

Bewertung stufenloser Antriebssysteme in Arbeitsmaschinen

M. Gallmeier, H. Auernhammer

Technische Universität München
Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik
Am Staudengarten 2
85354 Freising

michael.gallmeier@wzw.tum.de

Abstract

A major key for improving efficiency in mobile agricultural equipment, is on the one hand the dynamic machine adaptation in order to compensate the effects of variable material parameters. On the other hand increased powertrain efficiency also reduces costs of production. For both tasks electric powertrains seems to be a highly efficient alternative solution compared to actual hydraulic drives. But detailed information about their suitability, especially as module drives in mobile equipment, are actually not available. In this project an electric prototype powertrain is installed in a forage harvester and compared to the standard hydraulic solution. Therefore the power-to-weight ratio, installation space, costs and especially the efficiency factor in typical working points and during a typical working cycle, are the most important criteria for mobile applications. For the assessment an electric prototype powertrain was designed based on load data measured during field tests in 2005 and started up during field tests in autumn 2006.

The electric system has the advantage of improved controllability which eliminates peaks in torque during starting the modules. Disadvantages are the increased installation space and the power-to-weight ratio. The electric drive for the exemplary chosen module requires $137 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, the hydraulic one only $7.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. In addition the electric drives weighs 6 times more than the hydraulic one.

But a comprehensive assessment of the two powertrains requires the consideration of the efficiency factors. Therefore typical test cycles are prepared and efficiency will be analysed during spring 2007.

Schlüsselwörter: mobile Arbeitsmaschine, Hydraulik, elektrischer Antriebsstrang

1 Anforderungen an mobile Arbeitsmaschinen und deren Antriebssysteme

Die Verknappung fossiler Brennstoffe und die dadurch steigenden Preise der Betriebsstoffe verlangen nach effizienterer Nutzung selbiger. Dazu bieten sich aktuell für Arbeitsmaschinen zwei Ansatzpunkte. Zum einen stellt die dynamische Parametrierung und damit eine optimale Adaption der Baugruppen an die kritischen Umweltparameter eine Steigerung der Verfahrensleistung in Aussicht [1]. Zum anderen ermöglichen effizientere Baugruppenantriebe direkt die Einsparung von Kraftstoff.

Für die optimale Parametrierung der Maschinen erscheint ein übergeordnetes Maschinenmanagement als sinnvoll, um die verschiedenen Verfahrensschritte aufeinander abzustimmen. Ein wesentlicher Parameter ist dabei zumeist die Drehzahl der Baugruppen. Beispielhaft sei auf die Drehzahl der Dreschtrommel oder des Gebläses in einem Mähdrescher verwiesen. Um zukünftige Anforderungen an die dynamische Anpassbarkeit von Baugruppenantrieben zu lösen, sind elektrische Antriebe als Alternative zu den heutigen hydraulisch oder leistungsverzweigt drehzahlvariablen Antrieben zu sehen. Kenntnisse aus dem Bereich von Industrieanlagen [2] stellen umrichter gespeiste Elektromotoren als hocheffiziente Antriebssysteme in Aussicht, beziehen sich aber auf stationäre Anwendungen. Für den mobilen landtechnischen Einsatz muss aber ein weit gefächertes Einsatzspektrum berücksichtigt und auf andere Kriterien optimiert werden.

Spezielle Arbeiten zur Beurteilung der Eignung elektrischer Antriebssysteme für den Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sind deshalb unerlässlich. Der Bereich des elektrischen Fahrtriebes wurde bereits an der Universität Hohenheim bearbeitet [3]. In diesem Projekt wird der noch offene Bereich der drehzahlvariablen Baugruppenantriebe beispielhaft abgedeckt und die Eignung elektrischer Antriebssysteme an der hydraulischen Serienlösung gemessen. Das Vorhaben wird gefördert durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU). Ziel des Projektes ist es, ein zu entwickelndes elektrisches Prototypsystem und das hydraulische Referenzsystem aus der Serie, anhand konstruktiv-mechanischer und wirtschaftlicher Kriterien vergleichend zu bewerten. Essentiell für die mobile Applikation sind die Nennlast- und Teillastwirkungsgrade der Wandler und der Gesamtstränge, das Leistungsgewicht, die Leistungsdichte sowie die Kosten.

2 Bewertung drehzahlvariabler Baugruppenantriebe

Wie in der Problemstellung bereits angedeutet unterscheiden sich die Betriebspunkte von Baugruppenantrieben stark von denen von Industrieanlagen oder Fahrtrieben.

Die Kenntnis des tatsächlich an der Baugruppe vorliegenden dynamischen Lastzykluses erweitert die Aussagekraft zusätzlich um die dynamischen Effekte. Die Beurteilung basierend auf diesen Zyklen ermöglicht eine Bewertung der Wirkungsgrade sowohl für die häufigsten Vollast- und Teillastbetriebspunkte als auch für einen typischen Zyklus.

Als Referenz dienen in dem Projekt zwei hydraulische Baugruppenantriebe eines selbstfahrenden Feldhäcksler. Deren typische Betriebspunkte, Last-Pause-Verhältnisse und Belastungsverläufe wurden in Ernterversuchen im Herbst 2005 mit zwei verschiedenen Fahrern, auf unterschiedlichen Schlägen und mit unterschiedlicher Abfuhrlogistik bestimmt. Diese Daten sind zum einen die Grundlage zur Auslegung eines elektrischen Antriebsstrangs als Ersatz für die ausgewählten Baugruppen, dienen aber gleichzeitig zur Bestimmung der typischen Lastzyklen. Diese Prüfzyklen repräsentieren sowohl die Betriebspunkte und die Dynamik der einzelnen Baugruppe als auch Wechselwirkungen und Zusammenspiel der Antriebe. Abbildung 1 verdeutlicht das angesprochene Vorgehen zur Generierung eines statistisch repräsentativen Lastzyklus aus Messdaten. Dies ermöglicht es, die Häufigkeit von Drehmoment-Drehzahlpaarungen und die Häufigkeit der dabei auftretenden Gradienten aus Messdaten in einen Prüfzyklus zu übernehmen. Ausführliche Informationen zur Prüfzyklengenerierung sind zu finden unter [4].

