die Betriebsbereitschaftsleistung hervorgerufene Grundverbrauch speziell im Bereich sehr niedriger Fahrleistungen einen signifikanten Anteil an der aufgenommenen Eingangsleistung des jeweiligen Wandlers  $P_{WE}$  dar, andererseits werden die Wandler durch deren hohe installierte Leistung für die Straßenfahrt im Feld nur wenig belastet und arbeiten somit kontinuierlich im unteren Teillastbereich. Die Reduzierung der Betriebsbereitschaftsleistung durch Verringerung der Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$  wird auch während der Feldversuche durch die Erhöhung des Wirkungsgrades  $\eta$  des elektrischen Wandlers nachgewiesen. Bei beiden Wandlern lassen die Feldversuche einen Anstieg des Wirkungsgrades bei konstanter Leistung mit steigendem Drehmoment erkennen. Während des Feldeinsatzes, bei dem sich der Mähdrescher meist im Hauptarbeitsbereich zwischen 4 und 8 km/h bewegt, ist das Leistungsverlustverhalten beider Wandler in weiten Teilen nahezu identisch.

Wie die Untersuchungen während der Feldarbeit zeigen auch die Versuche während der Straßenfahrt mindestens im unteren Leistungsbereich niedrige Wirkungsgrade. Dies wird ebenfalls durch den auf der Betriebsbereitschaftsleistung basierenden Grundverbrauch bedingt. Bei der Straßenfahrt zeigt der elektrische Wandler einen deutlich höheren Wirkungsgrad als der hydrostatische Wandler. Während sich beim elektrischen Wandler auch bei geringen Drehmomenten mit höherer abgegebener Leistung ein besserer Wirkungsgrad

ergibt, steigt der Wirkungsgrad des hydrostatischen Wandlers mit höherer Leistung nur wenig an.

Bei den Zugversuchen wird der Mährescher von einem Ackerschlepper abgebremst, wodurch definierte Zugkräfte vorgegeben werden können. Die Zugversuche zeigen für beide Wandler im Vergleich zu Feldarbeit und Straßenfahrt hohe Wirkungsgrade. Auch bei den Zugversuchen ergibt sich bei gleicher abgegebener Leistung ein besserer Wirkungsgrad des elektrischen Wandlers. Im Bestpunkt ist es daher mit dem elektrischen Wandler möglich, Wirkungsgrade eines Keilriemen-Verstellgetriebes zu erreichen. Solche guten Wirkungsgrade können mit einem hydrostatischen Wandler selbst bei hoher Auslastung nicht erreicht werden.

Auf Basis der Antriebsauslegung und der Versuche werden Bewertungskriterien stufenloser Wandler für Mährescherfahrantriebe abgeleitet. Grundsätzlich sind beide Wandler in der Lage, das zu Grunde gelegte Einsatzspektrum abzudecken. Es wird allerdings bislang ein geringes Augenmerk auf die Wirkungsgrade im Teillastbereich gelegt, welcher für den Mährescherfahrantrieb den größten Anteil an der Betriebsdauer einnimmt.

Beide Wandler sind daher in ähnlicher Form für den Einsatz im Mährescherfahrantrieb geeignet. Aufgrund seines hohen Entwicklungspotentials ist davon auszugehen, dass der elektrische Wandler langfristig an Bedeutung gewinnen wird.

## 8 SUMMARY

Due to changes in the general ecologic and economic conditions for European agriculture, the discussions on agricultural engineering have taken the efficiency and the performance of drive concepts into account, recently. At this, focus is laid on the wheel drive since this is the main drive for tractors and even in self-propelled harvesting machines it requires a large amount of the power of the combustion engine. Because of its specific characteristics like reversibility and continuously variable adjustment, the wheel drive of the combine harvester and its continuously variable torque converter have special requirements on drive technology. Therefore, the torque converter is investigated in this thesis which is aimed at analysing different, continuously variable torque converters for wheel drives of combine harvesters to detect basics for their evaluation.

After examining the theoretical foundations of continuously variable torque converters a hydrostatic and an electric torque converter are chosen for further testing. The hydrostatic torque converter mainly consists of a variable displacement pump, an electronic control unit and a variable displacement motor, while the electric torque converter is assembled from a generator and an electric motor which are controlled via the power electronics of inverters. After design and parallel setup of the torque converters, both of them are mounted to the same combine harvester. Afterwards comparative tests are carried out with this combine. To get a wide basis for the evaluation of the torque converters, the different operating conditions which occur within the operation of a combine harvester were covered by the use of four separate operating ranges. These are:

- Standby (operation of the torque converter at 0 speed to determine the standby power)
- Field work (operation of the torque converter at partial load during harvest)
- On-road drive (operation of the torque converter at partial load during transfer)
- Full load (operation of the torque converter at heavy drawbar pull)

The tests to determine the standby power  $P_{BB}$  show that it is very much depending on the input speed of the torque converter  $n_{WE}$ . While the standby power has a linear dependence on  $n_{WE}$  for the electric torque converter, for the hydrostatic torque converter it is as much linearly dependent on the input speed as non-linearly dependent on the kinematic viscosity  $\nu$ . Within the whole range of input speed the standby power of the electric torque converter is larger than that of the hydrostatic torque converter. Nevertheless, the standby power can be decreased by reducing the voltage  $U_{ZK}$  of the DC-power-circuit. Basically, the tests to determine the standby power show that at rated rotational speed it has a size of 5 up to 10 % of the rated engine power  $P_N$ . For this reason, measures to reduce the standby power and thus to raise the efficiency of the torque converters have to be regarded.

