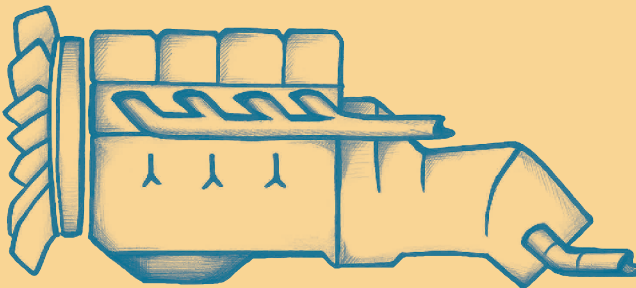


8. Fachtagung

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

23. Februar 2021, Karlsruhe



8. Fachtagung

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

Karlsruhe, 23. Februar 2021

Herausgegeben von

Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 85**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

8. Fachtagung
Karlsruhe, 23. Februar 2021

Herausgegeben von

Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed
under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2021 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058 (Schriftenreihe)

ISSN 2510-7275 (Tagungsband)

ISBN 978-3-7315-1071-0

DOI 10.5445/KSP/1000127640

Die Fachtagung im neuen Format

Meine sehr geehrten Damen und Herren,

unser aller Alltag hat sich seit Anfang 2020 radikal verändert. Die Corona-Pandemie hat eine drastische Reduktion der persönlichen Treffen notwendig gemacht und Web-Konferenzen haben Hochkonjunktur. Noch gut erinnere ich mich an die ersten Web-Meetings im März und April des Jahres: sie waren geprägt von technischen Herausforderungen im Umgang mit den Möglichkeiten der neuen Tools.

Tagungen und Konferenzen aus dem ersten Halbjahr 2020 wurden zudem in das letzte Quartal des Jahres verschoben. Die Folge war eine Häufung von Tagungen in diesem Zeitraum. Die meisten dieser Tagungen wurden online durchgeführt - sehr viel Erfahrung konnte mit diesem Durchführungsformat gesammelt werden.

Aus Fürsorge und im Hinblick auf die Gesundheit aller Beteiligten hat sich auch der Programmausschuss dazu entschlossen, die 8. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen als reine Digitalveranstaltung zu präsentieren. Aktuell ist es nach wie vor nicht vertretbar, eine Tagung mit 200 Personen in Präsenz zu organisieren oder gar durchzuführen.

Neben den eigentlichen Fachvorträgen, die nach wie vor im Mittelpunkt der Veranstaltung stehen, haben wir bei unseren Planungen für die online-Veranstaltung auch das Networking und den persönlichen Austausch in den Fokus gestellt. Aus diesem Grund bieten wir neben den Fragen nach dem Vortrag noch die Möglichkeit zu einer intensiven Diskussion mit dem Referenten in der Speakers' Corner. Im Weiteren wird es die Möglichkeit geben, sich individuell mit ausgewählten Personen zu vernetzen. In speziellen Räumen kann zudem in kleinen Gruppen ein Thema diskutiert werden oder der virtuelle Besuch einer

Fachausstellung wird ermöglicht. Sie sehen, auch wir experimentieren mit verschiedenen Möglichkeiten und hoffen, Ihnen damit eine spannende, virtuelle Tagung bieten zu können.

Freuen Sie sich in den KeyNote Speeches auf Vorträge aus dem Bereich der Brennstoffzellen und vernetzten Antriebssysteme. Anschließend werden in einer Session Vorträge, z.B. von ZF und Danfoss, zum Thema Smarte Maschinensteuerungen angeboten. Die darauffolgende Session rückt innovative Lösungen für elektrische Antriebe in den Fokus. Auch hier haben wir einen Mix aus Industrievorträgen und Vorträgen aus der Wissenschaft zusammengestellt. Der Tag schließt mit Entwicklungsmethoden ab. Die Firma Fluidon wird hier beispielsweise über die Orchestrierung digitaler Zwillinge berichten.

Ich bin sehr gespannt, wie diese Tagung unter den neuen Randbedingungen ablaufen wird. Für uns alle ist es eine neue Erfahrung. Dabei hoffe ich, dass der persönliche Kontakt gepflegt werden kann und wir eine spannende Tagung mit intensiven Diskussionen erleben können.

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Leiter des Institutsteils Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Inhalt

Smarte Maschinensteuerungen und Fahrstrategien

S. Traub M. Birk U. Brehmer M. Auer	Intelligente Fahrstrategie für Off-Highway Getriebe	1
--	--	---



A. Opgenoorth C. Haas K. Frischkorn K. Schmitz	Hydraulische Mehrdrucksysteme für mobile Arbeitsmaschinen mit elektrischen Antrieben	13
---	---	----

M. Plaßmann H. Hinrichsen	Der Weg zum elektrifizierten Radlader – ein Praxisbeispiel	35
------------------------------	---	----

H. Kossen L. Frerichs	Potenziale und Grenzen bedarfsgeregelter Spül- und Speisesysteme im hydrostatischen Kreis	47
--------------------------	---	----

Innovative Lösungen für elektrische Antriebe

U. Kehn	Performanceverbesserung bei elektrifizierten mobilen Arbeitsmaschinen durch Einsatz von individuellen Akkusystemen	61
---------	--	----

C. Ellenrieder B. Reick M. Geimer	Cooling of high power density electrical drive units for mobile machinery	71
---	---	----

M. Heintze H. Schweden M. Kleinmann	InED – Integrated Electric Drive High Power – Low Voltage	91
---	--	----



T. Pietrzyk K. Schmitz	Messtechnische Erprobung einer elektrohydraulischen Linearachse mit High-Speed Antrieb	109
---------------------------	--	-----

Entwicklungsmethoden für Off-Highway Fahrzeuge

T. Bögel T. Herlitzius	Sensorgesteuertes, elektrisches Werkzeugsystem für die landwirtschaftliche Bodenbearbeitung	127
---------------------------	---	-----

H. Baum B. Müller O. Breuer	Die Orchestrierung digitaler Zwillinge für Industrie 4.0	133
-----------------------------------	--	-----



D. Schuhmann M. Merkel S. Reusch D. Harrison	Development of a hybrid electric powertrain for non-road mobile machinery by means of application-adapted driving profiles	147
---	--	-----

Intelligente Fahrstrategie für Off-Highway Getriebe

Stefan Traub¹, Markus Birk², Udo Brehmer² und Manfred Auer²

¹ ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, Deutschland
E-Mail: stefan.traub@zf.com

² ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, Deutschland

Kurzfassung

Mit dem Zukauf von TRW und anderen Minderheitsbeteiligungen hat ZF nun Zugriff auf Technologien für automatisiertes und autonomes Fahren in PKWs und LKWs. Diese Technologien werden nun mit klassischen Getrieben kombiniert, ebenso in Bereichen abseits der Straße. Das ermöglicht es, neben anderen Informationen, die Topographie eines unbekanntes Terrains vor dem Fahrzeug zu ermitteln oder aus vergangenen Überfahrten zu lernen. Aus diesem Grund werden verschiedene Sensoren ebenso wie spezielle Hard- und Software für verschiedenste Anwendungen im Traktor und Baumaschinenbereich eingesetzt. Umfeldsensoren detektieren zukünftige Informationen vor dem Fahrzeug oder speichern Informationen von vergangenen Überfahrten, um proaktiv auf diese zusätzlichen Informationen reagieren zu können. Anspruchsvolle Algorithmen wurden entwickelt und getestet um Ereignisse in verschiedenen Umfeldern zu erkennen. Die Integration und Vorteile dieser Fahrfunktionen werden im Detail erläutert.

Mit diesen intelligenten Fahrfunktionen ermöglicht ZF den Fahrzeugen entweder Kraftstoffverbrauch zu reduzieren oder performanter zu werden und ebenso den Fahrkomfort zu erhöhen.



Intelligente Fahrstrategie für Off-Highway Getriebe

Stefan Traub, Markus Birk, Udo Brehmer, Manfred Auer



Agenda

1. ZF Mission
2. SEE. THINK. ACT
3. Projekt und Umsetzung
4. Zusammenfassung

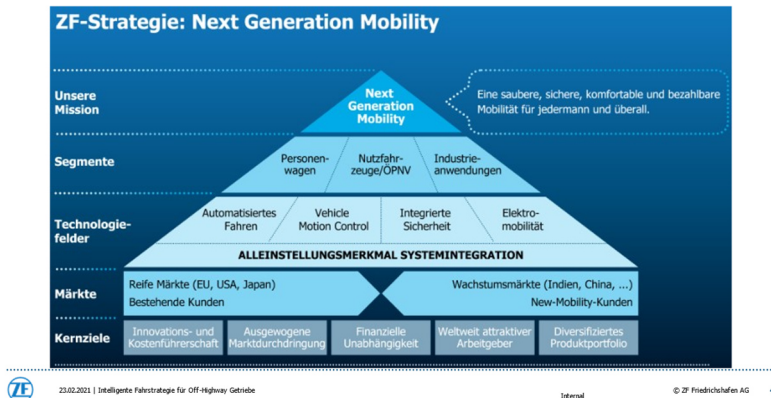


© 2013 ZF Friedrichshafen AG

© ZF Friedrichshafen AG



ZF Mission



Vision Zero

- ZF verfolgt in allen Geschäftsbereichen ein Leitprinzip „**Vision Zero**“

- ✓ Mobilität ohne lokale Emissionen
- ✓ Mobilität ohne Unfälle
- ✓ Mobilität ohne technische Ausfälle



- Das Projekt „Intelligente Fahrstrategie für OffHighway Getriebe“ leistet dazu seinen Beitrag:

- Die intelligente Fahrstrategie unterstützt bei
 - ✓ Verbrauchsreduzierung
 - ✓ Verschleißreduzierung
 - ✓ Effizienzsteigerung
 - ✓ Automatischer Anpassung der Fahrstrategie



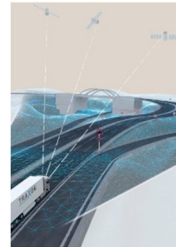
02 SEE. THINK. ACT



Projektmotivation

ZF Lösung für **On-Highway** Applikationen:

- PreVision GPS für TraXon Getriebe in Nutzfahrzeugen von ZF
 - GPS-basiertes System
 - Bezieht topografische Routeninformationen mit ein
 - Bezieht das Routenprofil in der Fahrstrategie mit ein (Maps)
- Nachteile der PreVision GPS Lösung für **Off-Highway** Applikationen
 - Funktioniert nur, wenn Karten vorhanden sind
 - Separate Steuereinheit ist hierfür notwendig
- ZF Lösungen für **Off-Highway** Applikationen
 - Radarsensor der die Topographie erfasst und bei Änderungen Reaktionen im Antriebsstrang auslöst
 - GPS Empfänger in Kombination mit Getriebebefehlen zur Auslösung von Reaktionen im Antriebsstrang
 - Lösungen funktionieren abseits der Straße ohne Karten



SEE - Sensoren

Umgebungs- oder Positionserkennung kann über unterschiedliche Sensoren erfolgen

- **Radar:** zur Erkennung einer Steigung anhand des Umfelds ohne Gedächtnis
 - + Direkte Umfeld Erkennung
 - + weitere Funktionen denkbar (ACC, SOG, ...)
 - zusätzliche Sensorkosten
 - Erfassungsbereich kann durch Anbaugerät verdeckt werden
- **GPS:** zur Erkennung einer Steigung anhand von Kenngrößen im Getriebe mit Gedächtnis
 - + Sensor ist häufig im Fahrzeug vorhanden
 - + keine Einschränkung der Funktionen durch Sensor
 - erste Überfahrt muss zur Erkennung genutzt werden



THINK - Algorithmen

Verarbeitung der Sensordaten in beiden Verfahren:

- **Radar:**
 - Extrinsische Kalibrierung des Sensors
 - Fahrzeugbewegungsschätzung
 - Auswertung von „Occupancy Grid“
 - Steigungsberechnung
 - Auslöser für Getriebereaktion

- **GPS:**
 - Festlegung der Kriterien für Steigungserkennung aus Getriebedaten
 - Einlernen der GPSPosition von Steigung
 - Speichern der GPSPosition von Steigung
 - Prüfen der Position des Fahrzeuges
 - Fortlaufende Prüfung des Fahrwegs von aktueller Position aus
 - Auslöser für Getriebereaktion



ACT - Antrieb

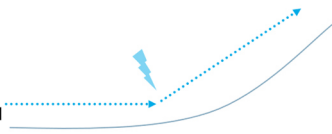
- „THINK“ Teil liefert Erkennung von Steigung
- Getriebesteuerung ist für die Reaktion verantwortlich
- Intelligente Anpassung der Fahrstrategie im Getriebesteuergerät basierend auf der Erkennung der Steigung
- Reaktion ist abhängig von Getriebetyp (stufenloses Getriebe, Schaltgetriebe) der mobilen Arbeitsmaschine
- Beispiele für Reaktionen:
 - stufenloses Getriebe:
 - Erhöhung der Motordrehzahl und Anpassung der Übersetzung zur Überwindung der Steigung
 - Schaltgetriebe:
 - Verhinderung von Hochschaltung vor Steigung





Problembeschreibung

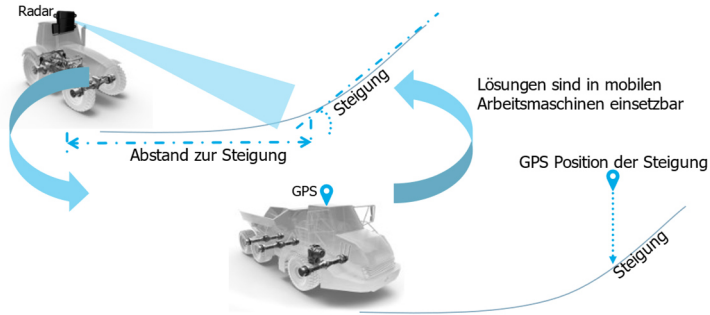
- Fahrzeug nähert sich einer Steigung
- Fahrstrategie ist Steigung nicht bekannt
- Fahrstrategie reagiert zu spät
- Fahrzeug verliert an Geschwindigkeit, da Motordrehzahl und Getriebeübersetzung nicht optimal sind
- *Gewünschte Reaktion:*
Fahrzeug reagiert vor Einfahrt in die Steigung und kann diese ohne Verzögerung überwinden



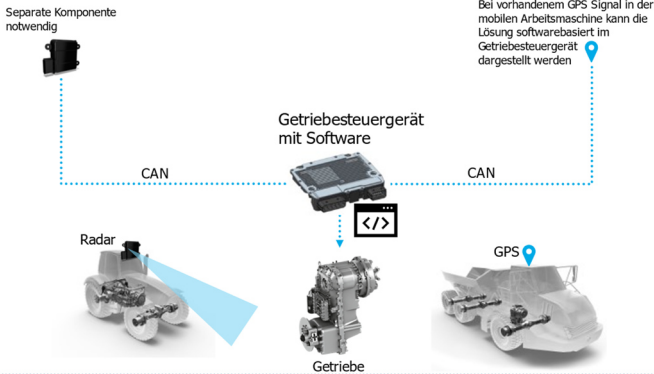
Problem:

Frühzeitige Steigungserkennung um Antrieb optimal für Steigung anzupassen

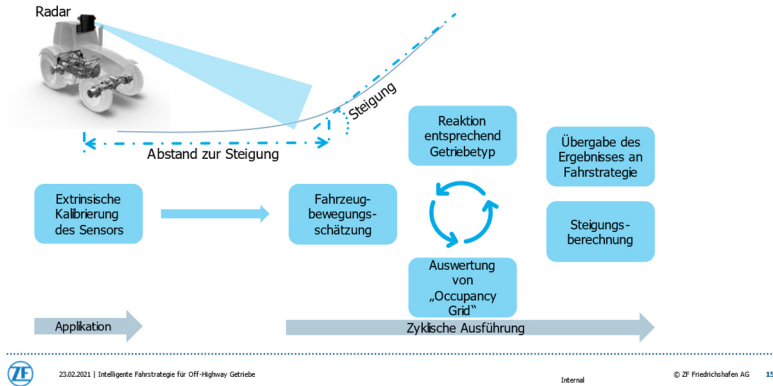
Lösungsansätze über Radar und GPS



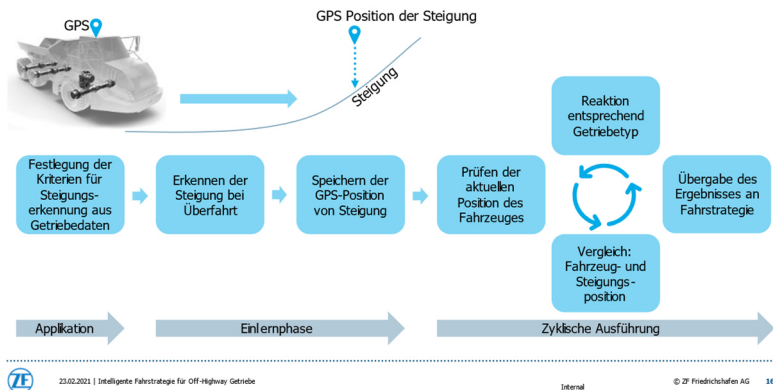
Systemübersicht



Funktionale Lösung - Radar



Funktionale Lösung - GPS



Darstellung der GPS basierten Lösung



04 Zusammenfassung



Zusammenfassung

- Komplette „SEE“, „THINK“, „ACT“ Kette wurde in Projekt umgesetzt
- Verknüpfung von Sensorsignalen und Getriebefunktion erfolgt innerhalb von Getriebebesteuerg r t
- Beide Lösungen (Radar, GPS) wurden in Prototypen realisiert
- Nachweis für Effizienzsteigerung, Verbrauchsreduzierung und automatischer Anpassung der Fahrstrategie wurde erbracht



Vielen Dank

Kontakt:
ZF Friedrichshafen AG

Stefan Traub
Advanced Engineering

stefan.traub@zf.com

ZF Friedrichshafen AG behält sich sämtliche Rechte an den gezeigten technischen Informationen einschließlich der Rechte zur Hinterlegung von Schutzrechtsanmeldungen und an daraus entstehenden Schutzrechten in In- und Ausland vor.