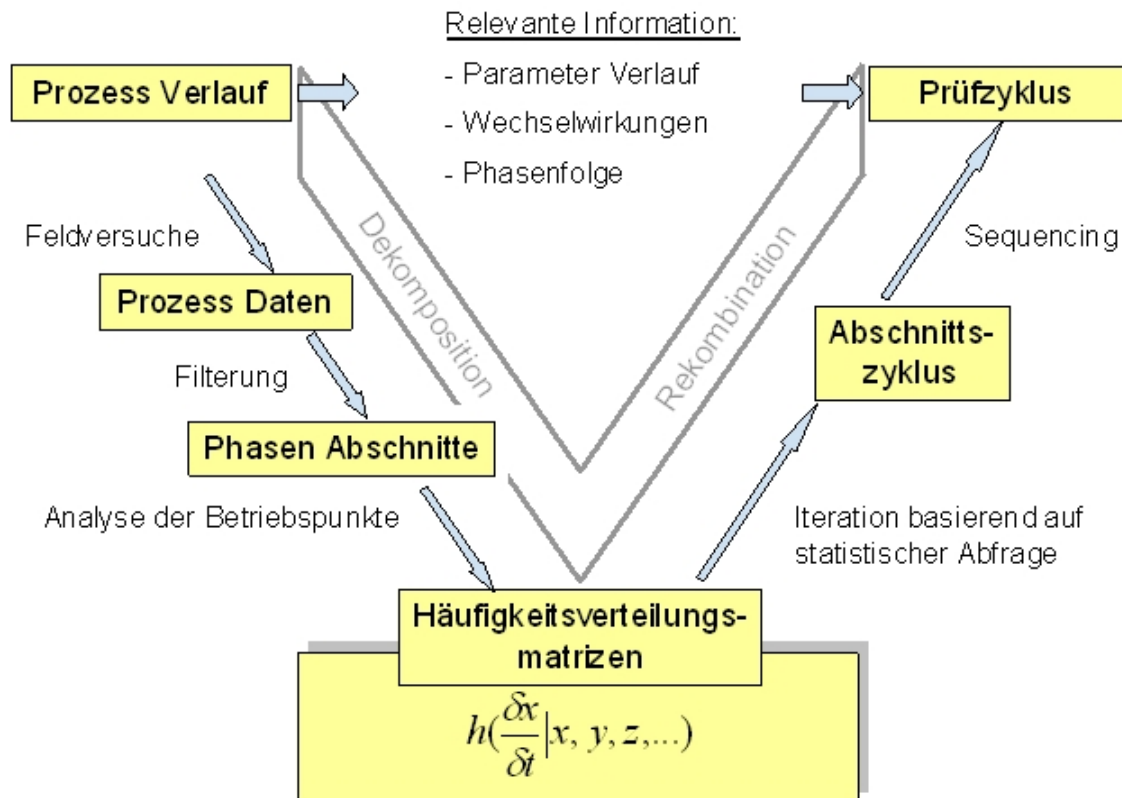


Abbildung 1: Generierung statistisch repräsentativer Lastzyklen

Abbildung 2 gibt einen Überblick zum methodischen Vorgehen. Reproduzierbare Untersuchungen zum Wirkungsgradverhalten beider Antriebssysteme an einem Prüfstand für statische Betriebspunkte unter Teillast und Volllast und für obige Zyklen werden im II. Quartal 2007 das Projekt abschließen.

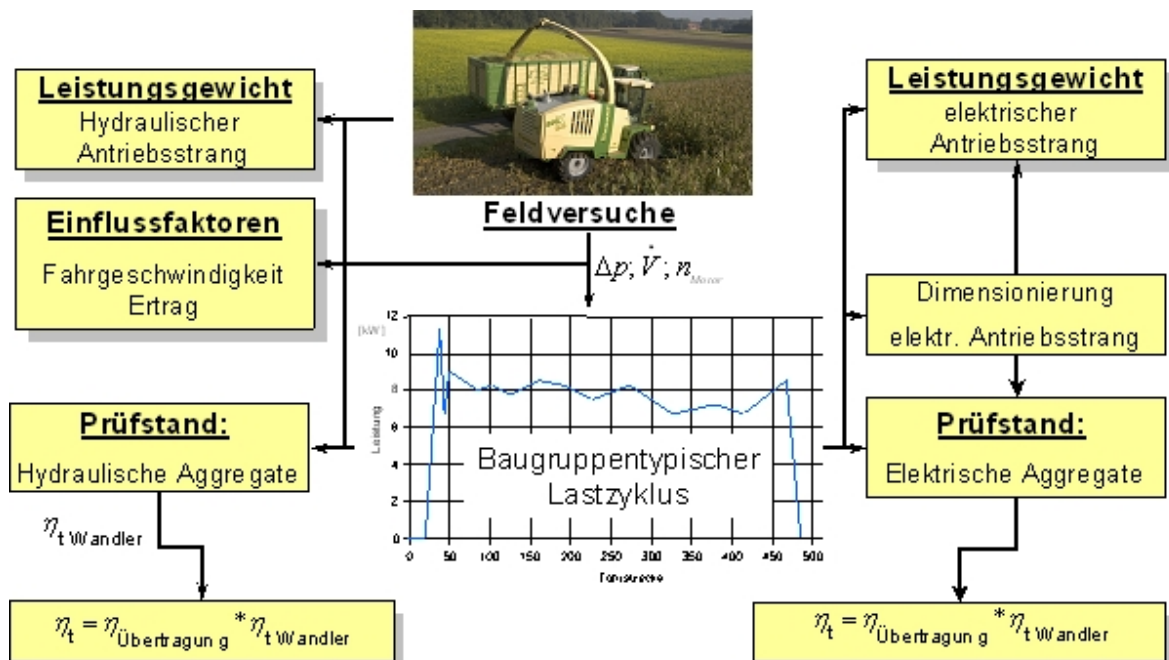


Abbildung 2: Bewertung dynamisch drehzahlvariabler Baugruppenantriebe auf Basis typischer Lastzyklen