The tests on field work basically show a relatively low level of efficiency. This is caused by two reasons. On the one hand, the basic consumption caused by the standby power has a significant share in the input power of the torque converters  $P_{WE}$ , especially within the range of low driving power. On the other hand, due to their high installed capacity for on-road driving, the torque converters are loaded only few during field work and therefore continuously operate in the lower range of partial loads. A decrease of the standby power by a reduction of the voltage  $U_{ZK}$  of the DC-power-circuit is also proven during the tests on field work by a rise of the efficiency  $\eta$  of the electric torque converter. During these tests, at constant power, a rise of efficiency can be seen for both torque converters if the torque rises. When working in the field, the combine harvester operates within its main working range between 4 and 8 km/h most of the time. In this case of operation the characteristics of power consumption and losses are roughly the same for both torque converters.

Like the tests on field work, the tests during on-road drive show a low level of efficiency at least in the range of low power. This is also due to the basic consumption caused by the standby power. The efficiency of the electric torque converter is much higher than that of the hydrostatic torque converter during on-road tests. While the electric torque converter shows a rising efficiency at low torque and increasing power output, the efficiency of the hydrostatic torque converter shows only little rise.

During the drawbar tests the combine harvester is loaded by a brake-tractor. This way, it is possible to provide predefined traction power. The tests on drawbar pull for both torque converters show a high level of efficiency in comparison to those of the on-road and field work test. Like within the on-road tests, at identical output power, the efficiency of the electric torque converter is higher than that of the hydrostatic one. Thus, at optimum the electric torque converter has the ability to reach efficiency comparable to that of a v-belt variator. The hydrostatic torque converter is not able to reach such efficiency even at high loads.

Based on the design of the drives and the results of the tests criteria for evaluation of continuously variable torque converters for combine harvesters are deduced. Basically, both torque converters have the ability to cover the operating spectrum. Nevertheless, up to now little focus is laid on efficiency in the range of partial loads, although it has the largest share on the operating time of the continuously variable torque converter for a combine harvester.

Therefore, both torque converters are likewise suitable for the use within the wheel drive of a combine harvester. But due to its high growth potential the electric torque converter will gain importance in the long term.

## 9 LITERATUR

- [1] Kutzbach, H. D.: Trends in Power and Machinery. *Journal of Agricultural Engineering Research* (2000) H. 76, S. 237-247.
- [2] Kutzbach, H. D.: Tendenzen der Mähdrescherentwicklung. In: VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“, H. 38, 17./18.03.2005, Universität Hohenheim, S. 7-19.
- [3] Böttinger, S. und P. Wacker: Mähdrescher. In: Harms, H.-H. und F. Meier (Hrsg.): *Jahrbuch Agrartechnik 2007*, Bd. 19. Landwirtschaftsverlag, Münster 2007, S. 141-130.
- [4] Harms, H.-H.: Elektrische oder hydraulische Antriebe in der Landtechnik. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Garching (1998), VDI-Berichte Nr. 1449, S. 61-63.
- [5] Bernhardt, G. und J. Teichmann: Alternative Antriebskonzepte für Mähdrescher. In: VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“, H. 38, 17./18.03.2005, Universität Hohenheim, S. 21-28.
- [6] Barucki, Th., J. Kis und R. Ruslan: Modellierung dieselektrischer Fahr- und Nebenantriebe von Landmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Braunschweig (1999), VDI-Berichte Nr. 1503, S. 87-92.
- [7] Saller, M., Th. Treichl und H.-J. Wehner: Ein neuartiges Antriebskonzept für effizientere Energieübertragung bei mobilen Maschinen (Forschungsprojekt MELA). In: VDE Kongress 2004 Berlin – Innovationen für Menschen, Band 1 Fachtagungsberichte ITG · ETG. VDE-Verlag, Berlin und Offenbach, 2004, S. 453-458.
- [8] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Assessment of hydraulic power trains in mobile working machines. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover (2005), VDI-Berichte Nr. 1895, S. 509-516.
- [9] Schumacher, A. und H.-H. Harms: Potenzial von Traktormanagementsystemen mit leistungsverzweigten Getrieben. In: Tagungsband zur Informationstagung des VDMA Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, 2007, S. 17-29.
- [10] Renius, K. Th.: Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: Harms, H.-H. und F. Meier (Hrsg.): *Jahrbuch Agrartechnik 2006*, Bd. 18. Landwirtschaftsverlag, Münster 2006, S. 68-75.
- [11] Renius, K. Th.: Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen. In: VDI/EKV-Tagung Antriebssysteme für Off-Road-Einsätze, Garching (2003), VDI-Berichte Nr. 1793, S. 65-78.
- [12] Schmetz, R. und J. Klett: Neue Produkttechnologien im Traktorenbau, insbesondere elektromechanische Traktorgetriebe. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Garching (1998), VDI-Berichte Nr. 1449, S. 1-6.