ZF Friedrichshafen AG reserves all rights regarding the shown technical information including the right to file industrial property right applications and the industrial property rights resulting from those in Germany and abroad.



Hydraulische Mehrdrucksysteme für mobile Arbeitsmaschinen mit elektrischen Antrieben

Andreas Opgenoorth¹, Christian Haas¹, Konrad Frischkorn¹ und Katharina Schmitz¹

¹ *Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme der RWTH Aachen University, Aachen, Deutschland*

Kurzfassung

Fortschreitend werden elektrische Antriebe in Baumaschinen eingesetzt. Die aktuellen hydraulischen Antriebssysteme erschweren jedoch die Umsetzung, da die Vorteile elektrischer Antriebe wie Rekuperation und Leistungsaufteilung nicht vollständig genutzt werden können. Eine Lösung bieten Mehrdrucksysteme. Diese Systeme wurden in der Vergangenheit umfangreich für Dieselantriebe untersucht, bieten aber auch Potenziale für den Einsatz elektrischer Antriebe.

In diesem Paper wird der mögliche Einsatz von Mehrdrucksystemen in elektrisch angetriebenen Baumaschinen diskutiert und es wird betrachtet, wie sich ein solches System praktisch umsetzen lässt. Hierzu wird der Entwurf eines Reglers sowie die simulative Umsetzung des Konzepts vorgestellt.

Schlagerworte: Elektrifizierung, Antriebssystem, Hydraulik, Mehrdrucksystem

1 Einleitung

Um dem Klimawandel entgegenzuwirken und die Luftqualität zu verbessern ist es notwendig, alle relevanten Quellen von Treibhausgasen und Luftverschmutzung zu reduzieren. Ein signifikanter Anteil der CO₂-Emissionen wird hier auch durch die Bauindustrie verursacht. Allein fossile Brennstoffe erzeugen in der Bauindustrie 300 Millionen Tonnen CO₂ pro Jahr, was 1 % der weltweiten CO₂-Emissionen entspricht [1]. Darüber hinaus lag im Jahr 2014 in Deutschland die NO_x-Emissionsrate von mobilen Arbeitsmaschinen bei 25 % des Straßenverkehrs, und die Partikelbelastung durch mobile Arbeitsmaschinen bei 92 % des Straßenverkehrs [2].

Um den Auswirkungen von Emissionen auf Umwelt und Gesundheit entgegenzuwirken, werden weltweit zunehmend politische Restriktionen auferlegt. So werden beispielsweise Norwegen ab 2025, die Niederlande und Deutschland ab 2030 und Frankreich ab 2040, keine Neuwagen mit Verbrennungsmotoren mehr zulassen [3]. Während derzeit wirksame Verbote auf Personenkraftwagen beschränkt sind, gibt es bereits Bestrebungen, diese Entwicklungen auf alle Maschinen mit Verbrennungsmotoren auszudehnen. So plant die japanische Regierung die Nutzung von Wasserstoff in allen Energiesektoren von 2030 bis 2050 zu integrieren [4].

Mit dem Einsatz von Elektroantrieben ist es möglich, sowohl die Gesamt-CO₂-Emissionen deutlich zu reduzieren als auch die Entstehung von NO_x und Feinstaub zu vermeiden [5]. So entstehen bei der Stromerzeugung mit Windenergie nur 1 % und mit Solar nur 7 % des CO₂ Äquivalents der mechanischen Leistung eines Dieselmotors. Selbst im Falle des deutschen Kraftwerksmix liegt das CO₂-Äquivalent unter dem Äquivalent von Dieselmotoren [6].

Der Elektrifizierung stehen jedoch verschiedene technologische und wirtschaftliche Herausforderungen entgegen, welche die Umsetzung in größeren Baumaschinen erschweren. Zwar ist es möglich kleinere Maschinen oder

Kommunalfahrzeuge zu elektrifizieren, hohe Energiebedarfe größerer Maschinen erschweren jedoch die Nutzung der elektrischen Energiequellen [7].

Dies fordert technologische Verbesserungen, die jedoch nicht nur auf der elektrischen, sondern auch auf der hydraulischen Seite möglich sind. Denn eine verbesserte Systemabstimmung der Hydraulik mit den elektrischen Antrieben kann es ermöglichen, die Maschinen wirtschaftlicher zu gestalten und den Nutzungsgrad der elektrischen Antriebe zu erhöhen.

2 Stand der Technik

2.1 Traditionell genutzte Hydrauliksysteme in Baumaschinen

Traditionell werden in Baumaschinen zwei Arten von Hydrauliksystemen genutzt: Open-Center (OC) und Load-Sensing (LS). Diese Systeme zeichnen sich aus, dass von einer zentralen Einheit hydraulischer Druck erzeugt und über eine Widerstandssteuerung auf verschiedene Verbraucher aufgeteilt wird. Um auch den lasthöchsten Verbraucher aktivieren zu können, muss dabei der Druck mindestens dem maximal aktuell benötigten Druck entsprechen und für die lastniedrigeren Verbraucher muss dieser an der Widerstandssteuerung abgedrosselt werden.

Vorteilhaft ist zwar der einfache, robuste und kostengünstige Aufbau, jedoch führen die prinzipbedingten Verluste und teils suboptimalen Arbeitspunkte zu stark eingeschränkten Wirkungsgraden in der Hydraulik. Außerdem lassen es diese Systeme grundsätzlich nicht zu, die Energie von negativen Lasten an Verbrauchern rückzugewinnen, was die eingeschränkten Wirkungsgrade weiter mindert.

2.2 Mehrdrucksysteme

Um die Wirkungsgrade zu erhöhen wurden verschiedene hydraulische Antriebslösungen untersucht. Es wird angestrebt, die zentralen Verluste zu mindern. Diese sind: Verluste durch Leistungsverteilung mit Widerstandssteuerung, durch Abdrosseln rekuperierbarer Leistung sowie durch suboptimale Arbeitspunkte der Pumpen.

Von verschiedenen Forschungseinrichtungen wurden Mehrdrucksysteme für Dieselmotoren untersucht. Diese Mehrdrucksysteme sind in der Lage, Drosselverluste zu reduzieren, die Pumpen in günstigeren Arbeitspunkten zu betreiben sowie auch negative Leistungen zurückzuspeisen. Im Folgenden werden verschiedene Lösungen erläutert.

2.2.1 STEAM

In dem Forschungsprojekt „Steigerung der Energieeffizienz in der Arbeitshydraulik mobiler Maschinen“, kurz STEAM, wurde am Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen die Möglichkeit von hydraulischen Mehrdrucksystemen mit Speichern untersucht. Die STEAM Architektur ist im nachfolgenden Bild abgebildet.

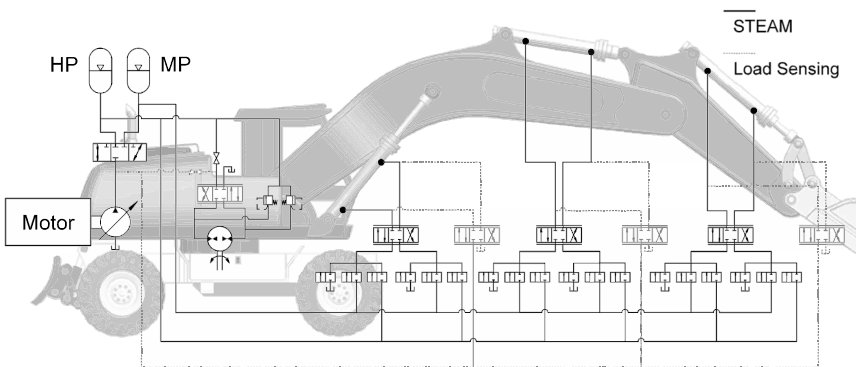


Abbildung 2.1: STEAM Architektur [8].

Zwei Hydraulikspeicher halten den Druck in zwei verschiedenen Versorgungsleitungen auf einem beständigen Wert, während eine dritte Leitung mit dem Tank verbunden ist. Dabei dient die Pumpe zur Versorgung der Speicher und ist vom aktuellen Lastfall der Antriebe entkoppelt. Für jeden Stellantrieb können nun die kolbenseitige und stangenseitige Kammer jeweils an eine der Versorgungsleitungen angeschlossen werden. Da ein Speicher auf hohem Druckniveau und der andere auf einem mittleren Druckniveau gehalten wird, sind insgesamt neun Druckkombinationen für jeden Antrieb möglich.

Zwar bieten die Druckniveaus die Möglichkeit, mehrere Verbraucher parallel ohne maßgebliche Drosselverluste zu betreiben, der Hauptvorteil dieses Systems begründet sich jedoch in der Entkopplung von Pumpe und Aktuatoren. Auf diese Weise kann die Pumpe in effizienten Arbeitspunkten betrieben werden. Darüber hinaus können die Speicher nicht nur von der Pumpe, sondern auch von den Aktuatoren mit Druck beaufschlagt werden, was eine Energierückgewinnung während des Betriebs ermöglicht. Die Ergebnisse zeigten ein Einsparpotenzial von 27 % Kraftstoff im direkten Vergleich zu einem LS-System. [8]

2.2.2 KonZwi

Am Institut für Fahrzeugsystemtechnik des KIT wurde im Rahmen des KonZwi Projekts ein Konzept zum energieeffizienten Betrieb eines Radladers untersucht. Bei dem Konzept wird ein Mehrdrucksystem mit drei verschiedenen diskreten Druckpotenzialen verwendet. Durch die als multikriterielles Optimierungsproblem aufzufassende intelligente Verschaltung von Hochdruck (HD), Zwischendruck (ZD) und Tankdruck (TD) ließen sich Energieeinsparungen von bis zu 17 % erzielen. [9]

Das in Abbildung 2.2 dargestellte KonZwi System wurde in das Versuchsfahrzeug eingebaut. Durch Umschalten der 2/2-Wegeventile können Kolben- und Stangenseite mit HD/ZD/TD verbunden werden. Durch geringere Druckdifferenzen und Rekupation von HD nach ZD sind Energieeinsparungen möglich. [9]

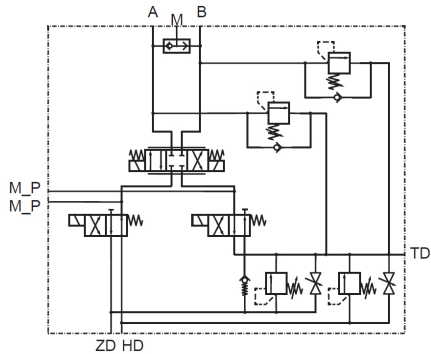
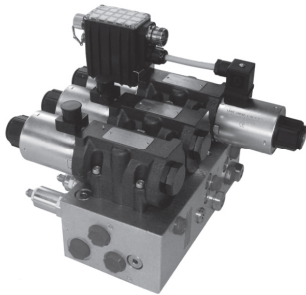


Abbildung 2.2: KonZwi System [9].

Besonderes Augenmerk wurde hier auf die Entwicklung des Reglers gelegt. Die Teilprobleme der Verschaltung von Hub und Kippzylinder wurden, zwecks optimaler Verschaltung, mittels einer modellprädiktiven Regelung auf die Teilprobleme Ein- und Ausfahrbewegung reduziert. Bei Vergleichsmessungen mit dem Versuchsfahrzeug wurden Einsparungen bis 17% beim Entladen einer Palette gemessen. Insbesondere Leckage- und Reibverluste hatten einen starken Einfluss auf die Effizienz des Systems. [9]

2.2.3 Mehrdrucksystem mit Mehrflächenzylinder

In dem von Heybroek untersuchten Mehrdrucksystem mit Mehrflächenzylinder wird anhand von Mehrkammerzylindern und zwei Speichern eine Rückgewinnung und Speicherung potentieller und kinetischer Energie ermöglicht. Das System wurde für einen 30 Tonnen Bagger entwickelt und auf diesem getestet. [10]

In dem in Abbildung 2.3 dargestellten System wurden alle Zylinder durch verstellbare Mehrflächenzylinder und die ventilgesteuerten hydraulischen Antriebe an Drehkranz und Kette durch sekundärgeregelte hydraulische Motoren ersetzt. Die hydraulische Druckversorgung besteht aus einem Niederdruck- sowie einem Hochdruckkreis. Diese werden mittels Speicherladeschaltung aus zwei Pumpen versorgt. Die Speicher entkoppeln die Versorgerseite von der

Verbraucherseite. Durch Zylinder mit vier Kammern und zwei hydraulische Kreise lassen sich 16 unterschiedliche Niveaus realisieren. Die Zylinder sind mit Wegsensoren sowie Drucksensoren in allen Kammern ausgestattet. Über einen modellbasierten Regelungsansatz der Speicherladeschaltung, verbunden mit einer Geschwindigkeitsregelung der Achsen, werden die Druckverluste über den Ventilen minimiert.

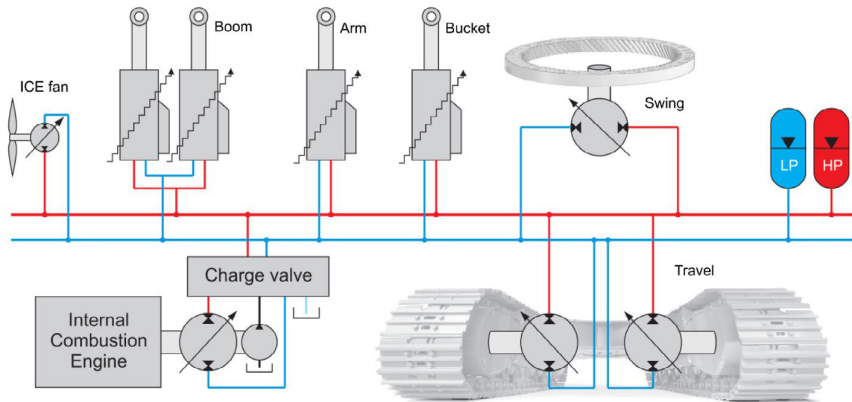


Abbildung 2.3: Schaltbild des hydraulischen hybrid Systems [10].