Nachfolgend werden die beiden Antriebssysteme näher beschrieben und anschließend anhand der Kriterien Leistungsgewicht, Leistungsdichte und Kostenaufwand bewertet.

3 Hydraulisches und elektrisches Antriebssystem im Vergleich

Als Versuchsträger stellt die Maschinenfabrik Bernard KRONE GmbH für das Projekt einen selbstfahrenden Feldhäcksler zur Verfügung. Beispielhaft ausgewählt wurden die Antriebe für das Vorsatzgerät und das im Verarbeitungsverlauf folgende Einzugspaket. Deren Drehzahlniveau wird heute durch den Fahrer vorgewählt und passt sich im Betrieb automatisch an das Drehzahlniveau des Dieselmotors anpasst. Dies gewährleistet heute eine gleichbleibende Häcksellänge auch bei unterschiedlichen Motordrücken. Neue Sensoren zur Erkennung des Reifenzustandes der Pflanze in der Silomaisernnte (KRONE Auto Scan) [5] erfordern aber eine dynamische Drehzahlanpassung, welche es erlaubt die Häcksellänge je nach Reifegrad der Pflanze gezielt zu variieren, um so die Silierbarkeit und Silagequalität zu verbessern. Als Vorsatzgerät wird ein 10-reihiges reihenunabhängiges Maisgebiss verwendet, wie es typischerweise an diesen Maschinen bei der Silomaisernnte zum Einsatz kommt. Für diese Kombination wurden Betriebspunkte und Lastprofile ausführlich im Feldversuch unter verschiedenen Bedingungen ermittelt. Andere mögliche Vorsatzgeräte und damit Einsatzfälle (Grassilage, Ganzpflanzen Silage), welche das Anforderungsprofil des Antriebes erweitern, konnten aus zeitlichen Gründen durch Feldversuche nicht abgedeckt werden, sondern wurden nur theoretisch berücksichtigt.

3.1 Hydraulischer Serienantriebsstrang

In der Serienmaschine werden Vorsatzgerät und Einzugspaket über je einen Hydraulikmotor versorgt. Durch die zentrale Montage beider Einheiten an einem gemeinsamen Untersetzungsgetriebe hinter der Vorderachse der Grundmaschine, können mit dieser Lösung alle Einsatzvarianten mit unterschiedlichen Vorsatzgeräten bedient werden. Beide Einheiten werden unabhängig voneinander im geschlossenen Kreis betrieben und von je einer Pumpe mit variablem Schluckvolumen gespeist. Beide Pumpen sind direkt ans Motorverteilergetriebe angeflanscht. Leckagemengen werden über eine gemeinsame Speisepumpe rückgespeist. Systemdesign und dazugehörige Kennwerte sind in Abbildung 3 und Tabelle 1 dargestellt.