- 
- [13] Beunk, H.: Stufenlos mit Diesel und Strom – Prototyp Eltrac E 135 von Schmetz. profi – Magazin für Agrartechnik 11 (1999) H. 6, S. 30-32.
- [14] Vale, S.: German dealer invents a diesel-electric tractor prototype claimed to give 10% fuel savings. OEM News (1999), Nr. 102, S. 10-11.
- [15] Barucki, Th.: Auslegung und Optimierung eines Elektroantriebes für Traktoren. Landtechnik 56 (2001) SH 2, S. 436-442.
- [16] Rossbach, K., A. Meise und U. Maier: Antriebs- und Steuerungstechnik für selbstfahrende Erntemaschinen. Landtechnik 59 (2004) H. 1, S. 26-27.
- [17] Tarasinski, N.: Elektrische Antriebe in Traktoren. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden (2004), VDI-Berichte Nr. 1855, S. 231-239.
- [18] Adamek, W.: Stufenloser Fahrtrieb (ICVD). Landtechnik 61 (2006) H. 2, S. 72-73.
- [19] Albers, A., S. Ott und A. Seifermann: Potenziale von Hybridantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen. In: Tagungsband zur Informationstagung des VDMA – Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, 2007, S. 1-13.
- [20] Freye, Th. und F. Heidjann: Gebrauchswertverbesserung an Mähdreschern. Proceedings of the 10<sup>th</sup> CIGR Congress, Budapest (Ungarn) 1984, S. 21-28.
- [21] • Freye, Th.: Untersuchungen zur Trennung von Korn-Spreu-Gemischen durch die Reinigungsanlage des Mähdreschers. Dissertation Universität Hohenheim, 1980, Forschungsbericht Agrartechnik der MEG Nr. 47.
- [22] Wacker, P.: Mähdrescherbauarten. In: Mähdruschernte von Sonderfrüchten. KTBL-Arbeitspapier 139. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL): Darmstadt, 1990, S. 23-58.
- [23] • Reitz, P.: Untersuchungen zur Ertragskartierung während der Getreideernte mit dem Mähdrescher. Dissertation Universität Stuttgart, 1997, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI/MEG Nr. 305.
- [24] • Böttinger, S.: Die Abscheidefunktion von Hordenschüttler und Reinigungsanlage in Mähdreschern. Dissertation Universität Stuttgart, 1993, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 66.
- [25] • Büermann, M.: Untersuchungen zum Einfluss der geometrischen Zuordnung der Förder- und Trennelemente auf das Abscheideverhalten von Tangentialdreschwerken. Dissertation Universität Stuttgart, 1996, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 78.
- [26] • Wacker, P.: Untersuchungen zum Dresch- und Trennvorgang von Getreide in einem Axialdreschwerk. Dissertation Universität Hohenheim, 1985, Forschungsbericht Agrartechnik der MEG Nr. 117.

- [27] • Eimer, M.: Untersuchungen zur Durchsatzregelung am Mähdrescher. Habilitationsschrift Universität Göttingen, 1973.
- [28] • Kämmerer, D.: Der Schneid- und Fördervorgang im Mähdrescherhäcksler. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 2001, Shaker Verlag GmbH, Aachen, 2003.
- [29] • Mugrauer, A.: Einsatzmöglichkeiten von Elektromotoren zum Antrieb von Mähdreschern. Studienarbeit S 78 H, 2002, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [30] Hofmann, K.: Entwicklungstendenzen bei Fahrtrieben von Mähdreschern. Deutsche Agrartechnik 20 (1970), H. 6, S. 266-270.
- [31] –,–: Verordnung über die Zulassung von Fahrzeugen zum Straßenverkehr (Fahrzeug-Zulassungsverordnung – FZV). Rechtsstand 01. März 2007.
- [32] • –,–: CLAAS LEXION 770 760 750 740 – Ansprüche wachsen. Firmenschrift 104011010810 KK ME 0810/000 248 782.0, CLAAS Vertriebsgesellschaft mbH, Harsewinkel, 2010.
- [33] Hege, H.-U.: ARCUS – ein neues Mähdrescherkonzept. In: VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“, H. 28, 17./18.03.1997, Universität Hohenheim, S. 25-32.
- [34] Hinsch, W.: Vollhydrostatischer Fahrtrieb mit Zweipumpensystem für selbstfahrende Erntemaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover (2001), VDI-Berichte Nr. 1636, S. 365-370.
- [35] –,–: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO). Rechtsstand 01. Juni 2007.
- [36] Böttinger, S.: Informations- und Regelsysteme am Mähdrescher. Landtechnik 55 (2000) SH, S. 96-98.
- [37] Böttinger, S.: Elektronik am Mähdrescher. Landtechnik 63 (2008) H 1, S. 22-23.
- [38] Diekhans, N.: Automatische Spurführung bei Landmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Münster (2000), VDI-Berichte Nr. 1544, S. 337-341.
- [39] Kutzbach, H. D.: Mähdrescher. In: Matthies, H. J. und F. Meier (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2002, Bd. 14. Landwirtschaftsverlag, Münster 2002, S. 131-137 und 243-246.
- [40] Herlitzius, Th., W. F. Cooper und L. Bischoff: Das Regelungskonzept der Fahrgeschwindigkeits-Durchsatzregelung an der John Deere STS 9880. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Halle (2002), VDI-Berichte Nr. 1716, S. 321-323.