Am Versuchsfahrzeug konnten abhängig vom Fahrverhalten des Bedieners Kraftstoffeinsparungen zwischen 35 % und 50 % erreicht werden. [10]

3 Elektrisch angetriebenes Mehrdrucksystem

Elektrische Antriebe stellen für die hydraulischen Systeme neue Randbedingungen dar. Im Gegensatz zum Dieselmotor sind beispielsweise die elektrischen Motoren in der Lage, Energien zu rekuperieren oder auf schnelle Laständerungen kontrolliert zu reagieren und Arbeitspunkte anzupassen. Als Beispiel konnte

Neubert mit drehzahlvariablen Verstellpumpen 12 % Wirkungsgradsteigerung in Versuchen nachweisen. [11]

Mehrdrucksysteme bieten für elektrisch angetriebene Baumaschinen neue Vorteile. Zum einen wird die Möglichkeit zur Kombination verschiedener Druckniveaus durch die elektrischen Motoren sinnvoll ergänzt. Außerdem können die elektrischen Motoren gezielt in ressourcenschonenden Arbeitspunkten betrieben werden.

3.1 Aufbau

Der Aufbau des Konzepts, welches in diesem Paper vorgestellt wird, ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

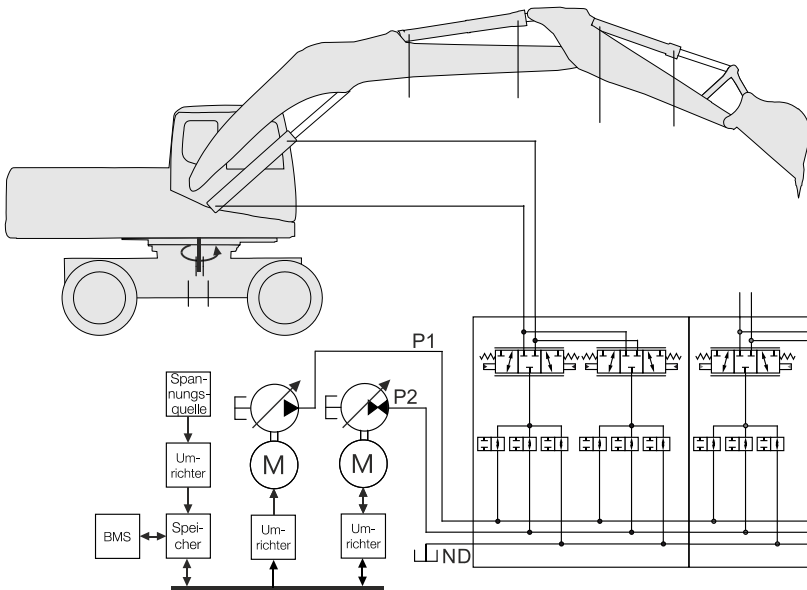


Abbildung 3.1: Aufbau Mehrdrucksystem.

Als Energiequelle kann sowohl eine Batterie als auch eine Brennstoffzelle dienen. Eingesetzt werden zwei getrennte Elektromotoren, von denen der eine eine Pumpe und der andere eine Pumpen-Motor Einheit antreibt und die in Summe die gleiche Leistung wie die des Referenzsystems bereitstellen. Zusammen mit dem Tankdruck werden die beiden Pumpendrucke mit einer Ventilverschaltung kombiniert und den Verbrauchern zur Verfügung gestellt.

Verglichen mit dem STEAM System ergibt sich der zentrale Unterschied in der Druckbereitstellung. Während im STEAM System der Druck über Speicher relativ konstant bereitgestellt wurde, wird bei den elektrischen Antrieben dieser dynamisch den aktuellen Anforderungen entsprechend eingeregelt. Somit eröffnen sich neue Freiheitsgrade für die Maschinenzustände. Drosselverluste bei der Entnahme aus dem Speicher oder während der Rekuperation können vermieden werden.

3.2 Verbraucherzustände

Für jeden Verbraucher sind mit dieser Verschaltung 11 Zustände denkbar. So ist es möglich, die Ein- und Ausgangsseite eines jeden Abtriebs mit einer der beiden Pumpen (Hochdruckpumpe P1 oder Pumpen-Motoreinheit P2) oder mit dem Tank (ND) zu verschalten. Außerdem besteht die Möglichkeit, dass beide Pumpen zusammen Öl zu einem Verbraucher fördern, falls dieser einen großen Volumenstrom benötigt. Des Weiteren wird im Falle, dass die Volumenstrommenge der Rekuperation die Aufnahme der Pumpen-Motor Einheit übersteigt, diese zwischen dieser und dem Tank aufgeteilt. Eine Übersicht dieser Zustände ist in der nachfolgenden Tabelle gegeben. Dabei ist anzumerken, dass Zustände 10 und 11 aktuell nicht in der Steuerung berücksichtigt werden.

Eine übergeordnete Zustandsselektion wird eingesetzt, um die optimalen Verbraucherzustände auszuwählen und die untergeordneten Pumpen- und Ventilregelungen aufeinander abzustimmen.

Tabelle 3.1: Verbraucherzustände

Zustand	Zulauf	Rücklauf
1	P1	ND
2	P1	P2
3	P1	P1
4	P2	ND
5	P2	P2
6	P2	P1
7	ND	ND
8	ND	P2
9	ND	P1
10*	P1 & P2	ND
11*	ND	P2 & ND

4 Reglerentwurf

Durch die unterschiedlichen Druckniveaus, die auf beiden Zylinderseiten anliegen können, ergeben sich verschiedene Kombinationsmöglichkeiten zwischen Pumpe 1 (P1), Pumpe 2 (P2) und Niederdruck (ND). Da die Pumpen frei verstellbar sind, lassen sich P1 und P2 zudem beliebig zwischen 0 und 350 bar einstellen. Im Regler werden diese auf äquidistante Schrittweiten, beispielsweise 5 bar Schritte, diskretisiert.

Die Regelung umfasst die Auswahl der optimalen Zustände (Modusauswahl), die Pumpensteuerung und die Ventilregelung. Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, sind die gemessenen Lastdrücke und die vom Bediener vorgegebenen Soll-Geschwindigkeiten die Eingangsgrößen der Modusauswahl. Der optimale Modus

wird vom sogenannten Moduswechsler an die Regler für Ventile und Pumpen weitergegeben. Der Moduswechsler verhindert ein zu häufiges Umschalten der Modi.

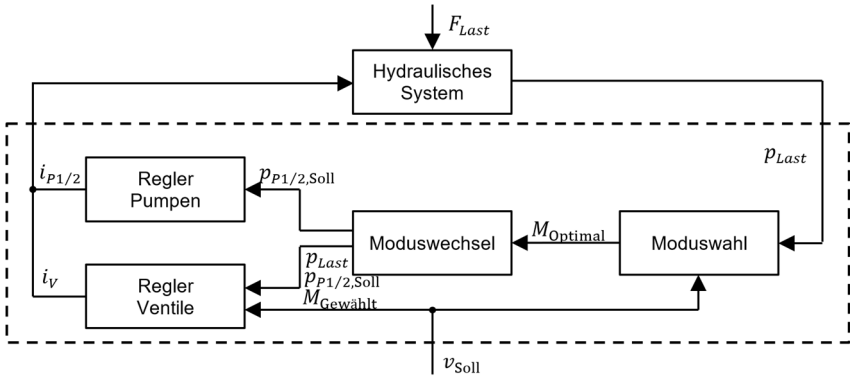


Abbildung 4.1: Aufbau des Reglers.

Wie in der nachfolgenden Gleichung 4.1 dargestellt, wird zuerst für jeden einzelnen Modus mit den möglichen Druckstufen geprüft, ob der entsprechende Zustand die aktuellen Lastanforderungen der Maschine erfüllen kann oder nicht. Entscheidend ist, ob die möglichen Drücke auf Kolben und Stangenseite größer oder kleiner dem Lastdruck p_{Last} , korrigiert um die Verluste am Regelventil Δp , sind. Unterschieden wird anhand der Änderung der Referenzgeschwindigkeit über Energieeintrag oder -austrag.

$$p_{Kolben} - \alpha \cdot p_{Stange} \begin{cases} > p_{Last} + \Delta p & | \Delta v_{ref} > 0 \\ < p_{Last} - \Delta p & | \Delta v_{ref} < 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

Für jeden Aktor, in diesem Fall Ausleger, Arm und Löffel, ergibt sich eine Druckprüfmatrix $\mathbf{P}_{i,n}$ mit allen Wahrheitswerten. Die Matrizen werden elementweise multipliziert und nach Gleichung 4.2 zur Gesamtmatrix \mathbf{P}_{cde} zusammengefasst.

$$\mathbf{P}_{cde} = \mathbf{P}_{c,Ausleger} \circ \mathbf{P}_{d,Arm} \circ \mathbf{P}_{e,Löffel} \quad (4.2)$$

Somit ergibt sich ein Bereich, in dem für alle drei Achsen die Bedingungen erfüllt sind. Beispielhaft ist ein solcher Bereich in Abbildung 4.2 dargestellt.

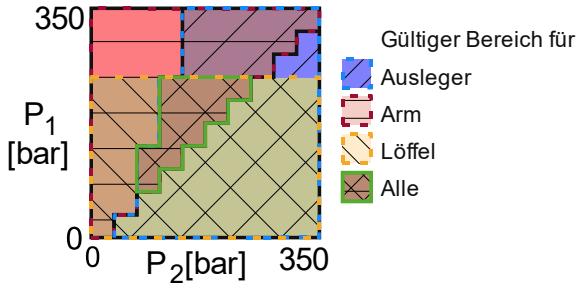


Abbildung 4.2: Druckkombination für einen Modus.

Eine weitere Beschränkung sind die möglichen Volumenströme der Pumpen. So kann nur Pumpe 2 einen Volumenstrom aufnehmen und Energie zurückspeisen, dafür aber lediglich einen geringeren Volumenstrom aufbringen.

$$-Q_{P1,max} \stackrel{!}{<} Q_{P1,cde} \stackrel{!}{<} 0 \quad (4.3)$$

$$-Q_{P2,max,pos} \stackrel{!}{<} Q_{P2,cde} \stackrel{!}{<} Q_{P2,max,neg} \quad (4.4)$$

Aus der Menge valider Modi wird der Modus mit dem geringsten Leistungsverbrauch ausgewählt. Dazu wird zu jeder Kombination die Antriebsleistung des Systems PW_{cde}^{total} ermittelt und die Kombination mit der geringsten Leistung gemäß Gleichung 4.5 ausgewählt.

$$[p_{P1}, p_{P2}, Modus]_{ideal} \rightarrow \min(PW_{cde}^{total}) \quad (4.5)$$

Da diese Berechnung für jeden Zeitschritt erneut durchgeführt wird und sich der optimale Modus aufgrund häufiger Lastwechsel und wechselnder Geschwindigkeitsanforderungen laufend ändert, kommt es häufig zu Umschaltungen. Jeder Wechsel wird vom Fahrer wahrgenommen und führt zu unerwartetem Verhalten. Um diesen Einfluss zu mindern, wird die Wechselfrequenz aktiv

reduziert. Die Energieverluste werden, sobald der aktuelle Modus vom idealen abweicht, berechnet. Erst bei Überschreitung eines definierten maximalen Energieverlusts oder falls der aktuelle Zustand ungültig wird, wird der Modus gewechselt.

5 Modellierung

Um das Antriebskonzept zu bewerten, wurde eine gekoppelte AMESim/Simulink Simulation auf Basis der Messdaten eines Mobilbaggers aufgebaut. Mit dem Simulationsmodell wird untersucht, inwiefern sich die Regelung bewährt und eine grundlegende Abschätzung getroffen, inwiefern sich die Effizienz der Maschine maßgeblich steigern lässt.

5.1 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell besteht aus der Abbildung der Maschine in AMESim und der Steuerung in Simulink. Die Teile werden mit einer Co-Simulation gekoppelt. Modelliert sind die Pumpen, Ventile und Verbraucher. Wandlungs-, Reib- und Leckageverluste werden in dieser konzeptionellen Betrachtung nicht einbezogen. Eine Übersicht des Modells ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

Auf die Verbraucher werden im Simulationsmodell äußere Lasten aufgeprägt, die auf Messwerten eines Grabzyklus basieren. Dabei werden in dem Simulationsmodell die Zylinder des Auslegers, Stiels und Löffels abgebildet. Der Schwenkantrieb wird hier nicht mit einbezogen.

Um die gemessenen Bewegungsverläufe der Maschine nachzubilden, werden die Geschwindigkeitsmessungen als Basis für die Sollgeschwindigkeiten genutzt, mit denen, in Verbindung mit den Lastdrücken, Pumpen- und Ventilsignale entsprechend denen des Reglers aus Kapitel 4 ermittelt werden.

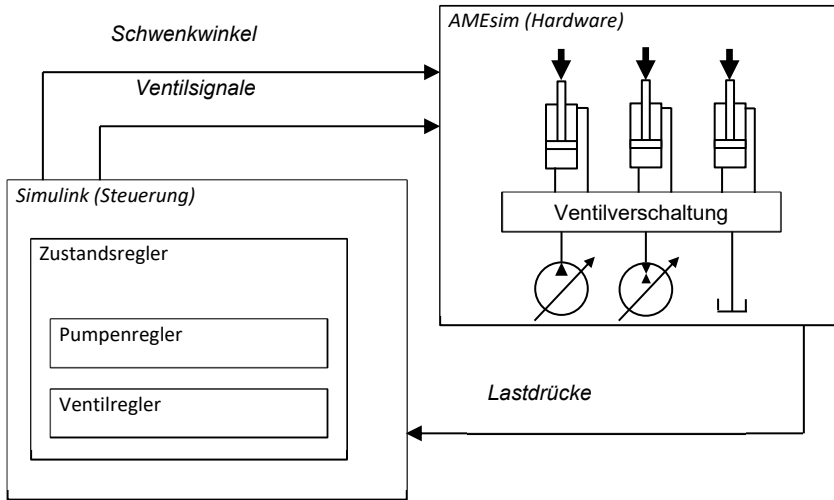


Abbildung 5.1: Aufbau des Simulationsmodells.

5.2 Regelgüte

Zur Evaluation der Regelgüte wird der Geschwindigkeitsverlauf des Auslegerzylinders während des Betriebs der Maschine betrachtet. Dabei wird in der nachfolgenden Abbildung die Sollgeschwindigkeit mit der erreichten Ist-Geschwindigkeit der Maschine verglichen. Außerdem sind die wechselnden Zustände der Maschine dargestellt, die auf Tabelle 3.1 basieren.

Wie es in abgebildeten Geschwindigkeitsverlauf dargestellt ist, kann der generelle Geschwindigkeitsverlauf mit der Simulation erreicht werden. Lastsprünge oder wechselnde Verbrauchergeschwindigkeiten führen im Regler zu Umschaltvorgängen der Maschinenzustände. Dabei müssen die Druckniveaus in der Regel maßgeblich wechseln, wobei dies zu Verzögerungen in der Maschinenbewegung führt, wie es in der Abbildung erkennbar ist. Ob sich diese Sprünge nicht nur in dem schwach gedämpften Simulationsmodell, sondern auch in der praktischen Umsetzung deutlich bemerkbar zeigen, bleibt an dieser Stelle offen.

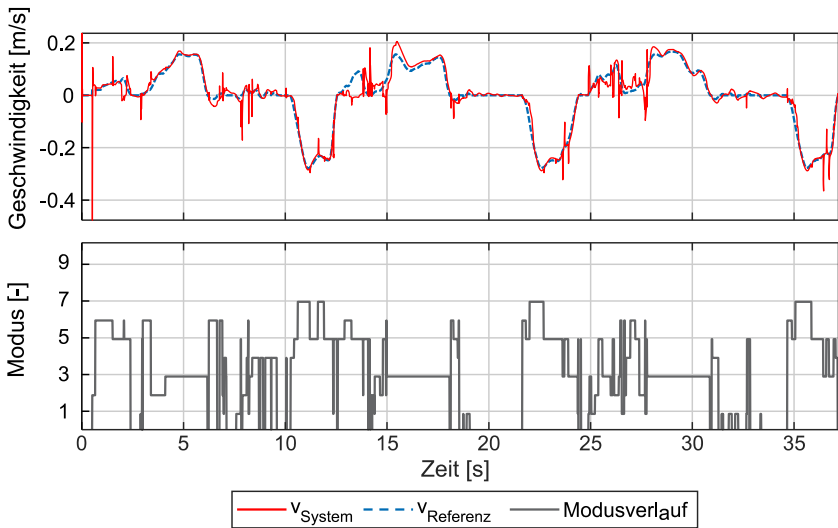


Abbildung 5.2: Regelgüte und Modusauswahl.