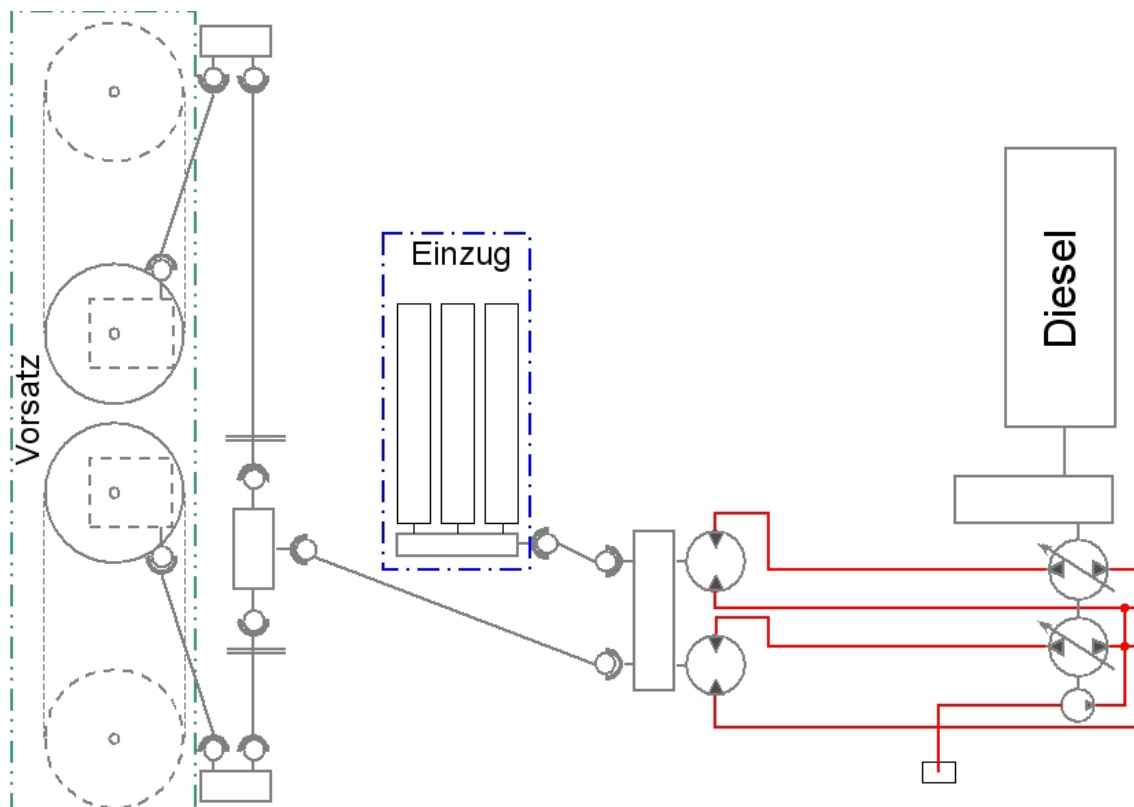


Abbildung 3: Überblick hydraulischer Serienantriebsstrang

Der Einzugsantrieb treibt über eine Gelenkwelle und zwei Kegelradwinkelgetriebe die Vorpresswalzenpaare als alleinige Verbraucher an. Die Leistung des Vorsatzantriebes wird vom Untersetzungsgetriebe ebenfalls per Gelenkwelle ins Vorsatzgerät übertragen. Im eingesetzten Krone Maisgebiss EasyCollect werden die Pflanzen mittels zweier umlaufender Kollektoren geschnitten, zusammengefasst und den Vorpresswalzen zugeführt. Die beiden Winkelgetriebe zur Drehzahlanpassung der Kettenräder werden dabei durch ein drehmomentaddierendes Verteilergetriebe und mehrere Gelenkwellen von dem zentralen Eintriebspunkt der Übertragungs-welle versorgt.

Tabelle 1: Kennwerte hydraulischer Serienantriebsstrang

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

* berechnete Größen

** Werksangaben Sauer-Danfoss

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

Beide Antriebskreise arbeiten mit typischen Systemdrücken zwischen 30 – 40 % der vom Hersteller angegebenen nominellen Drücke der Aggregate und damit im optimalen Bereich des Wirkungsgradkennfeldes [6]. Die geringe Ausschwenkung der Pumpe im Einzugskreis von 36 % ist dadurch bedingt, dass mit der Pumpe zusätzliche Förderleistung für höhere Drehzahlen des Einzugsmotors für andere Häckselgüter vorgehalten werden muss. Für den Einsatz zur Grassilagebereitung mit Pick-Up werden Drehzahlen bis maximal 3550 1/min am Einzugsmotor gefordert, um durch höhere Vorschubgeschwindigkeit die Schnittlänge des Häckselgutes erhöhen zu können. Die geringe Ausschwenkung lässt laut Herstellerdatenblatt [7] den zu erwartenden Gesamtwirkungsgrad der Pumpe um etwa 12 % im Vergleich zum vollausgeschwenkten Betrieb sinken. Die Ausschwenkung der Pumpe im Vorsatzantrieb von 81% zeigt deutlich, dass nur noch geringe Drehzahlreserven vorhanden sind. Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe ist dadurch nur geringfügig gemindert.

Die Steuerung der Drehzahlen der beiden Motoren erfolgt durch eine Sollwertvorgabe des Fahrers für die Häcksellänge, welche die Schwenkwinkel festlegt. Die Aussteuerung erfolgt entlang einer Rampenfunktion. So wird das Verhältnis zwischen Trommeldrehzahl und Vorschub der Einzugsrollen fixiert, welches die theoretische Häcksellänge bestimmt. Die Drehzahl des Vorsatzgerätes wird proportional der Einzugsdrehzahl gesteuert. Eine Drückung der Dieselmotordrehzahl und der damit drehzahlsteif verbundenen Trommel wird automatisch durch die ebenfalls geminderte Antriebsdrehzahl bei gleichbleibender Ausschwenkung der Pumpen kompensiert. Obige Belastungsdaten der Hydraulischen Antriebe waren die Grundlage für die Auslegung der elektrischen Maschinen und des diesel-elektrischen Antriebssystems.

3.2 Elektrisches Prototypsystem

Angestrebt bei der Umsetzung des elektrischen Antriebsstranges ist eine möglichst starke Integration in die Serienmaschine, vorhandene Bauräume und Komponenten zu nutzen und die volle Funktionalität und Bedienbarkeit zu erhalten. Zur Versorgung des elektrischen Triebstranges ist dazu der Pumpenturm der Hydraulik am Motorverteilergetriebe direkt durch einen wassergekühlten Synchrongenerator ersetzt. Die elektrische Maschine für den Einzug ersetzt direkt dessen hydraulisches Pendant am Untersetzungsgetriebe hinter der Vorderachse. Im Gegensatz dazu sind die Gelenkwellen im Triebstrang des Vorsatzgerätes ersetzt worden und in jeder Teilarbeitsbreite je eine Antriebsmaschine mit Reduziergetriebe direkt am Winkelgetriebe des Kettenrades positioniert worden. Sowohl Generator und Motoren als auch Gleichrichterbrücke und Wechselrichter sind wassergekühlt ausgeführt. Einen Überblick über das Antriebssystem gibt Abbildung 4.