- [41] Weltzien, C. und F.-H. Kreich: Kontroll- und Überwachungssysteme für Erntemaschinen – Welche technischen Lösungen gibt es? In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik für Profis, Magdeburg (2003), VDI-Berichte Nr. 1742, S. 91-96.
- [42] Coen, T. und J. De Baerdemaeker: Nonlinear Modelbased Predictive Control for Cruise Control. In: VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“, H. 39, 22./23.03.2007, Technische Universität Dresden, S. 101-108.
- [43] Mertins, K.-H. und D. W. Kmoch: Subsystems of automated combines. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover (2001), VDI-Berichte Nr. 1636, S. 325-330.
- [44] Stoll, A. und H. D. Kutzbach: Automated path planning for GPS-guided harvesters. AgEng-paper no. 02-AE-006.
- [45] Harms, H.-H. und J. Krallmann: Teleservice von morgen – Entwicklungen und Trends. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik für Profis, Magdeburg (2003), VDI-Berichte Nr. 1742, S. 97-110.
- [46] Iida, M. und Y. Yamada: Rice Harvesting Operations using an Autonomous Combine with a GPS and a FOG. Proceedings of the International Conference Automation Technology for Off-road Equipment 2006, Bonn 2006, S. 125-131.
- [47] Kutzbach, H. D., P. Wacker und S. Böttinger: Mähdrescher. In: Harms, H.-H. und F. Meier (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2006, Bd. 18. Landwirtschaftsverlag, Münster 2006, S. 143-153.
- [48] Bußmann, C. und N. Diekhans: Prozessabhängige Vorfahrtregelung beim Mähdrescher. In: VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“, H. 39, 22./23.03.2007, Technische Universität Dresden, S. 94-100.
- [49] Böttinger, S. und P. Wacker: Mähdrescher. In: Harms, H.-H., F. Meier und R. Metzner (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2010, Bd. 22. DLG-Verlag, Frankfurt 2010, S. 137-145.
- [50] Quick, G.: The Original Self-Propelled Combine Harvester. Der goldene Pflug (2008), H. 27, S. 41-42.
- [51] • Quick, G. und W. Buchele: The Grain Harvesters. American Society of Agricultural Engineers (ASAE): St. Joseph (USA), 1978.
- [52] • Kutzbach, H. D.: Lehrbuch der Agrartechnik, Band 1: Allgemeine Grundlagen – Ackerschlepper – Fördertechnik. Verlag Paul Parey, Hamburg und Berlin, 1989.
- [53] Kutzbach, H. D.: Entwicklung der Erntemaschinen – Mähdrescher. In: Festschrift 25 Jahre VDI-Fachgruppe Landtechnik. Düsseldorf, 1983, S. 173-183.
- [54] –,-: Doppelreibungskupplung. Patentschrift DE 3327984 C2, 1991.

- [55] Wacker, P.: Mähdrescher verändern die Ernte – Zur Entwicklung des Mähdreschers. *Der goldene Pflug* (1997), H. 7, S. 13-24.
- [56] Wendorff, J.: Daueruntersuchungen von Hydraulikölen auf Rapsölbasis in Mähdreschern und selbstfahrenden Feldhäckslern. *Lehrgangsunterlagen zum Lehrgang: Biologisch schnell abbaubare Schmierstoffe und Arbeitsflüssigkeiten, speziell auf pflanzlicher Basis*. Ostfildern, 01.-03.02.1995.
- [57] Bohrer, S. und B. Kempf: Fahrtrieb für selbstfahrende Erntemaschinen. In: *VDI/MEG-Kolloquium Landtechnik „Mähdrescher“*, H. 39, 22./23.03.2007, Technische Universität Dresden, S. 148-154.
- [58] Stiller, T. und T. Obeloer: Elektro-hydraulisches Fahrtriebskonzept am Mähdrescher. In: *VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hohenheim (2008)*, VDI-Berichte Nr. 2045, S. 307-312.
- [59] Eikel, G.: Engine/Speed-Management im John Deere-Feldhäcksler: Lizenz zum Sprit-Sparen. *profi – Magazin für Agrartechnik* 21 (2009) H. 12, S. 36-38.
- [60] Horstmann, J.: Hydrostatische Automatikgetriebe mit direkten Radantrieben für mobile Arbeitsmaschinen. In: *VDI/EKV-Tagung Antriebssysteme für Off-Road-Einsätze*, Garching (2003), VDI-Berichte Nr. 1793, S. 79-84.
- [61] Fischer, G.: Die Elektrizität in der Landwirtschaft. In: *Die Entwicklung des Maschinenwesens in Deutschland. Arbeiten der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft Heft 177*. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG): Berlin, 1910, S. 375-397.
- [62] Hupfauer, M.: Elektrifizierung der Landwirtschaft. In: Franz, G. (Hrsg.): *Die Geschichte der Landwirtschaft im 20. Jahrhundert*. DLG-Verlags-GmbH: Frankfurt, 1969, S. 103-118.
- [63] Herrmann, K.: Strom für Haus, Hof und Feld – Entwicklungen und Wirkungen der Elektrizität in der Landwirtschaft. In: Wessel, H. (Hrsg.): *Das Elektrische Jahrhundert*. Klartext Verlag, Essen, 2002, S. 27-36.
- [64] • Trehwitt, P.: *Panzerfahrzeuge vom I. Weltkrieg bis heute*. Gondrom Verlag GmbH, Bindlach, 2000.
- [65] • Nahmer, S.: *Antriebssysteme für Elektrofahrzeuge*. Dissertation Technische Universität Braunschweig, 1996.
- [66] Bernhard, B.: *Hybrid Drives for Off-Road Vehicles*. Electronic-only Proceedings of the FISITA 2004 World Automotive Congress. Barcelona (Spanien) 2004, paper no. F2004SC26.