5.3 Effizienzbewertung

Der Leistungsverlauf der Maschine ist in der nachfolgenden Abbildung über zwei Zyklen abgebildet. Dargestellt sind die Ausgangsleistung der Pumpe, die abgegebene mechanische Leistung der Maschine und die Drosselverluste an den Ventilen, die aus der Differenz der beiden Leistungen ermittelt werden. Die Dichtungsreibungen der Zylinder werden nicht modelliert, da die aufgeprägten Lasten des Simulationsmodells auf gemessenen Lastdrücken basieren, die neben den mechanischen Lasten auch die Dichtungsreibungen umfassen.

Zwar können in manchen Maschinenzuständen, zum Beispiel zwischen 15 s und 18 s oder 25 s und 31 s, die Drosselverluste stark reduziert werden, jedoch entstehen in zwei Maschinenzuständen weiterhin bedeutende Drosselverluste. Ein entsprechender Maschinenzustand entsteht bei hohen Volumenströmen mit geringer Last. Die Steuerung der Maschine umfasst aktuell noch keinen Zustand, in dem die beiden Pumpen zusammen einen Volumenstrom fördern können.

Dies führt dazu, dass die Zustandsauswahl keinen validen Zustand findet und in einen Rückfallmodus schaltet. In diesem Modus schwenken die Pumpen auf den maximalen Schwenkwinkel und somit werden keine gezielten Drücke eingeregelt. Da dieser Zustand aber mit der eingesetzten Hardware auch besser umgesetzt werden kann, bleibt dies als zukünftiger Arbeitspunkt offen.

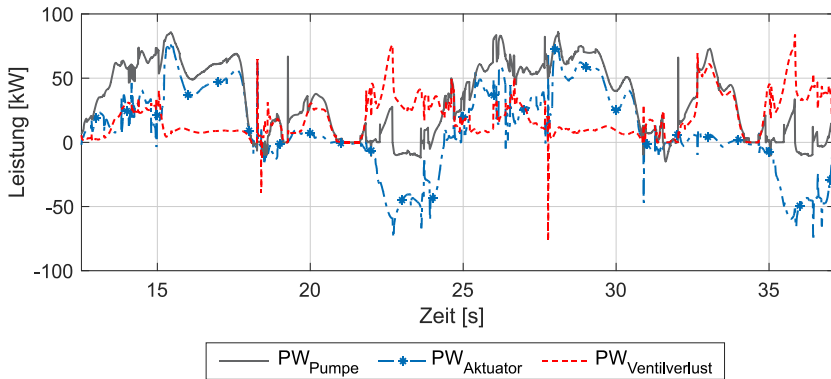


Abbildung 5.3: Regelgüte und Modusauswahl.

Der zweite aktuell herausfordernde Zustand ist die Rekuperation. Die Rekuperation erfordert eine dem Lastdruck entsprechende Regelung des Gegendrucks, in den die zu rekuperierende Ölmenge gefördert wird. Aktuell ist dies nicht umgesetzt und die Rekuperationsmengen werden somit in der Simulation von den Motoren nicht effizient aufgenommen.

Auch unter diesen Einschränkungen wurde während des Zyklus eine Wirkungsgradsteigerung in der Hydraulik von 29 % erreicht, die mit einer erfolgreichen Rekuperation auf 39 % gesteigert werden kann und mit der Einbeziehung des Schwenkantriebs weitere Rekuperationsmöglichkeiten zeigt. So ist aktuell bereits ohne Rekuperation eine deutliche Wirkungsgradsteigerung vorhanden und unter Einbezug der Rekuperation von Ausleger und Stiel kann der ursprüngliche Verbrauch der Maschine um weitere 10 % reduziert werden.

5.4 Wirtschaftliche Bewertung

Um die wirtschaftlichen Folgen abzuschätzen, werden sowohl die Änderungen der Investitions- als auch der Betriebskosten betrachtet. Dazu wird eine Maschine betrachtet, die gespeist von einer Batterie mit einem Asynchronmotor ein Load-Sensing System antreibt. Die betrachteten Einflüsse auf die Investitionskosten umfassen eine geänderte Batteriekapazität und das erforderliche elektrische und hydraulische Antriebssystem.

Um die Maschine unter Volllast 4 h am Tag betreiben zu können wird für das Referenzsystem eine Batteriegröße von 320 kWh vorgesehen. Mit einer Reduktion des Verbrauchs von 29 % verbindet sich eine Kostenersparnis bei einem relativen OEM-Batteriepreis von 140 €/kWh von circa 13.000 € [12]. Da der Preis für den Endverbraucher generell höher liegt, steigt damit der Vorteil weiter an. Eine Kostenerhöhung durch die Aufteilung der elektrischen Antriebsleistung selbst ist nicht zu erwarten, da durch die Aufteilung auch kleinere Motoren und DC-AC Spannungswandler aus dem KFZ Bereich genutzt werden können. Letztlich entstehen durch das Hydrauliksystem Mehrkosten, da zusätzliche Ventile und Sensoren und anstelle von einer, zwei getrennte Pumpen eingebaut werden. Diese Mehrkosten werden mit 6.000 € abgeschätzt, womit sich dennoch eine Kostenersparnis von 7.000 € für das Antriebssystem ergibt.

Der reduzierte Energieverbrauch spart weitere Kosten. Bei einer durchschnittlichen Leistungsaufnahme von 50 kW und einem Strompreis von 18,55 €cent/kWh für industrielle Abnehmer werden mit der Wirkungsgradsteigerung von 29 % circa 3 € pro Stunde gespart, was nach 10.000 h eine weitere Einsparung von 29.000 € bewirken kann [13].

5.5 Emissionsreduzierung

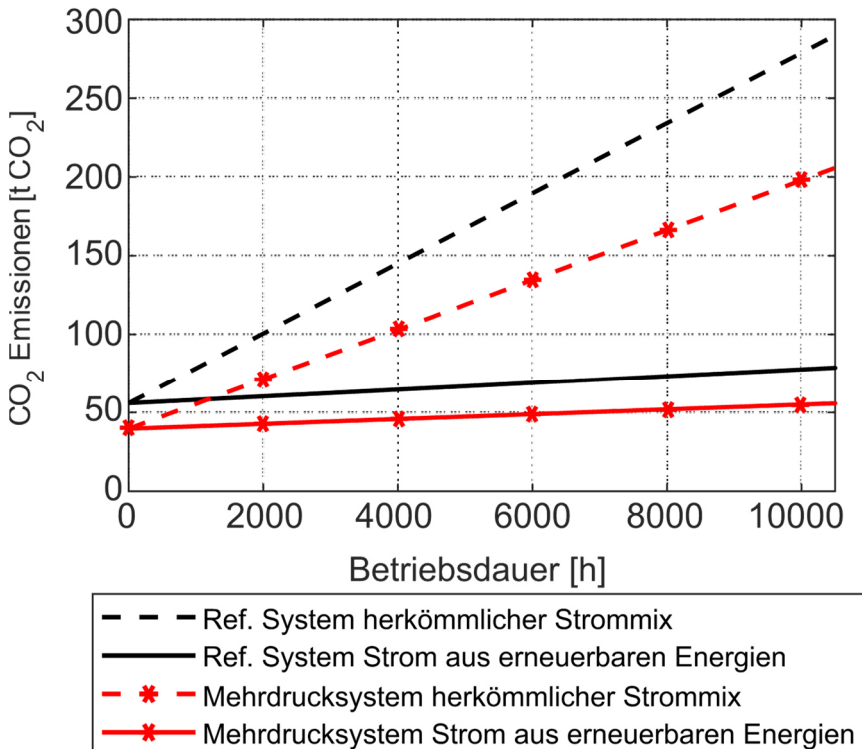
Auch ohne Dieselmotor werden durch den Bagger weiterhin bedeutende Emissionsmengen hervorgerufen. Zum einen führt die Batterieproduktion mit einem CO₂ Äquivalent von 175 kgCO₂/kWh zu maßgeblichen initialen Emissionen, zum

anderen werden in der Stromproduktion, insbesondere bei nicht erneuerbaren Energiequellen, bedeutende Emissionsmengen hervorgerufen [14]. Im Folgenden wird unter den Annahmen aus Kapitel 5.4 untersucht, ob und inwiefern das Mehrdrucksystem gegenüber der Referenzarchitektur CO₂ Emissionen einspart.

Um die CO₂ Emissionen bei der Batterieproduktion zu berücksichtigen, wurde hier ein Wert von 175 kgCO₂ pro kWh Batteriekapazität angenommen [14]. Der deutsche Strommix im Jahr 2019 verursachte eine CO₂ Emission von 445,7 gCO₂/kWh. Wird von einem Betrieb des Baggers mit rein erneuerbarem Strom ausgegangen, reduzieren sich die Emissionen auf 43,3 gCO₂/kWh. [6]

In Abbildung 5.4 sind die CO₂ Emissionen von Referenz- und Mehrdrucksystem in t CO₂ über eine Nutzungsdauer von 10.000 h unter Nutzung des herkömmlichen Strommixes im Jahr 2019 und bei einem reinen Betrieb mit erneuerbaren Energien dargestellt.

Nach 10.000 Betriebsstunden spart das Mehrdrucksystem gegenüber dem Referenzsystem im herkömmlichen Strommix 81 t CO₂ ein. Unter Verwendung von erneuerbaren Energien immerhin noch 23 t CO₂. Während im herkömmlichen Strommix Einsparung von CO₂ Emissionen im laufenden Betrieb der entscheidende Faktor sind, werden bei Nutzung erneuerbarer Energien im laufenden Betrieb kaum Emissionen verursacht. Hier wirkt sich die Einsparnis durch die mögliche Verkleinerung der Batterie am stärksten aus.


 Abbildung 5.4: CO₂ Emissionen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die weiterhin vorhandenen Emissionsquellen von elektrisch angetriebenen Baumaschinen können durch bessere Hydrauliksysteme weiter gesenkt werden. Mit dem hier untersuchten Konzept eines Mehrdrucksystems in Kombination mit elektrischen Antrieben wurde gezeigt, wie ein solches System und dessen Regler für den Anwendungsfall eines Mobilbaggers aufgebaut sein kann und sich bewerten lässt.

Das vorgestellte Konzept umfasst nicht nur eine hydraulische, sondern auch eine elektrische Leistungsaufteilung. Mit der Leistungsaufteilung werden drei Druckniveaus bereitgestellt. Da die Druckniveaus beliebig an jedem Antrieb des Baggers miteinander verschaltet werden können, werden Drosselverluste reduziert und die Rekuperation negativer Lasten ermöglicht.

Der Regler des Konzepts besteht aus drei Teilen, einer übergeordneten Zustandsauswahl und den untergeordneten Ventil- und Pumpenreglern. In der simulativen Betrachtung eines 90 ° Grabzykluses wurde dazu der Regler evaluiert. Aktuelle Versuche zeigen Erfolge in der Umsetzung mehrerer Druckniveaus, da der Wirkungsgrad der Maschine in der simulativen Betrachtung um 29 % gesteigert werden konnte. Weitere Verbesserungsmöglichkeiten ergeben sich mit der erfolgreichen Umsetzung der Rekuperation, insbesondere mit dem Einbezug des Schwenkantriebs.

Literatur

- [1] „Carbon emission of global construction sector“, Huang, L., Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017
- [2] „Erarbeitung eines Konzepts zur Minderung der Umweltbelastung aus NRMM (non road mobile machinery) unter Berücksichtigung aktueller Emissionsfaktoren und Emissionsverminderungsoptionen für den Bestand“, Helms H., 2014
- [3] „Survey of Global Activity to Phase Out Internal Combustion Engine Vehicles“, September 2018 Revision, Burch, I., 2018
- [4] „Basic Hydrogen Strategy“, Ministerial Council on Renewable Energy, Hydrogen and Related Issues (Japan), 2017
- [5] „Wie umweltfreundlich sind Elektroautos?“, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, 2017

- [6] Umweltbundesamt, probas.umweltbundesamt.de; Diesel: Dieselmotor-DE-2010; Electr. Powerplant: El-KW-Park-DE-2010; Electr. Solar: Solar-PV-multi-Rahmen-mit-Rack-DE-2010; Elektr. Wind: Wind-KW-DE-2010-Bestand; Zuletzt besucht 17.07.2019
- [7] „Antriebstechnik bei Mobilen Maschinen - siegt die Elektrik?“, Pyper, M., <https://www.ke-next.de/antriebstechnik/fluidtechnik/hydraulik/antriebstechnik-bei-mobilen-maschinen-siegt-die-elektrik-117.html>, Zuletzt aufgerufen 17.09.2020, 2017
- [8] „Hydraulic Hybrid systems for excavators = Hydraulische Hybridsysteme für Bagger“, Vukovic, M., Dissertation, Aachen, 2017
- [9] „Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung“, Dengler, P., Dissertation, Karlsruhe, 2014
- [10] „A hydraulic hybrid excavator based on multi-chamber cylinders and secondary control – design and experimental validation“, Heybroeck, K.; Sahlman, M., International Journal of fluid Power, 2018
- [11] „Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen“, Neubert, T., Dissertation, Aachen, 2002
- [12] „Battery Pack Prices Fall As Market Ramps Up With Market Average At \$156/kWh In 2019“, <https://about.bnef.com/blog/battery-pack-prices-fall-as-market-ramps-up-with-market-average-at-156-kwh-in-2019/>, Zuletzt besucht 16.09.2020
- [13] „BDEW-Strompreisanalyse Januar 2020“, https://www.bdew.de/media/documents/20200107_BDEW-Strompreisanalyse_Januar_2020.pdf, Zuletzt besucht 16.09.2020
- [14] „The Life Cycle Energy Consumption and Greenhouse Gas Emissions from Lithium-Ion Batteries“. Romare, M., Dahllöf, L., <https://www.ivl.se/download/18.5922281715bdaebede9559/>. Zuletzt besucht 16.09.2020, 201

Der Weg zum elektrifizierten Radlader – ein Praxisbeispiel

Hanno Hinrichsen¹ und Markus Pläßmann¹

¹ Danfoss Power Solutions GmbH & Co. OHG, Neumünster, Deutschland

Kurzfassung

Globale Megatrends führen dazu, dass immer mehr mobile Arbeitsmaschinen mit alternativen Antriebskonzepten in den Markt eingeführt werden. Die Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen ermöglicht einen Zero Emission Betrieb, abhängig von der Systemarchitektur (Batterie-elektrisch oder Hybrid-elektrisch). Danfoss hat sich das Ziel gesetzt einen Radlader mittlerer Leistungsklasse umzurüsten (von einem ursprünglich verbrennungsmotorangetriebenen zu einem Batterie-elektrischen Fahrzeug). Dieser Vortrag gibt einen Einblick in die Schritte des Umbaus, angefangen vom Ausbau des ICE und weiterer Komponenten, über die Dimensionierung und Komponentenauswahl des elektrischen Antriebssystems bis hin zum Einbau des elektrischen Antriebsstranges.

Schlagworte: Elektrifizierung, alternative Antriebe, Systemarchitektur, Radlader, Praxisbeispiel

1 Einleitung

Globale Megatrends führen dazu, dass immer mehr mobile Arbeitsmaschinen mit alternativen Antriebskonzepten in den Markt eingeführt werden. Die Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen ermöglicht einen Zero Emission Betrieb, abhängig von der Systemarchitektur. Vor allem kleinere und somit leistungsschwächere mobile Arbeitsmaschinen wurden in den vergangenen Jahren in den Markt eingeführt. Dies liegt daran, dass die geringere durchschnittlich Leistungsanforderung und somit der geringere Energiebedarf (Batterie) die Maschinen wirtschaftlich attraktiv macht. Im Vergleich zu den kleineren mobilen Arbeitsmaschinen, sind die aktuellen Wachstumsraten für Maschinen größerer Leistungsklassen mit alternativen Antrieben weiterhin gering. Die großen Leistungsanforderungen und somit Energiebedarfe erfordern den Einsatz von großen Batterien (Energiedichte). Da Batterien weiterhin ein signifikanter Kostentreiber sind, sind die Maschinen (soweit sie rein Batterie-elektrisch fahren) kommerziell oft weniger attraktiv im Vergleich zu Maschinen mit traditionellen Antriebskonzepten. Eine Verbesserung der Effizienz (Hydraulikkreislauf, Verbraucher wie Ventile und Axialkolbenpumpen) ermöglicht eine Verkleinerung der Batteriekapazität bei gleichbleibender Nutzungsdauer. Möglichkeiten und Lösungen zur Effizienzsteigerung werden hier vorgestellt.