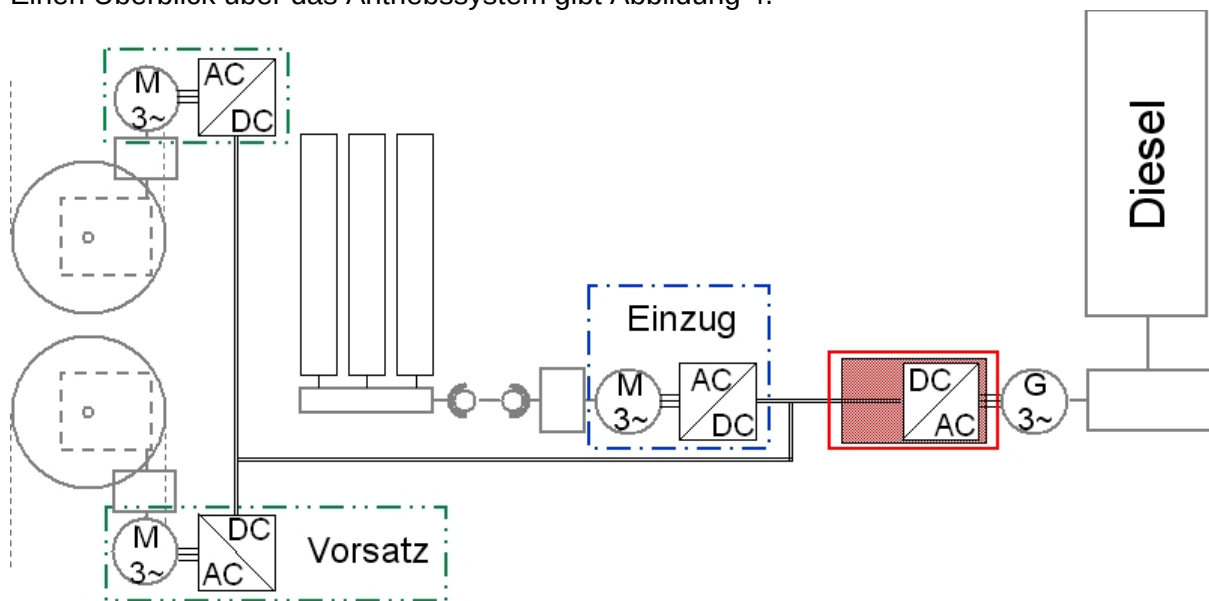


Abbildung 4: Übersicht elektrischer Antriebsstrang ohne Kühlsystem

3.2.1 Elektrische Maschinen & Leistungsübertragung

Für die Speisung des Zwischenkreises wird ein ungeregelter permanenterregter Synchrongenerator mit einer Eckleistung von ca. 100 kW eingesetzt. Die ausgangsseitige 3-phasige Drehstromleistung speist über eine ungesteuerte Diodengleichrichterbrücke den ausgedehnten Gleichspannungszwischenkreis. Dies hat Schwankungen der Zwischenkreisspannung zwischen 400 und 750 VDC zur Folge, weil die Ausgangsspannung des Generators proportional zu seiner Drehzahl und zusätzlich abhängig von dessen Belastung ist. Transienten der Zwischenkreisspannung werden über zusätzliche Zwischenkreiskondensatoren gedämpft.

Als Antriebsmaschinen kommen drei wassergekühlte Reluktanzmotoren mit in den Klemmkästen integrierten Wechselrichtern zum Einsatz. Als Einzugsmotor ist eine elektrische Maschine mit einer Eckleistung von 47 kW und im Vorsatzgerät zwei Maschinen mit je 19,8 kW installiert. Abbildung 5 zeigt die Nenndaten der Elektromaschinen für die Spannung bei Generator-Nenndrehzahl. Bedingt durch die Spannungsabhängigkeit der erzielbaren Leistung der Motoren ist es notwendig für den gesamten auftretenden Spannungsbereich Nennpunkte zu definieren. Als vorteilhaft erweist sich hier, dass mit zunehmender Dieselmotordrückung, also sinkender Spannung im Zwischenkreis, die geforderten Nenndrehzahlen ebenfalls sinken. Dies beschränkt die Anforderungen an den Generator hinsichtlich des bereitzustellenden Stromes bei sinkender Drehzahl.

Die Bauform des Drehfeld-Reluktanzmotors ist wegen ihres einfachen und dadurch robusten und kostengünstigen Aufbau gewählt worden, auch wenn dafür geringe Einbußen im Wirkungsgrad hingenommen werden müssen. Grund dafür ist die über die

Anschlussklemmen zuzuführende Erregungsblindleistung. Die Vorteile sind begründet im einfachen Aufbau des Rotors mit ausgeprägten Polen der ohne Wicklungen auskommt. (Rotor wie in SWR Motor [8]).

Die Wasserkühlung aller Aggregate bietet mehrere Vorteile:

- vollständige Kapselung verhindert eindringen von Schmutz und Wasser
- kein Einfluss von Schmutzablagerungen auf die Wärmeabfuhr
- Definierte Wärmeabfuhrbedingungen für straffe Dimensionierung der Aggregate
- keine Brandgefahr durch heiße Oberflächen und Schmutzablagerungen
- Einsatz direkt an der Baugruppe möglich
- erheblich kompaktere Bauweise durch verbesserte Wärmeabfuhr (siehe auch Abbildung 6)

3.2.2 Notwendige Peripheriesysteme

Der aktuelle Stand der zulässigen Temperaturen für Elektromotoren und insbesondere für Leistungshalbleiter, um die geforderte Lebensdauer zu gewährleisten erfordert eine Kühlmittelvorlauftemperatur von unter 50°C. Deshalb ist im Prototyp ein zweiter Kühlkreislauf mit elektrischer Kühlmittelpumpe und Kühler installiert. In aktuellen Projekten sind bereits Prototypen für eine Kühlmitteltemperatur zwischen 105 °C und 120 °C verfügbar [9]. Somit steht die Möglichkeit zur serienmäßigen Kühlung über den Motorkühlkreislauf bevor.