- [67] Iafinov, S. A. et al.: Einrichtung zur automatischen Regelung des Durchsatzes von selbstfahrenden Getreidemähdreschern. Beschreibung der Erfindung zum Erfinderpass. UdSSR Staatskomitee des Ministerrates für Erfindungen. Katalog Nr. 5, 459187, 1975, (Übersetzung).
- [68] Bernhard, B. und V. Schlotter: Electric Drives for Combine Harvesters. Electronic-only Proceedings of the International Conference on Crop Harvesting and Processing, ASAE publication no. 701P1103e, (2003) Louisville (USA), Artikel Nr. 26.
- [69] Herlitzius, T. et al.: Integration of an Electrical drive into a Tangential Threshing Cylinder. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover (2009), VDI-Berichte Nr. 2060, S. 495-500.
- [70] Aumer, W. et al.: Funktionsintegration elektrischer Antriebe in selbstfahrenden Erntemaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Braunschweig (2010), VDI-Berichte Nr. 2111, S. 351-356.
- [71] Teichmann, J. et al.: Möglichkeiten und Anforderungen elektromechanischer Antriebssysteme an mobile Arbeitsmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Halle (2002), VDI-Berichte Nr. 1716, S. 87-92.
- [72] Pickel, P. und R. Grundl: Haben dieselektrische Antriebe eine Chance? Neue Landwirtschaft (2000), H. 12, S. 80-81.
- [73] Aumer, W. et al.: Elektrischer Traktor: Vision oder Zukunft? Landtechnik 63 (2008) H. 1, S. 14-15.
- [74] Küssell, M.: Herausforderung Hybrid. In: VDI/FVT- Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden (2006), VDI – Berichte Nr. 1975, S. 133-142.
- [75] Stieler, J.: Spitzenwert 7000 Prozent Zuwachs – Trends der Antriebstechnik für mobile Arbeitsmaschinen in Deutschland. fluid (2004) H. 5, S. 16-18.
- [76] Schmetz, R.: Elektromechanische Traktorgetriebe. Landtechnik 54 (1999) H. 2, S. 72-73.
- [77] Barucki, Th.: Realisierungsmöglichkeiten elektrischer Traktorantriebe. Landtechnik 54 (1999) H. 4, S. 228-229.
- [78] Barucki, Th.: Experiences with a Test-Bench for a Diesel-Electric Tractor Drive Train. AgEng-paper no. 00-PM-25.
- [79] • Barucki, Th.: Optimierung des Kraftstoffverbrauches und der Dynamik eines dieselektrischen Fahrtriebes für Traktoren. Dissertation Technische Universität Dresden, 2001, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI/MEG Nr. 393.

- [80] Renius, K. Th.: Tractor Transmission Developments with Particular Reference to Europe. Paper presented to the Korean Farm Machinery & Tool Industry Cooperation (KFMTIC), Seoul (Südkorea), 23.10.1993, S. 3-16.
- [81] • Ahmed, M. A. H.: Bewertung von alternativen Antriebskonzepten in Fahrzeugen mit unterschiedlichen Einsatzcharakteristiken. Dissertation Technische Universität Dresden, 2004.
- [82] • Wünsche, M.: Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Dissertation Technische Universität Dresden, TUDpress Verlag der Wissenschaften GmbH, Dresden, 2005.
- [83] –,-: profi AKTUELL – TU Dresden entwickelt Hybrid-Traktor. profi – Magazin für Agrartechnik 21 (2009) H. 12, S. 8.
- [84] Geißler, M. et al.: Elektrifizierter Radnabenantrieb im Traktor. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Braunschweig (2010), VDI-Berichte Nr. 2111, S. 363-370.
- [85] Herlitzius, T. et al.: Powerpack-Systeme und ihre Einsatzmöglichkeiten in mobilen Landmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Braunschweig (2010), VDI-Berichte Nr. 2111, S. 357-362.
- [86] Saller, M., Th. Treichl und H.-J. Wehner: Das MELA-Projekt. mpa – messen prüfen automatisieren (2006) H. 7/8, S. 58-63.
- [87] Szajek, A. et al.: MELA – Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik für Fahrzeuge – ein offenes elektrisches Leistungsnetz für Offroad-Anwendungen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden (2004), VDI-Berichte Nr. 1855, S. 241-246.
- [88] Szajek, A.: Motivation und Konzepte zum Einsatz elektrischer Antriebstechnik im Ackerschlepper am Beispiel MELA. In: Tagungsband zur Informationstagung des VDMA Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, 2007, S. 97-105.
- [89] Theißen, G.: Elektrische Antriebe in Traktoren und Maschinen: Der elektrische Schlepper. profi – Magazin für Agrartechnik 17 (2007) H. 12, S.108-110.
- [90] Schrägle, D.: Hohe Wirkungsgrade erzielen – Hybridantriebssystem steigert Effizienz der Energieumsetzung. Mobile Maschinen (2008) H.2, S.15-17.
- [91] • Gallmeier, M.: Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen. Dissertation Technische Universität München, 2009.
- [92] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Bewertung stufenloser Antriebssysteme in Arbeitsmaschinen. In: Tagungsband zur Informationstagung des VDMA Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, 2007, S. 81-93.