Danfoss hat sich das Ziel gesetzt einen Radlader mittlerer Leistungsklasse umzurüsten (von einem Verbrennungsmotor zu einem Batterie-elektrischen Fahrzeug). Dieser Vortrag gibt einen Einblick in die Schritte des Umbaus, angefangen vom Ausbau des ICE und weiterer Komponenten, über die Dimensionierung und Komponentenauswahl bis hin zum Einbau des elektrischen Antriebsstranges inklusive Kühlsystem und Batterie. Dabei werden die einzelnen technischen Teilsysteme im Detail beschrieben. Es wird insbesondere auf den elektrischen Antriebsstrang und die Arbeitsfunktion sowie die gesamte Systemarchitektur eingegangen.

2 Motivation und Ausgangsposition

Für den Umbau wurde ein 13 Tonnen Radlader mit einer Dieselleistung von ca. 120 KW ausgewählt. Der Fahrtrieb und die Arbeitsfunktion sind hydrostatisch ausgelegt.



Abbildung 2.1: Ausgangssituation – 13 Tonnen Radlader.

3 Der Prozess hin zum elektrifizierten Radlader

3.1 Das Gesamtsystem

Das Elektrifizierungsportfolio Danfoss EDITRON.

Zum Einsatz kommt das Produktportfolio von Danfoss Editron – bestehend aus elektrischen Maschinen in verschiedenen Leistungsklassen, Umrichtern und DCDC-Wandlern. Das gesamte Produktportfolio wurde für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen entwickelt. Alle Komponenten sind sehr kompakt und robust. Die SRPM (Synchron Reluktanz Permanent Magnet) Maschinen erreichen höchste Wirkungsgrade (> 95%) über einen großen Leistungsbereich.

EDITRON SYSTEMS

Full electric and hybrid systems

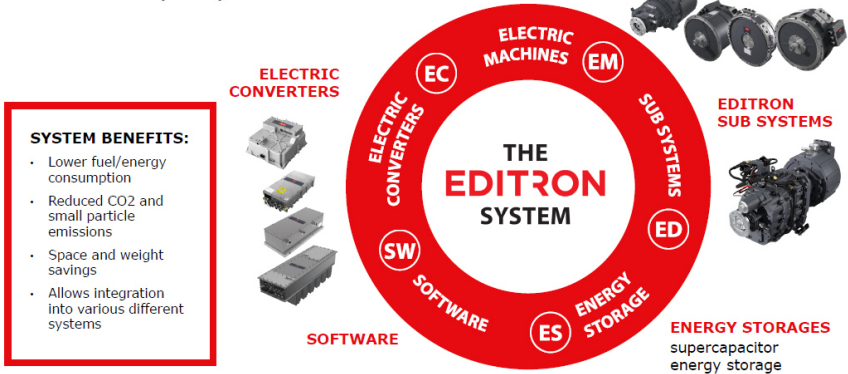


Abbildung 3.1: Das Danfoss Editron Produktportfolio.

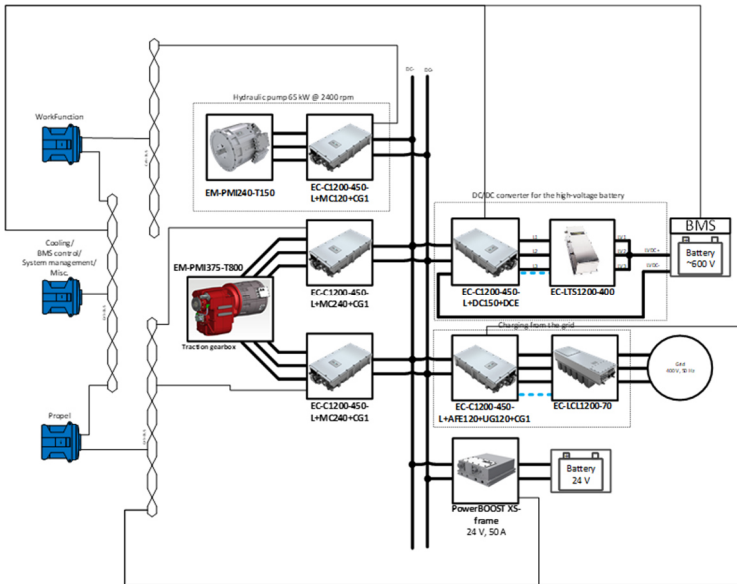


Abbildung 3.2: Das Gesamtsystem und Produktauswahl.

Das System und somit alle Komponenten sind im unteren Bild dargestellt. Der batterie-elektrische Radlader (BEV) besitzt eine ca. 100 kWh-große Batterie (DC-Spannung), die über ein Powermanagement den Fahrtrieb und die Arbeitsfunktion mit Energie versorgt. Die Umrichter steuern die Elektromotoren (von DC- auf AC-Spannung und abhängig der Drehzahl- und Leistungsanforderung).

3.2 Ausbau der Komponenten

Als ersten Schritt galt es die nicht mehr benötigten Komponenten aus dem Radlader zu entfernen, um den Weg für den neuen elektrischen Antriebsstrang zu bahnen.

Temporär wurden die Kabine, Haube, Kühlsystem und Hydraulikvorratstank entfernt, um ausreichend Platz für die Montage zu erhalten.

Dauerhaft entfernt wurden der Dieselmotor inklusive dem hydrostatischen Pumpenstrang, als auch dem Verteilergetriebe nebst hydrostatischen Motor-komponenten. Ebenfalls dauerhaft entfallen sind der hydraulische Lüfter zur Kühlung als auch der Kraftstofftank.



Abbildung 3.3: Bild nach Ausbau der alten Komponenten.

3.3 Ziele der Auslegung

Das Ziel war es einen emissionsfreien, batteriebetriebenen Radlader aufzubauen, der von seiner Größe her sich am Ende in Bezug auf seine Abmessungen für in Städten und auf Straßen betriebenen Radlader Segment befindet. Da kleinere Maschinen sich aufgrund ihres geringeren Energiebedarfes leichter umrüsten lassen und perspektivisch dies das nächste Segment darstellt, dass mit weiterentwickelten Energiespeicherdichten komplett elektrifiziert wird.

Die Zugkraft haben wir mit 105kN auf 80% der Lageenergie ausgelegt, so wie auch die Ursprungsmaschine ausgelegt war, um hier keine Kompromisse im Einsatzbereich einzugehen. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt 40 km/h, wie zuvor. Die Betriebszeit liegt bei ca. 5h im durchschnittlichen Betrieb. Passend hierzu wurde eine Ladeleistung von mindestens 50kW gewählt, damit die Maschine in Pausenzeiten nachgeladen werden kann und die Ladezeit in der Realität nicht länger als 2h liegt. Ebenfalls war es das Ziel die Maschine auf DC Schnellladung vorzubereiten, so dass diese später nachgerüstet auf eine Ladeleistung von über 100 kW werden kann.

3.4 Der Fahrtrieb

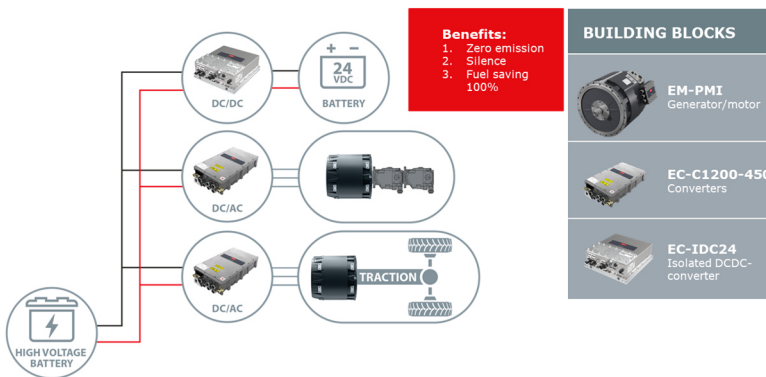


Abbildung 3.4: Systemarchitektur – Batterie-elektrischer Radlader.

Das Ziel ist die Entwicklung eines BEV (Batterie-elektrischen Radladers). Der Fahrtrieb ist ausgestattet mit einer elektrischen Maschine plus 2-Gang Schaltgetriebe. Die elektrische Maschine wird über das DC-Netz von der Batterie über die Umrichter angesteuert (wahlweise per Leistungs- oder Drehzahlregelung).

Der Fahrtrieb wird wie oben dargestellt direkt aus der Hochvoltbatterie gespeist. Die elektrische Maschine wird über einen Umrichter in seiner Drehzahl und Leistung angesteuert. Die Vorteile der unten dargestellten Systemarchitektur sind Zero Emission sowie ein geräuscharmer Betrieb.

Im Vorfeld der Komponentenauswahl wurde der Fahrtrieb dimensioniert. Dabei wurde davon ausgegangen, dass 80% der Fahrzeugmasse an Zugkraft zur Verfügung stehen müssen. Die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit ist 40 km/h.

Tabelle 3.1: Anforderungen für die Dimensionierung

Tractive effort [kn]	2,5
Max speed [kph]	40
Average operating time [h]	5
Charging power [kw]	>50
Charging time [h]	<2

Der Fahrtrieb wurde entsprechend der Anforderung dimensioniert. Im folgenden Bild zeigt sich die Zugkraft über der Drehzahl.

Der Fahrtriebsmotor wurde zusammen mit einem 2-Gang-Schaltgetriebe in den 13 Tonnen Radlader eingebaut, welches das Drehmoment auf die Vorder- und Hinterachse verteilt.

Im ersten Gang wird das Drehmoment dynamisch begrenzt, damit die mechanischen Antriebsstrangkomponenten nicht überlastet werden bei 105 kN. Im 2. Gang wird das höhere Drehmoment benutzt, um schnell beschleunigen zu können und die Anzahl an Gangwechseln reduzieren zu können. Hierzu wird bewusst die Überlastfähigkeit des Elektromotors verwendet. Dieses ermöglicht die Vereinfachung des Getriebes und somit ebenfalls die Erhöhung der Effizienz des Getriebes.

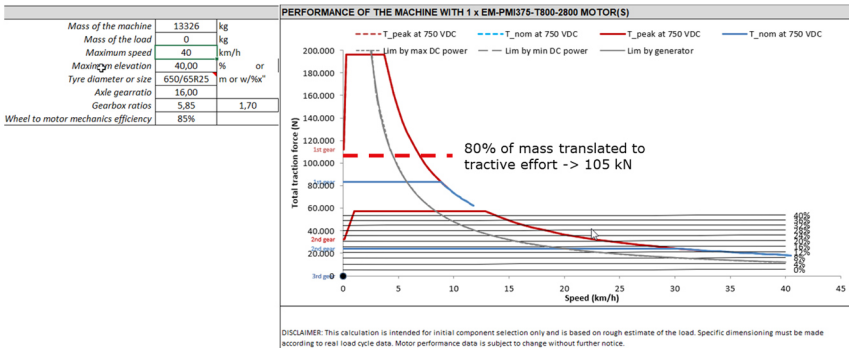


Abbildung 3.5: Dimensionierung des Fahrantriebes.

3.5 Die Arbeitsfunktion

Die Arbeitshydraulik wird ebenfalls von einer elektrischen Maschine angetrieben. Die elektrische Maschine wird über das DC-Netz von der Batterie über die Umrichter angesteuert (wahlweise per Leistungs- oder Drehzahlregelung).

Die elektrische Maschine treibt die hydraulischen offenen Kreislaufpumpen an, die den Ölfluss für die Arbeitsfunktionen (Schaufel, Arm), Lenk- und Bremsfunktion bereitstellen.

Die Arbeitshydraulik wurde anhand zuvor aufgenommener Messungen ausgelegt, um zum einen den Energiebedarf für die Batterieauslegung bestimmen zu

können und zum anderen die gleiche Performance wie der optimierte Elektromotor mit Pumpenkombination wieder zu erzielen.

Des Weiteren wurde die aktuell verwendete Pumpengröße reduziert, da der Elektromotor im Bedarfsfall eine höhere Drehzahl abgeben und seine Drehzahl auf den tatsächlichen Bedarf absenken kann, um die Verluste im Hydrauliksystem zu reduzieren und dies somit die Einsatzzeit der Maschine erhöht.

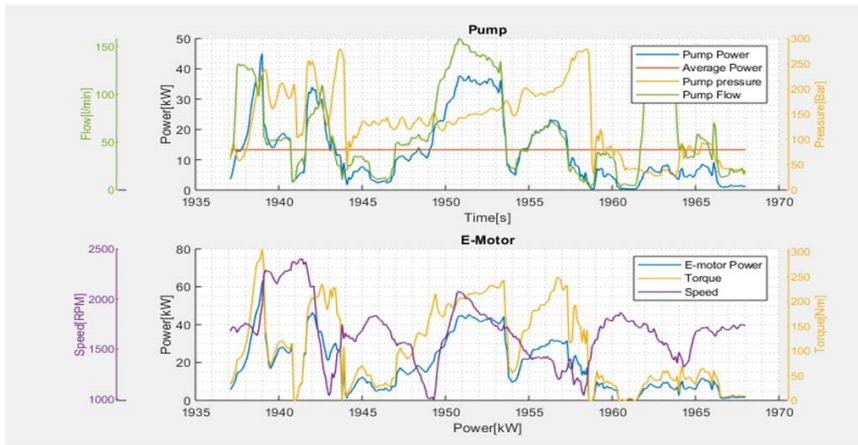


Abbildung 3.6: Dimensionierung der Arbeitsfunktion.

3.6 Das Kühlsystem

Das Kühlsystem musste neu ausgelegt werden. Hier trafen zwei unterschiedliche Anforderungen aufeinander, zum einen die deutlich gesteigerte Effizienz des Gesamtsystems, so dass die Verlustleistung insgesamt erheblich reduziert ist, aber auch eine um ca. 25k geringere Höchsttemperatur die für die elektrischen Maschinen erlaubt ist. Der erste Effekt führt zu einer Verringerung der benötigten Kühlleistung, der zweite Effekt zur Vergrößerung der benötigten aktiven Fläche. In Summe lässt sich festhalten, dass der Kühler insgesamt kleiner

ausfällt, in den Sommermonaten das delta T jedoch deutlich geringer als beim Dieselmotor ist und somit die Größe des Kühlers insgesamt kleiner ist, aber nicht so viel kleiner wie im ersten Schritt erwartet wird, um einen sicheren Betrieb auch bei sehr hohen Außentemperaturen gewährleisten zu können.

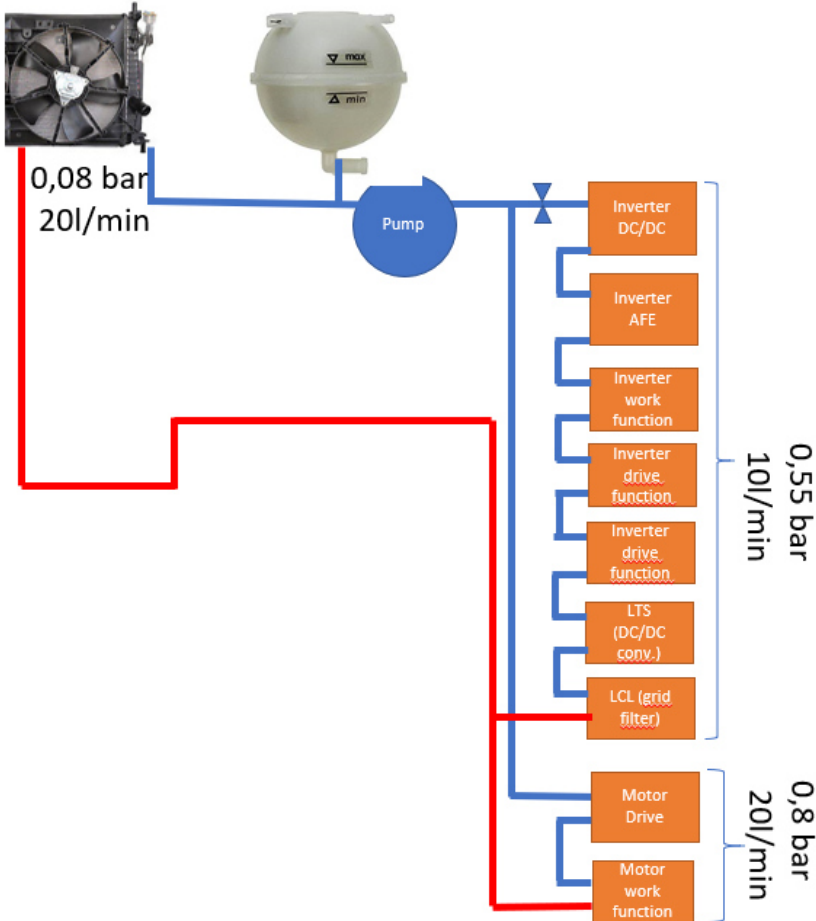


Abbildung 3.7: Kühlwasserkreislauf (ausgenommen die HV-Batterie).