Zum Schutz von Maschine, Betriebsmitteln und Personen ist zum Schutz gegen elektrischen Schlag unter Fehlerbedingungen (gemäß DIN VDE 0100-410) ein Isolationswächter installiert, welcher über Gleich- und Wechselrichter hinweg Isolationsfehler in Bezug auf die Fahrzeugmasse detektieren kann. Dieser trennt im Fehlerfall zuerst den Generator vom Zwischenkreis. Besteht der Fehler weiterhin, wird die Maschine stillgelegt. Dazu ist das elektrische Netz als vollständig isoliertes IT-System ausgeführt. Dadurch stellt der einfache Fehler (z. B. eine Phase hat Kontakt zur Fahrzeugmasse) keine Gefährdung für Maschine oder Fahrer dar, weil der Stromkreis erst durch einen zweiten Fehler geschlossen wäre. Durch die dauerhafte Überwachung und Anzeige des Isolationswiderstandes bietet sich bei negativem Trend die Möglichkeit zur vorsorglichen Wartung. Dadurch bietet das IT-System eine höhere Betriebssicherheit als andere Stromversorgungssysteme.

4 Vergleichende Bewertung

Nachfolgend werden die Betriebspunkte beider Systeme gegenübergestellt und hinsichtlich Leistungsgewicht, Leistungsdichte und Kosten bewertet.

4.1 Betriebspunkte der hydraulischen und elektrischen Baugruppenantriebe

Abbildung 5 zeigt die Betriebspunkte der hydraulisch angetriebenen Baugruppen in den Diagrammen a) und b). Aufgetragen ist das auftretende Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl, was dem Bedarf der Baugruppe markiert. Dem gegenübergestellt sind die Betriebspunkte der elektrischen Baugruppenantriebe in Diagramm c) und d). Hier allerdings sind die effektiven Ströme in Abhängigkeit der Drehzahl aufgetragen. Die Darstellung der Drehmomente ist mangels bekannter Wirkungsgradkennfelder nicht möglich, aber ähnlich dem Druck in hydraulischen Systemen ist in Elektromaschinen der Strom drehmomentbildend. Diagramm d) zeigt die Betriebspunkte eines einzelnen Vorsatzmotors und folglich die halbe Leistung im Vergleich zum zentralen hydraulischen Vorsatzantrieb. Dies sind Messergebnisse aus den Feldversuchen im Herbst 2006. Die Betriebspunkte der hydraulischen Baugruppenantriebe sind Basis für die Dimensionierung der elektrischen Ersatzantriebe. In den Diagrammen sind die Motorkennlinien der darauf basierend ausgelegten Elektromaschinen mit den dauerhaft abzudeckenden Drehmomenten und den Spitzenmomenten dargestellt. Die dargestellten Nenndrehzahlen und damit der Übergang zwischen Ankerstell- und Feldstellbereich ist hier angegeben für eine Zwischenkreisspannung von 550 VDC. In den Diagrammen der elektrischen Betriebspunkte markieren die Motorkennlinien den Nenn- und Maximalstrom im Anker- und Feldstellbereich.

Diese definieren die Anforderungen an den Generator. Insbesondere am Diagramm des hydraulischen Einzugsantrieb a) zeigt sich die für Elektromaschinen vorteilhafte Betriebscharakteristik der betrachteten Antriebe sehr deutlich.