- [93] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Hydraulic and electric drivelines for mobile working machines – Assessment of powertrains for use in mobile applications based on stationary and dynamic efficiency test. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover (2007), VDI-Berichte Nr. 2001, S. 115-120.
- [94] Gallmeier, M.: Elektrische Baugruppenantriebe – eine Alternative zur Hydraulik? Landtechnik 62 (2007) SH, S. 266-267.
- [95] Süß, H.: Elektro-Hybrid-Feldhäcksler – Elektromotor macht selbstfahrende Arbeitsmaschinen effizienter. BWagrar (2008) H. 21, S. 19.
- [96] Wilmer, H.: Mit Spannung in die Zukunft! – Exklusiver Fahrbericht John Deere 7530 E Premium. profi – Magazin für Agrartechnik 19 (2007) H. 12, S. 38-39.
- [97] Buning, E., T. Kempf und R. Keil: E Premium – Höhere Spannung in landwirtschaftlichen Nutzfahrzeugen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hohenheim (2008), VDI-Berichte Nr. 2045, S. 77-82.
- [98] Engeler, R.: Elektrisches Leistungsnetz. UFA-REVUE (2008) H. 1, S.14-15.
- [99] Neumann, O.: Mehr Power auf dem Feld – Neues Konzept verleiht Traktoren „e-Power“ für Arbeitsgeräte. Mobile Maschinen (2008) H.3, S.25-26.
- [100] Hahn, K.: Electric Tractor Implement Interface. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hohenheim (2008), VDI-Berichte Nr. 2045, S. 69-76.
- [101] Uppenkamp, N. und G. Höner: Schlepper: Die Kompakten kommen! top agrar 38 (2009) H. 11, S. 92-98.
- [102] –,-: Neuheiten-Hitparade. dlz agrarmagazin (2009) H. 11, S. 68-92.
- [103] Neunaber, M.: Stufenlos mit dem Strom – Exklusiver Fahrbericht Prototyp Belarus 3023. profi – Magazin für Agrartechnik 22 (2010) H. 6, S. 34-37.
- [104] Renius, K. Th., H. Knechtges und M. Geimer: Gesamtentwicklung Traktoren. In: Harms, H.-H. und R. Metzner (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2011, Bd. 23. DLG-Verlag, Frankfurt 2010, S. 55-61.
- [105] • Matek, W. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung Berechnung Gestaltung, 13. überarbeitete Auflage. F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig und Wiesbaden, 1995.
- [106] • Matthies, H. J.: Einführung in die Ölhydraulik, 2. überarbeitete und erweiterte Auflage. B. G. Teubner, Stuttgart, 1991.
- [107] • –,-: BOSCH – Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 23. aktualisierte und erweiterte Auflage. F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig und Wiesbaden, 1999.