Der Kühlmittelstrom wird durch eine 24V DC Kühlwasserpumpe realisiert, die alle Leistungselektroniken und Motoren im Fahrzeug versorgt. Die Kühlmitteltemperatur beträgt max. 65°C.

Die HV Batterie wird mit einem separaten Kühlkreislauf gekühlt, da die Batterie ein geringeres Temperaturniveau aufweist als die Leistungselektronik.

Zusätzlich gibt es noch den ursprünglichen Kühlkreislauf der Arbeitshydraulik, der das insgesamt höchste Temperaturniveau in der Maschine aufweist und daher von den BEV Komponenten getrennt sein muss.

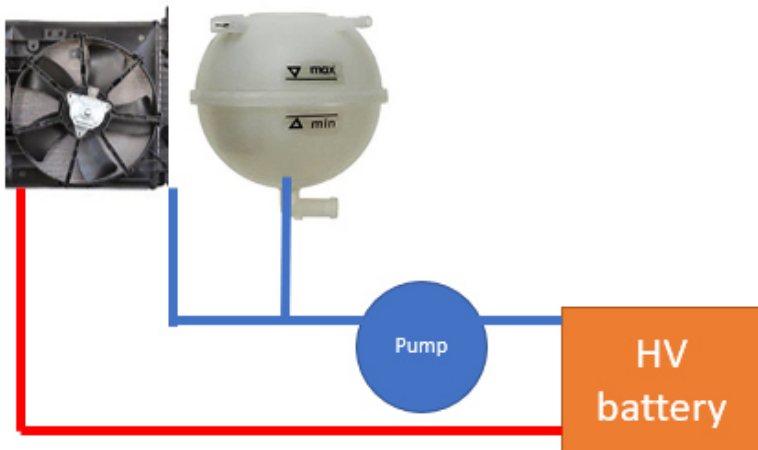


Abbildung 3.8: Kühlwasserkreislauf Batterie.

4 Schlussbetrachtung und nächste Schritte

Der umgebaute und nun elektrifizierte Radlader fährt auf dem Danfoss-eigenen Applikationstestfeldes (ADC) in Nordborg (Dänemark). Im nächsten Schritt wird

das System in Bezug auf Performance und Effizienz weiter optimiert. Es wird in Zukunft eine Digitale Radialkolbenpumpe anstatt der variablen Axialkolbenpumpe eingebaut um die Verluste und somit Effizienz in der Arbeitshydraulik signifikant zu steigern. Die Applikationssoftware für den Fahrtrieb und die Arbeitsfunktion werden weiterentwickelt, um den Fahrkomfort und die Maschinenperformance zu erhöhen.

Das Fahrzeug dient außerdem den Demonstrationszwecken und ermöglicht die Identifikation von zukünftigen Kundenlösungen.

Potenziale und Grenzen bedarfsgeregelter Spül- und Speisesysteme im geschlossenen hydrostatischen Kreis

Hans Norbert Kossen¹ und Ludger Frerichs¹

¹ *Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Braunschweig, Deutschland*

E-Mail: h.kossen@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 2675

E-Mail: ludger.frerichs@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 2670

Kurzfassung

Das Spül- und Speisesystem ist ein integraler Bestandteil eines geschlossenen Hydraulikkreises. Es dient der Regulierung des Niederdruckniveaus sowie der Sicherstellung von Filterung und Kühlung des Hydraulikfluides. Üblich ist der Einsatz einer separaten Hilfspumpe mit konstantem Verdrängervolumen, welche an die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine gekoppelt ist. Die Ausspeisung des Spülvolumenstromes erfolgt aus dem Niederdruckbereich, zur Aufrechterhaltung des Druckniveaus dient ein Druckhalteventil. Der Maximalwert des Niederdruckes wird anhand eines Druckbegrenzungsventils im Speisekreis eingestellt. Der vorliegende Beitrag zeigt auf, in welchem Umfang sich die Verlustleistungen durch topologische Anpassungen für das Anwendungsbeispiel Radlader reduzieren lassen und in welchen Betriebszuständen die Grenzen einer Druckabsenkung liegen.

Schlagnworte: Geschlossener Kreis, Spül- und Speisesystem, Speisepumpe, Einspeisung, Ausspeisung, Spülung, Fahrtrieb

1 Einleitung

Hydraulische Antriebe lassen sich in offene und geschlossene Kreisläufe unterteilen. Der geschlossene Kreis verfügt über eine beidseitige direkte Verbindung zwischen Pumpe und Motor, sodass das Fluid vom Motor direkt zur Pumpe zurückgeführt wird. Dadurch kann auf einfache Weise eine Drehrichtungsumkehr des Motors und weiter ein Vierquadrantenbetrieb realisiert werden. Die Vorspannung der Niederdruckleitung sorgt für eine Einspannung des Motors. Diese Vorzüge zeichnen den geschlossenen Kreis beispielsweise für Anwendungen in Fahrtrieben mobiler Maschinen aus.

Die von den Hydrostaten abgeführte externe Leckage führt zu einer Verringerung des Fluidvolumens innerhalb des geschlossenen Kreises. Für den notwendigen Volumenausgleich sorgt eine Speisepumpe, welche zusätzlich den Ausgleich eines Spülvolumenstromes zur Wärmeabfuhr ermöglicht. Zur Spülung wird ein Ventil eingesetzt, welches stets die Niederdruckseite mit dem Tank verbindet. Die Vorspannung der Niederdruckseite erfolgt über ein Druckbegrenzungsventil.

Motivation zur Einrichtung bedarfsgeregelter Spül- und Speisesysteme

Üblich ist der Einsatz einer Konstantpumpe als Speisepumpe sowie eines fest eingestellten Druckbegrenzungsventils. Dessen Auslegung orientiert sich an Betriebspunkten hoher Verlustleistung zur Gewährleistung ausreichender Kühlung sowie der Bereitstellung eines ausreichend hohen Druckes auf der Niederdruckseite mit dem Ziel der Kavitationsvermeidung. Die betriebspunktabhängigen Anforderungen hinsichtlich des Spülvolumenstromes und des Niederdruckes unterliegen einer großen Varianz. Eine gezielte Reduzierung des Volumenstromes sowie des Niederdruckes resultieren in einem energetischen Vorteil.

Ziele und Vorgehen der Untersuchung

Der vorliegende Beitrag soll aufzeigen, in welchem Umfang sich die Verlustleistungen bei ausgewählten Ansätzen unter Modifikation der Einspeiseseite reduzieren lassen. Der zur Untersuchung ausgewählte Fahrtrieb eines Radladers ist durch die hohen Anforderungen an die transienten Systemzustände prädestiniert für die Untersuchungen. Beispielhaft für diese Anforderungen wird der Y-Zyklus näher untersucht. [1] Es gilt, die erforderliche Dynamik bei minimaler Verlustleistung sicherzustellen. Der Spülvolumenstrom soll dabei stets eine ausreichende Kühlung gewährleisten. Das minimale Druckniveau im Hauptkreis wird auf 10 bar festgelegt.

2 Aufbau Spül- und Speisesysteme und Aufgaben

Die nachfolgende Abbildung zeigt ein einfaches Speisesystem. Der von der Speisepumpe bereitgestellte Volumenstrom dient ausschließlich zum Ausgleich von Leckageverlusten und zum Ausgleich dynamischer Schwankungen. Der überschüssige Volumenstrom gelangt über das Druckbegrenzungsventil (5) zurück zum Tank.

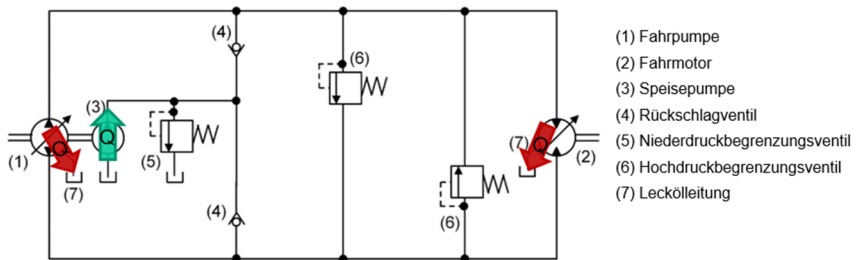


Abbildung 2.1: Geschlossener Kreis mit Lecköleleitungen.

Eine Erweiterung um eine separate Vorrichtung zur Spülung des Hauptkreises durch die Ventile (7) und (8) ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt. Der

von der Speisepumpe bereitgestellte Volumenstrom dient dabei zusätzlich dem Austausch des Arbeitsmediums. Weitere Ansätze wie beispielsweise die Motorspülung sind darüber hinaus bekannt. Zur Motorspülung wird dem Förderstrom der Speisepumpe vor der Einspeisung in den Hauptkreis ein Anteil entnommen und durch das Motorgehäuse geleitet.

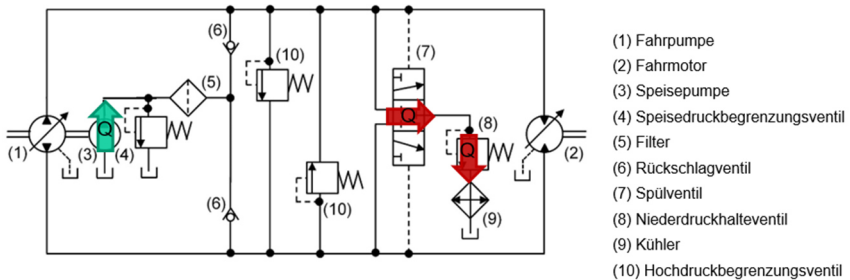


Abbildung 2.2: Geschlossener Kreis mit Hauptkreisspülung.

Zu den Komponenten einer Speiseeinrichtung gehören die Speisepumpe (3), ein Speisedruckbegrenzungsventil (4), im folgenden SPDBV benannt, bei Möglichkeit zum Mehrquadrantenbetrieb zwei Rückschlagventile (6) zur Verbindung mit der Niederdruckseite des Hauptkreises sowie ein Filter (5). Die Spüleinrichtung besteht aus einem Niederdruckbegrenzungsventil (8) (in der Literatur auch Niederdruckhalteventil), im folgenden NDBV benannt, optional mit vorgeschalteter Blende zur Begrenzung des Spülvolumenstromes. Bei Möglichkeit eines Mehrquadrantenbetriebes ist ein Spülventil (7) zur Verbindung mit der Niederdruckseite des Hauptkreises notwendig, außerdem wird in der Regel ein Wärmetauscher (9) eingesetzt. In der Literatur werden auch davon abweichende Beispiele, wie der direkte Durchgang von der Speisepumpe zur Ausspülung über das Spülventil in Mittenstellung und damit eine mögliche Einsparung eines SPDBV, gezeigt. [2]

Zu den Aufgaben des Spül- und Speisesystems gehören zusammenfassend der Austausch des Arbeitsmediums sowie die Aufrechterhaltung des

Niederdruckniveaus. Erste lassen sich wiederum unterteilen in die Zu- und Abfuhr von Wärme, die Reinigung des Arbeitsmediums sowie die Filterung fester, flüssiger und gasförmiger Bestandteile. Die zweite Hauptaufgabe beinhaltet den Ausgleich von Leckageverlusten, den Ausgleich dynamischer Volumenstrombedarfe sowie den Ausgleich von Volumenstrompulsationen der Hydrostaten. Optional können weitere Aufgaben hinzukommen, wie z.B. die Verstellung von Pumpe und Motor in hydrostatischen Getrieben oder die Versorgung weiterer Verbraucher, wie Bremse oder Lenkung. [3, 4, 5]

Verschiedene Lösungsansätze zur bedarfsgerechten Versorgung wie der Einsatz einer Verstellpumpe als Speisepumpe sind aus dem Stand der Technik durch [6, 7, 8, 9] bekannt. Auch zur Anpassung des Druckniveaus sind verschiedene Ansätze bekannt, in [10] und [11] wird dies durch den Einsatz eines verstellbaren Druckbegrenzungsventils an der Speisepumpe und in [12] durch eine geänderte Druckbegrenzungsventilanordnung auf der Ausspeiseseite umgesetzt.

3 Ausgangslage – Referenzsystem

Das Referenzsystem ist ein hydraulischer geschlossener Kreis in der Anwendung eines Fahrtriebes für einen Radlader im Leistungsbereich 50-55 kW. Abbildung 3.1 gibt das Volumenstrom-Druck-Verhalten auf der Einspeiseseite qualitativ wieder. Mit steigendem Volumenstrom durch eine Drehzahlerhöhung der Verbrennungskraftmaschine steigt zunächst der Druck anhand der Kennlinie 1 des Niederdruckhalteventils mit vorgeschalteter Blende an. Die Blende sorgt für den steilen Druckanstieg bei Volumenstromerhöhung. Wie der Abbildung 3.1 zu entnehmen ist, steigt der Druck im weiteren Verlauf weniger stark an (Kennlinie 2). Hintergrund ist die Öffnung des SPDBVs. Beispielhaft ist die Volumenstromaufteilung nach Öffnung dargestellt. In Abhängigkeit des Betriebspunktes stellt sich der Förderstrom an der Speisepumpe Q_{gesamt} sowie ein Leckagevolumenstrom über die Hydrostaten des Hauptkreises Q_{Leck} ein. Der Volumenstrom über das SPDBV Q_{Byp} definiert den Systemdruck p_A . Nicht berücksichtigt ist hier

der druckabhängige Anstieg des Spülvolumenstromes entlang der Kennlinie 1 bis zum Systemdruck p_A und die folglich notwendige Verschiebung des Scheitelpunktes, welche den Ursprung der Kennlinie 2 darstellt, nach rechts.

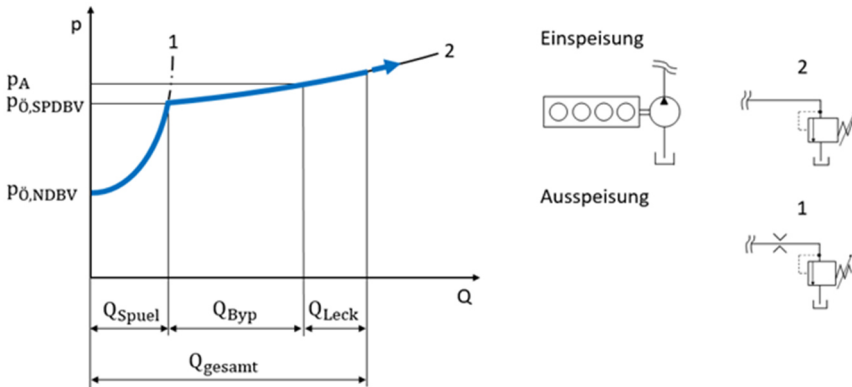


Abbildung 3.1: Systemverhalten des Referenzsystems, vereinfachend dargestellt, ergänzt nach [4].