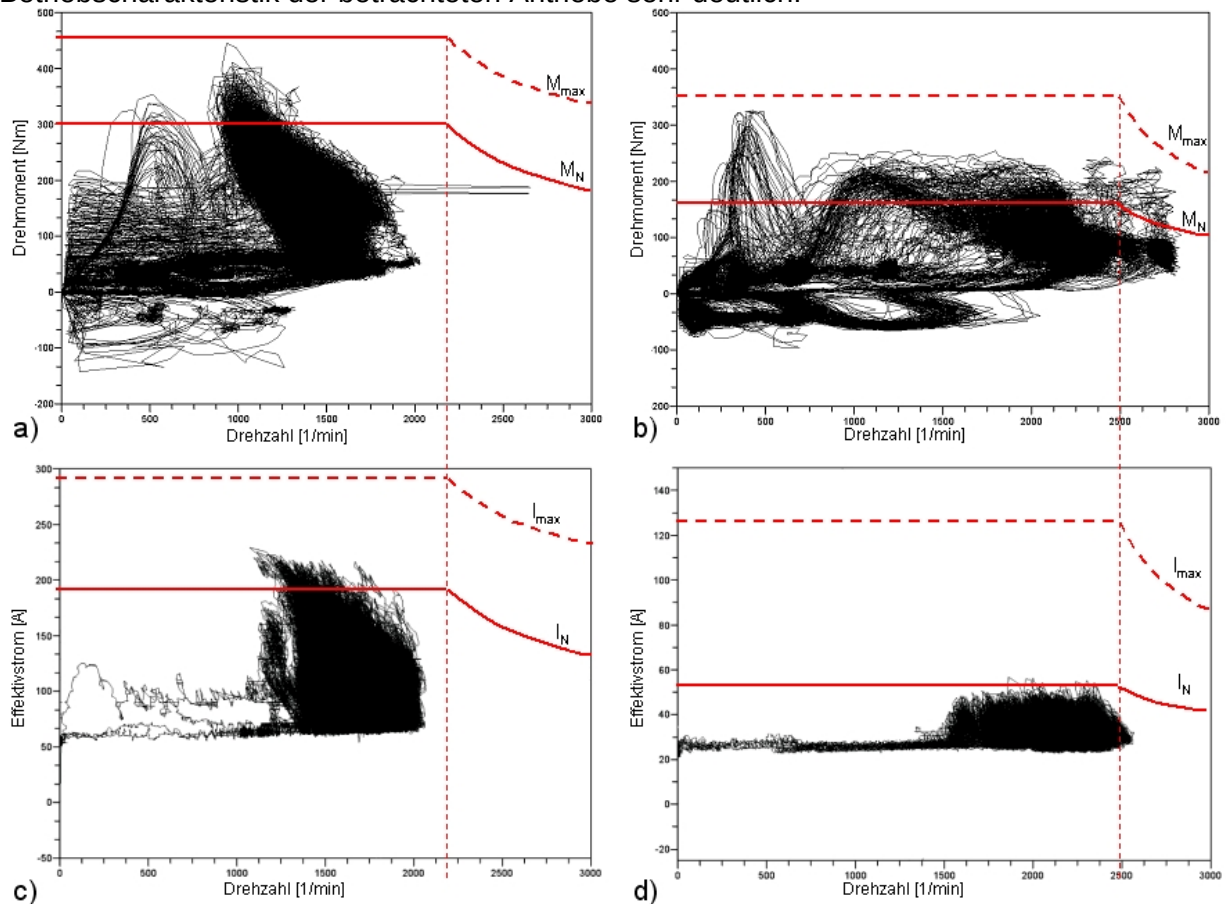


Abbildung 5: Überblick Betriebspunkte hydraulischer und elektrischer Baugruppantriebe

Mit steigenden Drehzahlen wird vorhandenes Material schneller und damit in geringerer Schichtdicke durchgeführt, wodurch der Drehmomentbedarf sinkt. Die Nenndrehzahl muss folglich nicht auf die maximal auftretende Drehzahl ausgelegt werden, sondern es kann der Feldstellbereich genutzt werden. Für den Vorsatzantrieb reicht dies aus (siehe b)). Für den Einzugsantrieb hingegen ist die maximale Drehzahl von 3550 1/min nur durch Anhebung der Nenndrehzahl erreichbar.

4.2 Bauvolumen und Leistungsgewicht der Wandler

Von besonderer Bedeutung für mobile Applikationen sind im Vergleich zu Industrieanwendungen der für die Antriebsaufgabe vorzuhaltende Bauraum und die zu installierende Masse. Die Abmaße der Maschine und damit der verfügbare Bauraum ist bei mobilen Arbeitsmaschinen durch die Gesetzgebung stark eingeschränkt. An diese Grenzen stoßen auch viele Maschinen bereits hinsichtlich der zulässigen Achslasten. Diskussionen zum Schutz vor Bodenschadverdrichtungen weisen außerdem auf die Notwendigkeit zur Verringerung dieser hin. Die Dimensionen der betrachteten hydraulischen und elektrischen Lösung für den Einzug zeigt Abbildung 6 auf, wobei beide Maschinen die Momentenanforderungen erfüllen. Zusätzlich sind die Umrisse eines luftgekühlten Normmotors vergleichbarer Leistung dargestellt. Der luftgekühlte Normmotor, typisch für stationäre Anwendungen, benötigt einen Bauraum von $82,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Durch die Wasserkühlung ist dieser für den Reluktanzmotor um fast 65% auf $29,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ zu reduzieren. Prinzipbedingt baut allerdings der Serienhydraulikmotor mit $7,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ am kompaktesten. Bezogen auf den häufigsten Betriebspunkt, weist der Hydraulikmotor ein

Leistungsgewicht von 0,96 kg/kW auf, der Elektromotor inklusive Wechselrichter von 5,9 kg/kW.

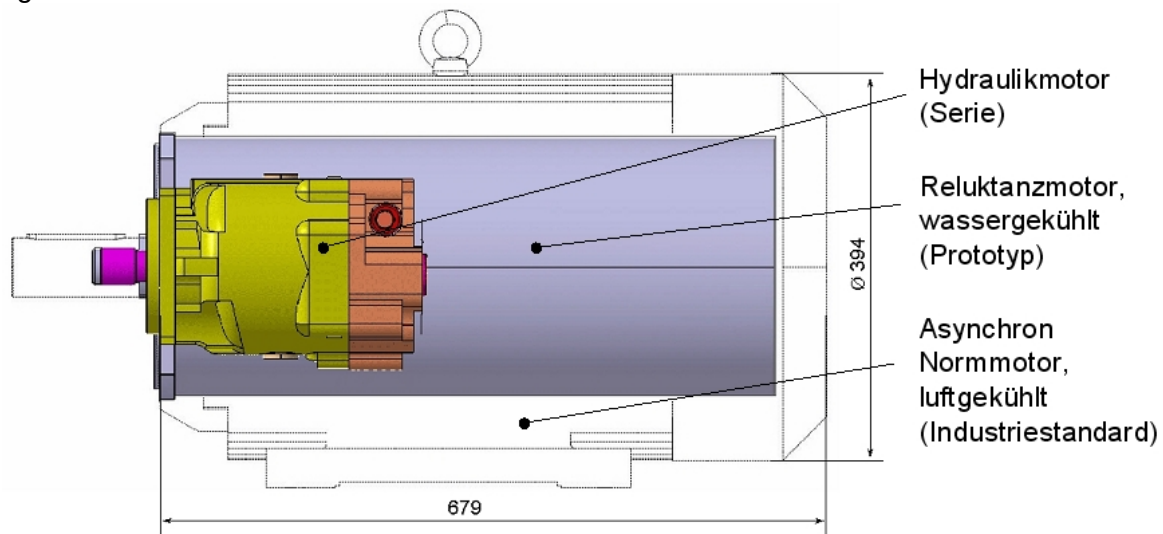


Abbildung 6: Dimension des hydraulischen Einzugsmotor und elektrischer Alternativen

4.3 Steuerbarkeit und Integration in Fahrzeugmanagement

Auffällig in den Diagrammen in Abbildung 5 des hydraulischen Einzugs- (a)) und Vorsatzantriebes (b)) sind weiterhin die auftretenden Momentüberhöhungen für das Anfahren der Baugruppen. Im Fall des Vorsatzantriebes übersteigen diese sogar die Momentenanforderungen des Arbeitsprozesses um mehr als 30 %. Dies ist auf die Drehzahlsteuerung der Baugruppen über den Pumpenausschwenkwinkel ohne Rückkopplung zurückzuführen. Im Falle der elektrischen Maschinen wird die Drehzahl durch eine elektronische Kontrolleinheit (ECU) geregelt. Unnötige Drehmomentspitzen beim Beschleunigen der Baugruppe und die damit verbundenen Baugruppenbeanspruchungen treten nicht auf.