- [108] • Bohl, W.: Technische Strömungslehre – Stoffeigenschaften von Flüssigkeiten und Gasen, Hydrostatik, Aerostatik, inkompressible Strömungen, kompressible Strömungen, Strömungsmesstechnik, 3. erweiterte Auflage. Vogel, Würzburg, 1978.
- [109] • Kahrs, M.: Der Druckverlust in den Rohrleitungen ölhydraulischer Antriebe. VDI-Forschungsheft 537, Düsseldorf, 1970.
- [110] • Matthies, H. J. und K. Th. Renius: Einführung in die Ölhydraulik, 4. neu bearbeitete und erweiterte Auflage. B. G. Teubner, Stuttgart, 2003.
- [111] • Giersch, H.-U., H. Harthus und N. Vogelsang: Elektrische Maschinen – Prüfung, Normung, Leistungselektronik, 5. korrigierte Auflage. B. G. Teubner / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2003.
- [112] • Fischer, R.: Elektrische Maschinen, 11. Auflage. Carl Hanser Verlag, München und Wien (Österreich), 2001.
- [113] –,-: DIN EN 60034-1: Drehende elektrische Maschinen – Teil 1: Bemessung und Betriebsverhalten. VDE Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [114] • Brosch, P. F.: Moderne Stromrichterantriebe – Leistungselektronik und Maschinen, 4. überarbeitete und erweiterte Auflage. Vogel Verlag und Druck GmbH, Würzburg, 2002.
- [115] • –,-: Praxis der Antriebstechnik – Antriebe projektieren. Firmenschrift 1052 2905 / DE, SEW-EURODRIVE GmbH & Co, Bruchsal, 2001.
- [116] Stiebler, M.: Elektrotechnik. In: Beitz, W. und K.-H. Grote (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 19. völlig neubearbeitete Auflage. Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 1997, S. V1-V62.
- [117] • Würslin, R.: Pulsumrichtergespeister Asynchronmaschinenantrieb mit hoher Taktfrequenz und sehr großem Feldschwäcbereich. Dissertation Universität Stuttgart, 1984.
- [118] • Weißgerber, W.: Elektrotechnik für Ingenieure 2 – Wechselstromtechnik Ortskurven Transformator Mehrphasensysteme, 4. verbesserte Auflage. F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig und Wiesbaden, 1999.
- [119] Bernhard, B., M. Schreiber und H. D. Kutzbach: Vergleich elektrischer und hydraulischer Fahrtriebe für Mähdrescher. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden (2004), VDI – Berichte Nr. 1855, S. 211-219.
- [120] • Lütke Notarp, S.: Konstruktion von Schaltstellen zur elektrischen Leistungsübertragung an einem Mähdrescherantrieb. Diplomarbeit D 156 H, 2000, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.



- [121] –,-: DIN ISO 14: Keilwellenverbindungen mit geraden Flanken und Innenzentrierung Maße Toleranzen Prüfung. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1986.
- [122] –,-: DIN 471: Sicherungsringe (Haltringe) für Wellen Regelausführung und schwere Ausführung. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1981.
- [123] –,-: EAS<sup>®</sup>-control-DS Kostengünstige Drehmoment-Messkupplung. Firmenschrift M.971.00.D, Chr. Mayr GmbH + Co. KG, Mauerstetten, 2000.
- [124] –,-: DIN 51524-2: Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Hydrauliköle HLP – Mindestanforderungen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1985.
- [125] –,-: DIN 51524-3: Druckflüssigkeiten – Hydrauliköle – Hydrauliköle HVLP – Mindestanforderungen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1990.
- [126] –,-: Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis für Axialkolbenmaschinen. Firmenschrift RD 90 220/05.03, Bosch Rexroth AG, Mobile Hydraulics, Elchingen, 2003.
- [127] –,-: ISO 4406: Hydraulic fluid power – Fluids – Method for coding the level of contamination by solid particles. ISO copyright office, Genf (Schweiz), 1999.
- [128] • Hahn, K.: Konstruktion einer Kupplung am Mährescherantrieb. Studienarbeit S 75 H, 2001, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [129] • Kutzbach, H. D. und B. Bernhard: Einsatzverhalten stufenloser elektrischer Wandler im Mährescher. Abschlussbericht zu den Forschungsvorhaben DFG KU 480/21-1/2, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, 2004, unveröffentlicht.
- [130] –,-: Dokumentation ASM-Software – Inbetriebnahmeanleitung, Parametrierung und Überwachung (V.009). Firmenschrift, SETEC GmbH, Boxdorf, 2001.
- [131] Teichmann, J. et al.: Möglichkeiten und Anforderungen elektromechanischer Antriebssysteme an mobile Arbeitsmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Halle (2002), VDI-Berichte Nr. 1716, S. 87-92.
- [132] –,-: Factory Automation – Inductive sensors – Cylindrical Type – DC – 3-wire – Basic series – 5 mm embeddable. Firmenschrift, RS Components GmbH, Mörfelden-Walldorf, 2005.
- [133] –,-: Datenblatt / Data sheet   Temperatursensor / Temperature Sensor.   Firmenschrift 94 099, AB Elektronik Sachsen GmbH, Klingenberg, 2007.
- [134] Lachmann, G.: Temperaturfühler – Bauvorschrift. Firmenschrift 94 098 000.1, AB Elektronik Sachsen GmbH, Klingenberg, 2004.
- [135] –,-: Dickey-john Radar II Velocity Sensor. Firmenschrift 640011784, Dickey-john Corporation, Auburn (USA), 1984.