In Abbildung 3.2 sind beispielhaft für den Y-Zyklus Druck- und Volumenstromverläufe für das Referenzsystem dargestellt. Jeweils in rot aufgetragen sind die Simulationsergebnisse, in blau die Versuchsergebnisse. Die Systemeinstellung ist entsprechend des Standes der Technik in vorliegender Anwendung auf einen Speisesystemdruck von 30 bar und einen Spülvolumenstrom von 15 l/min eingestellt. Auffällig sind die Druckeinbrüche bei dynamischer Lastschwankung, wie bei einem Fahrriktungswechsel (s. Sekunde 28) bzw. bei aktiver Last durch die hydrostatische Verzögerung (s. Sekunde 39). Die jeweiligen Minima liegen bereits im definierten Grenzbereich. Auffällig ist der hohe Volumenstrom über das SPDBV, welcher keinen weiteren Nutzen für das System aufweist.

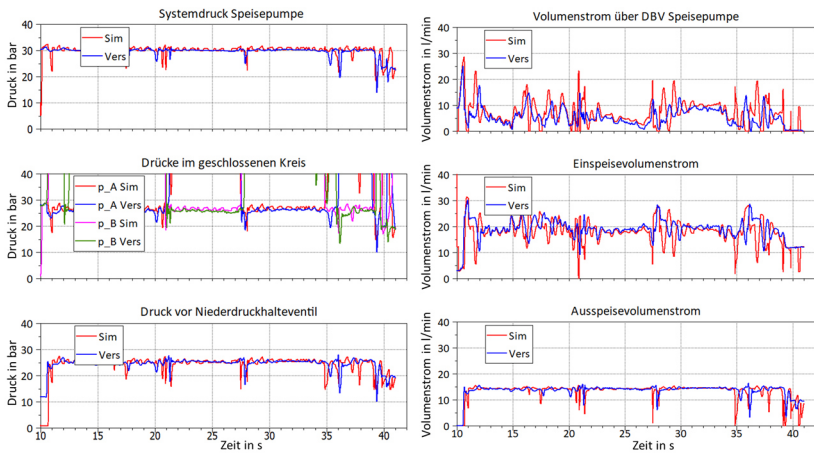


Abbildung 3.2: Druck- und Volumenstromverhalten im Spül- und Speisekreis des Fahrantriebes Referenzsystem, Radlader im Y-Zyklus (Sim = Simulation, Vers = Versuch).

4 Untersuchte Konzepte und Ergebnisse

Im vorliegenden Kapitel werden beispielhaft die Untersuchungen zweier bedarfsangepasster Konzepte unter Änderung der Einspeiseseite beschrieben.

Konzept 1: Elektrisch verstellbares DBV an der Speisepumpe (SPDBV)

Das erste untersuchte Konzept verfügt über ein elektrisch verstellbares DBV an der Speisepumpe, die anderen Komponenten werden beibehalten (s. Abbildung 4.1). Die Absenkung des Druckniveaus am NDBV ist aufgrund der Niederdruckaufrechterhaltung in allen Betriebszuständen nur begrenzt möglich, sodass die Druckdifferenz an der Blende reduziert wird. Die Gewährleistung des Ausspeisevolumenstromes entsprechend des Referenzsystems wird durch eine Vergrößerung des Blendendurchmessers sichergestellt. Diese Gegebenheit ist anhand des flachen Verlaufs von Kennlinie 1' ggü. Kennlinie 1 ersichtlich. Die Kennlinie 2' ist beispielhaft für eine Druckabsenkung Δp am SPDBV angegeben, die

Kurvenschar (gestrichelt) darüber stellt den möglichen Verlauf der Gesamtkennlinie für geringere Druckabsenkungen dar. Die Volumenstromaufteilung ist für den gleichen Betriebszustand wie in Abbildung 3.1 dargestellt.

Nachfolgend sind die Simulationsergebnisse für das vorliegende Konzept dargestellt. Als Referenz in den Diagrammen dient das bereits bekannte Ergebnis der Versuchsreihen mit dem Referenzsystem. Das reduzierte Druckniveau an der Speisepumpe wird bei einem durch den Fahrschalter angekündigten Fahrrihtungswechsel sowie einer durch einen entsprechenden Drehzahlabfall an der Verbrennungskraftmaschine angekündigten aktiven Lastfall angehoben, um den Druckeinbrüchen, wie sie bereits beim Referenzsystem ersichtlich sind, auszuweichen (vgl. graue Linie in Abbildung 4.2 links oben). Als Konsequenz der Druckanhebung folgt ein erhöhter Ausspeisevolumenstrom (vgl. Abbildung 4.2 rechts unten). Diese ist auch dem aufgezeigten Systemverhalten in Abbildung 4.1 anhand der Kurvenschar zu entnehmen. Der Scheitelpunkt wandert durch den Druckanstieg nach oben und gleichzeitig nach rechts. Die im Referenzsystem weitreichende Volumenstrombegrenzung durch den Einsatz der Blende wird hier deutlich geschmälert. Die energetische Einsparung liegt im Y-Zyklus bei 38 % auf der hydraulischen Seite an der Speisepumpe. Auf den gesamten Energieverbrauch im Fahrentrieb der Beispielmachine bezogen entspricht dies einer Einsparung von 2,6 %. In Betriebszuständen wie der Konstantfahrt im Teillastbereich oder dem Leerlauf ist der Anteil aufgrund der geringeren Gesamtleistung höher. Zudem kann der Druck in diesen Betriebszuständen weiter abgesenkt und damit das Einsparpotenzial weiter gesteigert werden.

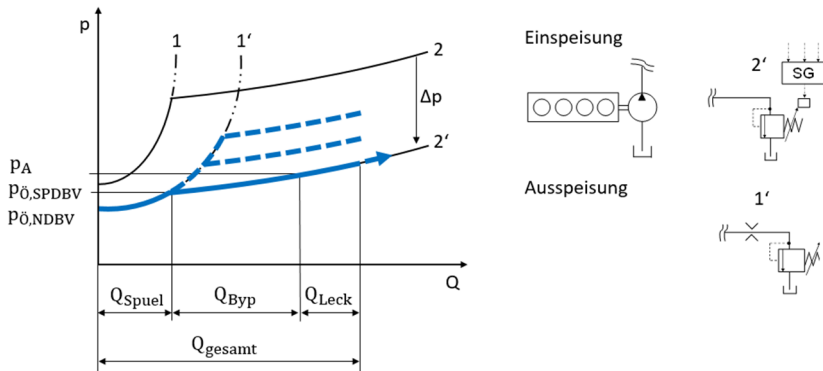


Abbildung 4.1: Systemverhalten des Konzeptes mit Verstell-SPDBV, vereinfachend dargestellt, ergänzt nach [4].

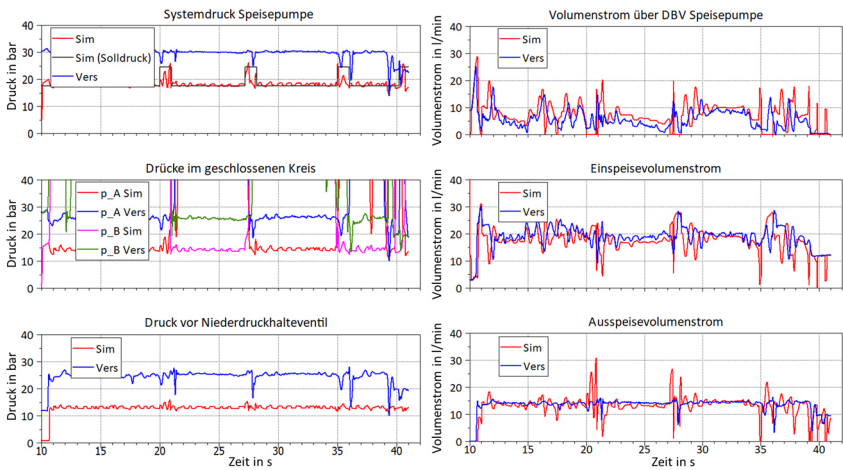


Abbildung 4.2: Druck- und Volumenstromverhalten im Spül- und Speisekreis Konzept 1 (Radlader im Y-Zyklus).

Konzept 2: Druckgeregelte Verstellpumpe

Im zweiten Konzept wird eine druckgeregelte Verstellspaispumpe zusammen mit den konventionellen Komponenten eingesetzt. Zur Gewährleistung des Ausspeisevolumenstromes wird hier analog zum vorherigen Konzept vorgegangen, entsprechend ist die Kennlinie 1' identisch. Die Kennlinie 2'' ergibt sich durch eine feste Einstellung unterhalb der im konventionellen System zum Tragen kommenden Kennlinie 2, aber oberhalb des Regeldruckes der Verstellpumpe gemäß Kennlinie 3. Aufgrund der begrenzten Dynamik des Schwenkverhaltens ggü. den dynamischen Lastschwankungen wird der Schwenkwinkel auf ein Minimum begrenzt. Nachfolgend sind die Druck- und Volumenstromverhältnisse dargestellt.

Das Ergebnis ist eine fast vollständige Eliminierung des Bypass-Volumenstromes über das SPDBV. Die Öffnung dessen beschränkt sich auf Betriebszustände einer Überversorgung durch den nach unten begrenzten minimalen Schwenkwinkel der Speisepumpe. Der damit verbundene Druckanstieg ist auch in dem Systemverhalten in Abbildung 4.3 anhand der gestrichelten Linie ersichtlich. Die energetische Einsparung liegt im Y-Zyklus bei 46 % auf der hydraulischen Seite an der Speisepumpe. Auf den gesamten Energieverbrauch im Fahrtrieb der Beispielmaschine bezogen entspricht dies einer Einsparung von 3,1 %. Im lastfreien Leerlauf entfällt bei Verwendung eines Spülventils mit geschlossener Mittelstellung der Spülvolumenstrom, wodurch sich der Volumenstrom entsprechend der Schwenkwinkelbegrenzung oder des Leckagevolumenstromes einstellt und die Einsparung gesteigert werden kann. In Betriebsszenarien geringer Auslastung wird das Einsparpotenzial mit vorliegendem Konzept geringer sein, da der Vorteil der Einsparung des Volumenstromüberschusses über das SPDBV entfällt.

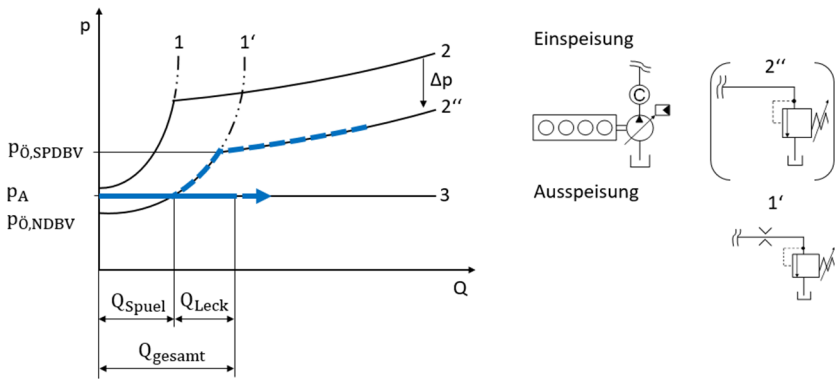


Abbildung 4.3: Systemverhalten des Konzeptes mit druckgeregelter Verstellpumpe, vereinfachend dargestellt, ergänzt nach [4].

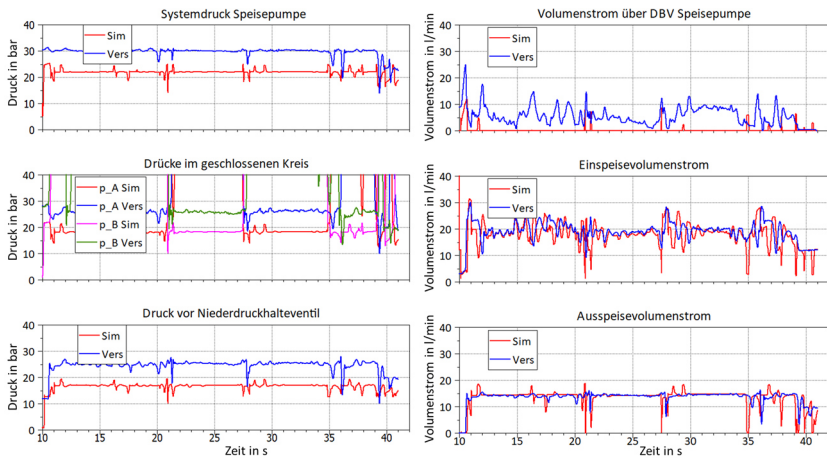


Abbildung 4.4: Druck- und Volumenstromverhalten im Spül- und Speisekreis Konzept 2 (Radlader im Y-Zyklus).

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Beitrag zeigt die Potenziale und Grenzen bedarfsgeregelter Spül- und Speisesysteme anhand zweier mit geringem Aufwand umzusetzender Konzeptansätze auf. Ausgehend vom Referenzsystem, welches einen geschlossenen Kreis im Fahrtrieb eines Radladers darstellt, wird im ersten untersuchten Konzept ein elektrisch-verstellbares Speisedruckbegrenzungsventil und im zweiten Konzept eine druckgeregelte Verstellpumpe eingesetzt. Herausforderungen ergeben sich insbesondere bei Lastwechsel und Fahrtrichtungsumkehr. Aus der numerischen Berechnung ergeben sich Energieeinsparungen von 38 % für den Einsatz des Verstell-DBVs und 46 % für den Einsatz der Verstellpumpe im Spül- und Speisekreis im Y-Zyklus. Bezogen auf den Energiebedarf des Fahrtriebs entspricht das für das hier betrachtete Referenzsystem einer Einsparung von 2,6 und 3,1 %.

Die Druckreduzierung konnte im vorliegenden Fall bis auf ein Niveau zur Vermeidung eines Schadens an den Axialkolbenmaschinen reduziert werden, da elektroproportionale Regler installiert sind. Alternativ kann dazu eine externe Versorgung der Verstelleinrichtungen von Pumpe und Motor, eine Speicherlandschaltung oder zukünftig eine vollelektrische Verstellung Abhilfe schaffen. Die Volumenstromreduzierung in den beiden betrachteten Systemen findet ohne Reduzierung des Spülvolumenstromes statt. Die mögliche Ausnutzung dieses Potenzials ist stark abhängig vom Systemaufbau hinsichtlich der thermischen Abschirmung. Ein Kompaktgetriebe innerhalb eines geschlossenen Getriebegehäuses steht hier beispielsweise einem Fahrtrieb in aufgelöster Bauform mit Einzelradantrieben gegenüber. Weitere Möglichkeiten energetischer Aufwertungen des geschlossenen Kreises, auch mit Fokussierung des Spül- und Speisesystems, werden in [1] aufgezeigt.

Danksagung

Der Inhalt des vorliegenden Beitrags basiert überwiegend auf dem Forschungsprojekt „Elektrisch-hydraulischer Hybrid im geschlossenen Kreis“, IGF-Vorhaben Nr. 19653. Die Autoren bedanken sich beim Forschungsverein Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. - FKM, dem Forschungsfonds Fluidtechnik des VDMA und den beteiligten Unternehmen zur Unterstützung des Projektes.