Diese ECU gewährleistet die Optimierung des Subsystems, sowie Schutz und Überwachung der elektrischen Komponenten, die über ein BUS-System verbunden sind.

4.4 Kosten im Vergleich

Die Kosten für den Aufbau des Prototypantriebs sind wie nachfolgend zu gliedern:

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

Die Gesamtbeschaffungskosten für das Prototypsystem dieser Bauform belaufen sich auf ca. 46.000 €. Der aktuelle Hersteller der Wandler stellt für eine Serie Kosten von knapp 50 % der Prototyppreise in Aussicht. Damit würde die elektrische Lösung ca. das 3,5 bis 4-fache des hydraulischen Pendants kosten. Ein Vergleich der absoluten Kosten bleibt trotzdem schwierig, da auf Seite der hydraulischen Lösung Serienkonditionen der Industrie zum tragen kommen, auf Seite des Prototyps aber „Preisverhandlungen“ einer Universität stehen, die nur bedingt repräsentativ sind.

Obwohl in der Beschaffung der Reluktanzmaschinen, auf eine einfach zu fertigende Bauform ohne teure Permanentmagnetwerkstoffe zurückgegriffen wurde, dominieren die Aufwendungen für die Wandler die Gesamtkosten trotzdem sehr deutlich.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Erfahrungen aus dem Bereich der Stationäranlagen stellen Elektrische Antriebssysteme als eine mögliche hocheffiziente Alternative für dynamisch drehzahlvariable Baugruppen in Aussicht. Zur Bewertung der Eignung solcher Lösungen für den mobilen Einsatz sind allerdings die besonderen dynamischen Anforderungen dieser Anwendung zu berücksichtigen. Als Ersatz für zwei serienmäßig hydraulische Antriebe ist deshalb im Projektverlauf ein elektrisch Prototypsystem realisiert worden. Dies ermöglicht den Vergleich der beiden Systeme in Bezug auf mechanisch-konstruktive und energetische Kriterien. Die Beurteilung der Energieeffizienz erfolgt anhand von Prüfstandsversuchen basierend auf typischen dynamischen Lastzyklen. In der Umsetzung des elektrischen Prototyps ist die vollständige Integration in die Serienmaschine und die Anbindung an das bestehende Bedien- und Steuerkonzept gelungen. Die Umsetzbarkeit, Robustheit und Zuverlässigkeit wurde in Feldversuchen im Herbst 2006 unter Beweis gestellt. Als überlegen erweist sich die sehr gute Regelbarkeit der Elektromaschinen, die unnötige Triebstrangbelastungen vermeidet. Problematisch bleiben der wesentliche höhere Platzbedarf der Elektromaschinen sowie das etwa 6-fache Leistungsgewicht im Vergleich zur Hydraulik. Zu beachten ist dabei, dass die verwendeten Komponenten aus Entwicklungen für stationäre Anlagen stammen und damit anderen Optimierungszielen folgen. Durch die im Automobilsektor bevorstehende Einführung von Leistungselektronik und Elektromaschinen für eine Kühlmitteltemperatur auf Niveau des Fahrzeugkühlkreislafs entfällt zukünftig das hier noch notwendige zusätzliche Kühlsystem.

Die für eine umfassende Beurteilung nötige energetische Betrachtung ist bisher noch nicht erfolgt. Dazu werden im II. Quartal 2007 reproduzierbare Prüfstandsversuche zu stationären Vollast- und Teillastbetriebspunkten und zu typischen Lastzyklen durchgeführt.

Literatur

- [1] Böttinger, S.: Informations- und Regelsysteme am Mähdrescher, Stand der Technik und Entwicklungstendenzen, Landtechnik (55) SH: S. 96-98
- [2] Wortberg, T., Kamps, Th., Schiffers, R.: Welche Energie kostet ein Antrieb?, Kunststoffe 2003 (3): S. 64-70
- [3] Bernhard, B., Kutzbach, H.D.: Alternative Konzepte für den Mähdrescher Fahrentrieb. VDI Tagung Landtechnik, VDI-Verlag 2002: S. 93-97
- [4] Gallmeier, M., Auernhammer, H.: Test cycles for dynamic testing and simulation of agricultural equipment, Proceedings of CIGR world congress 2006 Agricultural Engineering for a better world, VDI-Verlag 2006
- [5] Egbers, M., Kronsbein, C., Ruckelshausen, A.: Online-Messung des Reifegrades von Maispflanzen zur Optimierung der Häckselqualität, Tagungsband VDI Tagung Landtechnik, VDI-Verlag 2005
- [6] Sauer-Danfoss: Technische Information Axialkolbenverstellpumpen Baureihe 90, Technische Dokumentation DKMH.PN.342.A1.03 520L0952 10/2005
- [7] Sauer-Danfoss: Technische Information Axialkolbenmotoren Baureihe 90, Technische Dokumentation DKMH.PN.343.A1.03 520L0953 10/2005
- [8] De Doncker, R., Fiedler, J.O., Fuengwarodsakul N.H., Bauer, St. Carstensen, Ch.: State of the art of Switched Reluctance Drives for Hybrid and Electric Vehicles, Proceedings of 5th International Power Electronics Conference IPEC05, Niigata, Japan 2005

- [9] März, M., Pösch, M., Schimaneck, E., Schletz, A.: Mechatronic Integration into the Hybrid Powertrain – The Thermal Challenge, APE-Conference, Paris, Frankreich 2006