- [136] • Schutte, B.: Bestimmung von Bodenunterschieden durch Zugkraftmessungen bei der Bodenbearbeitung. Dissertation Universität Hohenheim, 2005, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI/MEG Nr. 429.
- [137] –,—: Dickey-john DjRVS II Radar Velocity Sensor Installation Instructions. Firmenschrift 11001-0835-0585, Dickey-john Corporation, Auburn (USA), 1985.
- [138] Fichtel, H. und O. Balcarek: Vergleichende Untersuchungen von Radargeräten zur Geschwindigkeitsmessung an Landmaschinen. *Grundlagen der Landtechnik* 36 (1986) H. 3, S. 68-73.
- [139] Droll, P. und H. D. Kutzbach: Zugkraft- und Drehmomentmessung zur Bodenkartierung. *Landtechnik* 56 (2001) H. 1, S. 22-23.
- [140] Schutte, B. und H. D. Kutzbach: Positionsbezogene Erfassung von Zugkraftkennwerten. *Landtechnik* 58 (2003) H. 6, S. 376-377.
- [141] • Langenbeck, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart, 1992, VDI Fortschritt – Berichte, Reihe 14, Nr. 55.
- [142] –,—: Code 2 – OECD Standard Code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. Organisation for Economic Co-operation and Development, Paris (Frankreich), 2005.
- [143] Bernhard, B. und M. Schreiber: Experimenteller Vergleich von Fahrtrieben am Mähdrescher. *Landtechnik* 60 (2005) H. 2, S. 82-83.
- [144] Rademacher, Th.: Leistungs- und aufwandbezogene Abrechnung. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik für Profis, Magdeburg (2003), VDI-Berichte Nr. 1742, S. 31-44.
- [145] • Resch, R.: Leistungsverzweigte Mehrbereichs-Fahrtriebe mit Kettenwandlern. Dissertation Technische Universität München, 2005. VDI Fortschritt – Berichte, Reihe 14, Nr. 121.
- [146] Renius, K. Th.: Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe. *Journal of Agricultural Engineering Research* (1994) H. 57, S.3-22.
- [147] Sauer, G.: Sind stufenlose Getriebe der Traktorfahrtriebe der Zukunft? *Landtechnik* 53 (1998) SH, S. 186-188.
- [148] Renius, K. Th.: Wirkungsgrade stufenloser Traktor-Fahrtriebe. *Landtechnik* 51 (1996) H. 5, S. 248-249.
- [149] Dziuba, P. F. und R. Honzek: Entwicklung eines neuen stufenlosen Schleppergetriebes mit hydrostatisch mechanischer Leistungsverzweigung. In: VDI/EKV-Tagung Getriebe in Fahrzeugen '98, Friedrichshafen (1998), VDI-Berichte Nr. 1393, S. 541-549.

- [150] Lenge, R.: Was die stufenlosen Getriebe wirklich leisten. top agrar 30 (2001) H. 3, S. 116-119.
- [151] Lenge, R.: Was leistet das AutoPowr-Getriebe? top agrar 30 (2001) H. 7, S. 74-77.
- [152] Fröba, N. und M. Funk: Teilzeitspezifische Dieselbedarfskalkulation bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik 59 (2004) H. 1, S. 38-39.
- [153] Brunotte, D.: Antriebsstrategie für den Teillastbereich beim Traktoreinsatz – Einsatz eines Traktormanagementsystems auf dem Systemfahrzeug Xerion. Landtechnik 55 (2000) H. 5, S. 334-335.
- [154] • Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dissertation Universität Hohenheim, 2006, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI/MEG Nr. 442, Shaker Verlag GmbH, Aachen, 2006.
- [155] • –,-: 527 Mähdrescher Betriebsanleitung CASE IH. Firmenschrift Don 6-1860 GE, CASE IH (MDW MÄHDRESCHERWERKE GmbH), Singwitz, 1997.
- [156] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Comparison of mechanical, hydraulic and electric designs for efficient drive lines in mobile working machines. Electronic-only Proceedings of the International Conference on Agricultural Engineering AgEng 2004, Leuven (Belgien), paper no. 398.
- [157] Mertens, H.: Zugmitteltriebe. In: Beitz, W. und K.-H. Grote (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 19. völlig neubearbeitete Auflage. Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 1997, S. G101-G116.
- [158] • –,-: FLENDER - Taschenbuch. 3. Auflage. A. Friedr. Flender AG, Bocholt, 2000.
- [159] Höhn, B.- R. und H. Winter: Zahnradgetriebe. In: Beitz, W. und K.-H. Grote (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 19. völlig neubearbeitete Auflage. Springer-Verlag, Berlin und Heidelberg, 1997, S. G116-G154.
- [160] Hahn, K. und H. D. Kutzbach: Triebachsanhänger – Lösungsansätze und Potenziale. Landtechnik 58 (2003) H. 5, S. 300-301.
- [161] Hahn, K. und H. D. Kutzbach: A new concept for a trailer with propelled axle-drive-strategies and customer-value. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden (2004), VDI-Berichte Nr. 1855, S. 257-263.
- [162] Bernhard, B.: Einsatzmöglichkeiten von Elektromotoren zum Antrieb von Mähdreschern. Engineering – Research papers of the Lithuanian University of Agriculture 6 (2003) H. 1, S. 48-52.

- 
- [163] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Evaluation of the Efficiency of Alternative Driveline Systems in Mobile Working Machines. Electronic-only Proceedings of the 2004 CIGR International Conference, Beijing (China), Session V/2 no. 7.
- [164] Gallmeier, M. und H. Auernhammer: Eignung mechanischer, hydraulischer und elektrischer Antriebskonzepte als effiziente Antriebsstränge in mobilen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen. In: VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden (2004), VDI-Berichte Nr. 1855, S. 221-229.
- [165] Aumer, W. et al.: Konzeptioneller Vergleich von elektrischen und hydrostatischen Fahrtrieben im Mähdrescher. Landtechnik 63 (2008) H. 2, S. 88-89.