Literatur

- [1] Guo, J., Kossen, H.N.: Aufwertung hydraulischer Antriebe am Beispiel Radlader, 10. Kolloquium Mobilhydraulik, Braunschweig 2018
- [2] Bauer, G.: Ölhydraulik, Springer Fachmedien, DOI 10.1007/978-3-658-12344-4_13, Wiesbaden 2016
- [3] Gerretz, P.: Hydrogetriebe - Grundlagen, Bauglieder, Auslegung, Gestaltung, Springer-Verlag, 1977
- [4] Haberhauer, H.: Ein Beitrag zur Auslegung der Speise-Spüleinheit eines hydrostatischen Getriebes mit geschlossenem Kreislauf bei stationären und dynamischen Belastungen, Universität Dortmund, 1984
- [5] Matthies, H., Renius, K. Th.: Einführung in die Ölhydraulik, Springer Vieweg, Wiesbaden 2014
- [6] Volkswagen Aktiengesellschaft: Pumpe, Erfinder: Reinecke, H.-H., 15.02.2015, Patentschrift DE102014207070
- [7] Robert Bosch GmbH: Hydraulisches System mit einer Hauptpumpe und mit einer Speisepumpe, Erfinder: Mohn, U. G., Scheerer, R., 08.05.2013, Patentschrift DE102011117687
- [8] Mohn, G., Scheerer, R., Klaubert, D., Krämer, R. Spielvogel, Chr.: Mit variablen Hydrostaten – Effizienz auch in unteren Leistungsbereichen, 9. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe 2016

- [9] Linde Hydraulics GmbH & Co. KG: Hydrostatischer Antrieb im geschlossenen Kreislauf mit einem Hydrospeicher, Erfinder: Krittian, L., 06.08.2015, Patentschrift DE102013114039
- [10] Claas Industrietechnik GmbH: Speisedruckbegrenzungsventil für ein hydrostatisches Getriebe, Erfinder: Gohde, T., Ratzke, M., Verhorst, J.-W., 19.12.2011, Patentschrift EP2503195
- [11] Thomas Magnete GmbH: Hydrostatische Antrieb im geschlossenen Kreislauf und Verfahren zum Betrieb des Antriebs, Erfinder: Gambetti, A., Maxeiner, T., 04.01.2018, Patentschrift WO2018001546
- [12] Robert Bosch GmbH: Druckbegrenzungsventil und geschlossener hydraulischer Kreis mit einem Druckbegrenzungsventil, 20.06.2013, Erfinder: Gintner, J., Geprägs, M., Camurdan, H., Wanner, R., van Aalst, D., Patentschrift DE102011121052

Performanceverbesserung bei elektrifizierten mobilen Arbeitsmaschinen durch Einsatz von individuellen Akkusystemen

Uwe Kehn ¹

¹ Greening GmbH & Co. KG, Leutenbach, Deutschland

E-Mail: uwe.kehn@greening.de; Tel.: (+49)7195 9 04 33 11

Kurzfassung

Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen und Fahrzeugen ist derzeit als Megatrend klar zu erkennen. Jedoch weist die im Vergleich mit den fossilen Brennstoffen kleine Energiedichte der Li-Ion-Batterien sehr schnell die Grenzen von elektrischen Antrieben in Bezug auf Betriebsdauer und Reichweite auf. Akkusysteme die speziell für den jeweiligen Maschinentyp ausgelegt sind, bieten deutliche Performanceverbesserungen gegenüber verfügbaren Akkusystemen „von der Stange“. Das Potenzial der individuellen Akkusysteme wird aufgezeigt.

Schlagerworte: Akkusystem, Elektrifizierung, Performance

1 Einleitung

GreenIng arbeitet seit über 10 Jahren als Entwicklungspartner im Bereich der Fahrzeugelektrifizierung. Neben den Themen der Auslegung und Integration der elektrischen Antriebe haben wir in den letzten Jahren verstärkt

fahrzeugindividuelle Energiespeicher entwickelt. Seit Mitte letzten Jahres bauen wir in unserer neu gegründeten GreenIng Technologies GmbH & Co. KG im Manufakturbetrieb Energiespeicher für unsere Kunden. Gleichzeitig hat sich unsere Kundenlandschaft vom Großserien-Automobilhersteller sehr stark in Richtung von Herstellern von Sonder- und Kommunalfahrzeugen hin entwickelt.

Klimawandel durch CO₂-Emission, hohe Wirkungsgrade bei elektrischen Antriebssystemen, null-Emissionsforderungen im Bereich der Großstädte sind nur einige Argumente für den starken Trend zur Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen und Kraftfahrzeugen.

Vergleicht man die Energieinhalte von fossilen Kraftstoffen mit Li-Ion-Technik, unterscheiden sich diese um den Faktor 66. Wirkungsgradbereinigt ist es noch der Faktor 33. Aus diesem Grund stößt man schnell an die Grenzen der elektrischen Antriebssysteme hinsichtlich Einsatzdauer und Reichweite.

2 Geeignete Zellchemien für Arbeitsmaschinen

Der Aufbau eines Batteriesystems auf Basis der Li-Ion-Technologie lässt sich mit unterschiedlichen Zellchemien darstellen, welche alle unterschiedliche Eigenschaften mit sich bringen. Zu den gängigsten Zellchemien zählen:

LFP: Lithium-Eisenphosphat

NCA: Nickel-Cobalt-Aluminium

NMC: Nickel-Mangan-Cobalt

Die nachfolgenden Netzdiagramme dienen zur übersichtlichen Darstellung der Zellchemieeigenschaften.

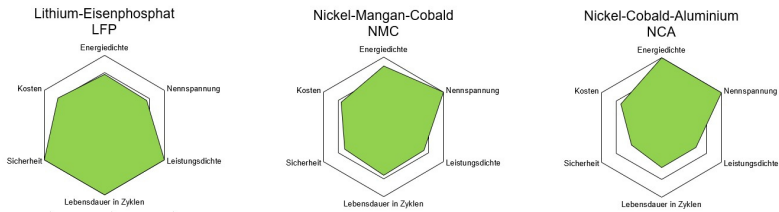


Abbildung 2.1: Netzdarstellung der Zellchemien.

Das grundsätzliche Gefahrenpotenzial, das von einer Li-Ionen-Batterie ausgeht, ist die thermische Instabilität und die damit verbundenen Zersetzungsreaktionen der Batteriekomponenten, welche im Extremfall zu einem unlöschbaren Brand führt. Die LFP-Zellechemie gilt als thermisch sehr stabil, womit hohe Temperaturen, Kurzschlüsse und Überladen nicht zu einem Brand führen. Dies ist bei den Zellchemien NMC und NCA nicht der Fall. Für die Anwendung in mobilen Arbeitsmaschinen bieten sich die deutlich beständigere LFP-Zellchemie an, da diese aufgrund der hohen thermischen Stabilität zudem geringere Anforderungen an das Thermomanagement stellt und damit einfachere Batteriesysteme ohne Kühlung dargestellt werden können.

3 Zulassungsprozedere Arbeitsmaschine vs. Kraftfahrzeug im Bereich Batterie

Die ECE-R100 ist eine der wichtigsten Zulassungsrichtlinien für elektrisch angetriebene Kraftfahrzeuge im Bereich Personen und Güterbeförderung. In der Richtlinie werden die sicherheitstechnischen Anforderungen an die Antriebsbatterie des Gesamtfahrzeugs definiert. Hauptgegenstand der Richtlinie stellen die neun kategorischen Prüfungen dar. Das Anforderungsprofil dieser Prüfungen lässt sich in die folgenden Kategorien unterteilen: mechanische, thermische und elektrische Belastung. Zudem kommt bei Arbeitsmaschinen oft die „Maschinenrichtlinie“ zur Geltung, welche sich ähnlich wie die ECE-R100 auf die

mechanische und die elektrische Sicherheit bezieht. Besonderes Augenmerk wird neben der Sicherheit, auf die Bedienbarkeit sowie die unumgehbaren Schutzvorrichtungen gelegt. Im Vergleich zu der absatzstarken KFZ-Industrie stellen für die deutlich stückzahlschwächeren Arbeitsmaschinen die hohen zulassungsrelevanten Aufwände nicht zu vernachlässigbare Kosten dar. Mit Blick auf die kostenoptimierte Zulassung von Arbeitsmaschinen, bietet sich ein standardisiertes Batteriemodul an.

Die ECE-R100 umfasst folgende Prüfungen:

1. Vibrationstest

Prüfverfahren: Sinusförmige Schwingung mit logarithmischem Sweep zwischen 7 Hz - 50 Hz, mehrmals durchlaufen.

Prüfungskriterien: Keine Elektrolytleckage, kein Bruch, kein Entgasen, kein Feuer, keine Explosion, Isolationswiderstand $> 100 \Omega/V$

2. Wärmeschock- und Zyklusprüfung

1. Erschütterungen
2. Mechanische Unversehrtheit
3. Feuerbeständigkeit
4. Externer Kurzschlusschutz
5. Überladungsschutz
6. Schutz gegen übermäßiges Entladen
7. Überhitzungsschutz

Überstromschutz ab 2023 Bestandteil der ECE-R100 Rev. 3

4 Übersicht verfügbarer Akkusysteme

Welche Module und Gesamtsysteme sind am Markt verfügbar? Vergleich der Eigenschaften. Im Folgenden werden 7 am Markt verfügbare Module miteinander verglichen:

Modul 1: Li-Ion, Kapazität 58 Ah, Energieinhalt 3,00 kWh, Nominalspannung 51,8 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 545 x 156 x 214, Gewicht 22,0 kg, Volumen 18,3 l, 6,1 l/kWh

Modul 2: Li-Ion, Brutto-Nennkapazität: 5,3 kWh, Nennspannung: 21,6 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 685 x 300/280 x 75 (280 ist die eigentliche Modulbreite / 300 ist die Breite über alles mit den Auflagestegen), Gewicht: 25,0 kg, Volumen 15,4 l, 2,9 l/kWh

Modul 3: LFP, Zelle 105 Ah, Energieinhalt 5,38 kWh, Nominalspannung 51,2 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 576 x 130 x 235, Gewicht 40 kg + Tragstruktur + BMS, Volumen 17,6 l, 3,27 l/kWh

Modul 4: LiPF 6, Zelle 80 Ah, Energieinhalt ? kWh, Nominalspannung 24 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 274 x 192 x 558, Gewicht 36 kg inkl. Gehäuse und BMS, Volumen 29,4 l

Modul 5: NMC 18650, Energieinhalt 59,00 kWh, Nominalspannung 370,0 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 1.176 x 704 x 370, Gewicht 361,4 kg inkl. Gehäuse und BMS, Volumen 306 l, 5,2 l/kWh

Modul 6: Batteriesystem Kapazität 96,6 Ah, Energieinhalt 9,7 kWh, Nominalspannung 100,8 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 727 x 307 x 182, Gewicht 57,5 kg inkl. Gehäuse und BMS, Volumen 40,6 l, 4,2 l/kWh

Modul 7: Batteriesystem Kapazität 37 Ah, Energieinhalt 25 kWh, Nominalspannung 661 V, Länge x Breite x Höhe (mm) 1.700 x 700 x 150, Gewicht 238 kg, Volumen 178,5 l, 7,17 l/kWh

5 Vergleich von Architekturen und Bauräumen unterschiedlicher Maschinen, Nutz- u. Sonderfahrzeugen

Antriebsstränge mobiler Arbeitsmaschinen werden meist Dieselhydraulisch ausgeführt. Hier treibt ein zentral angeordneter Dieselmotor ein hydraulisches System an und ermöglicht eine Vielzahl unterschiedlicher Antriebsstrangstrukturen. Exemplarisch werden im Folgenden 3 unterschiedliche Fahrzeugtypen betrachtet:

Kommunalfahrzeug

Stellvertretend für die Kommunalmaschinen wird hier die Kehmaschine untersucht. Kleinere Maschinen sind häufig als knickgelenkte Fahrzeuge ausgeführt. Größere sind mit einer Art Leiterrahmen versehen. Bei der Elektrifizierung entsteht durch Entfall von Dieselmotor und großen Teilen der Hydraulik bei den knickgelenkten Fahrzeugen Bauraum im hinteren Fahrzeugteil. Leiterrahmenfahrzeuge sind meist dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb in der Fahrzeugmitte zwischen den Achsen eingebaut wird.

Radlader

Der Radlader zeigt in seiner Grundarchitektur Verwandtschaft mit den knickgelenkten Kommunalfahrzeugen. Während der vordere Fahrzeugteil die „Arbeitsfunktion“ mit dazugehöriger Hydraulik und Fahrerhaus trägt, befindet sich in dem hinteren Fahrzeugteil Dieselmotor und Hydraulikantrieb.

Terminaltraktor

Der Terminaltraktor wird oft in Häfen und Logistikzentren eingesetzt. Er dient zum Ziehen und Rangieren von Sattelaufliegern und Containerchassis. In der Architektur unterscheidet er sich von den zuvor vorgestellten Fahrzeugen. Meist baut er auf einer Art Leiterrahmenstruktur auf. Der Dieselmotor, welcher in der Fahrzeugfront angeordnet ist, treibt über ein automatisch schaltendes Getriebe

mit Drehmomentwandler direkt die Hinterachse an. Über den Nebenantrieb wird die Hydraulikeinheit versorgt. Bei einer Elektrifizierung entstehen Bauräume außerhalb der Rahmenstruktur und im vorderen Bereich des Fahrzeugs.

6 Performancevergleich „Kaufbatterie“ vs. „Individualbatterie“

Welche Leistungsfähigkeit wird mit verfügbaren Batteriesystemen erreicht? Welches Potenzial kann mit einer individuell für den Anwendungsfall ausgelegten und konfigurierten Batterie gehoben werden? Die Fragestellung wird mit Beispielen und Anwendungsfällen anhand der ausgewählten Fahrzeugarchitekturen im Vortrag diskutiert.

7 Ansatz für eine skalierbare Standardisierung von Batteriemodulen

Die begrenzte Performance durch Einsatz von am Markt verfügbaren „Kaufbatterien“ zeigt, dass die individuelle Auslegung von Batteriesystemen ein erfolgsversprechender Ansatz ist. Allerdings steht der Performanceerhöhung der notwendige Entwicklungsaufwand und -kosten gegenüber. Letztere bringen den möglichen Einsatz von Batterieunikaten zum Scheitern. Ein Lösungsansatz können vorentwickelte skalierbare Batteriemodule sein. Die vorentwickelten Module ermöglichen einen höheren Reifegrad als Aufsetzpunkt und somit geringere Entwicklungskosten. Da die von den verschiedenen Fahrzeugarchitekturen definierten Einbauräume sich sehr stark unterscheiden, muss um einen möglichst hohen Füllgrad zu erreichen eine Skalierung der Standardmodule möglich sein. Der Entwickler und Hersteller von standardisierten Batteriemodulen bewegt sich in einem Spannungsfeld in welchem unter Berücksichtigung von

geometrischer Skalierbarkeit, möglichst große Vor-Zertifizierungsumfänge kosteneffizient dargestellt werden können, um die kundenspezifischen Entwicklungs- und Zertifizierungskosten der Gesamtbatterie gering zu halten. So werden Großteile der relevanten ECE-R100 (Rev. 3) Prüfungen bereits auf Moduleben vorvalidiert und reduzierte Prüfumfänge für Fahrzeug- und Arbeitsmaschinenhersteller erreicht.

8 Zusammenfassung/Ausblick

Klimawandel durch CO₂-Emission, hohe Wirkungsgrade bei elektrischen Antriebssystemen, null-Emissionsforderungen im Bereich der Großstädte sind nur einige Argumente für den starken Trend zur Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen und Kraftfahrzeugen.

Batteriesysteme sind heute überwiegend aus Li-Ion-Batteriezellen aufgebaut. Das Gefahrenpotenzial das von diesen ausgeht, ist die thermische Instabilität und die damit verbundenen Zersetzungsreaktionen der Batteriekomponenten. Zum Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen bietet sich die robuste und chemisch stabile LFP-Zellchemie an, bei der auch ein einfaches Thermomanagement umgesetzt werden kann.

Die ECE-R100 ist eine der wichtigsten Zulassungsrichtlinien für elektrisch angetriebene Kraftfahrzeuge im Bereich Personen und Güterbeförderung. In der Richtlinie werden die sicherheitstechnischen Anforderungen an die Antriebsbatterie des Gesamtfahrzeugs definiert. Hauptgegenstand der Richtlinie stellen die neun kategorischen Prüfungen dar. Das Anforderungsprofil dieser Prüfungen lässt sich in die folgenden Kategorien unterteilen: mechanisch, thermisch und elektrische Belastung.

Ein Vergleich der Eigenschaften von 7 am Markt verfügbaren Modulen zeigt die Bandbreite der technischen Lösungen aber auch die teilweise eingeschränkte technische Performance von Elektrifizierungskonzepten an den Beispielen

Kommunalfahrzeug, Radlader und Terminaltraktor und gibt einen Ausblick auf das Potenzial von speziell für das Fahrzeug ausgelegte Akkusysteme. Allerdings steht der Performanceerhöhung der notwendige Entwicklungsaufwand und -kosten gegenüber. Die vorentwickelten Module ermöglichen einen höheren Reifegrad als Aufsetzpunkt und somit geringere Entwicklungskosten.

Cooling of high power density electrical drive units for mobile machinery

Christoph Ellenrieder¹, Benedikt Reick¹ and Marcus Geimer²

¹ Hochschule Ravensburg-Weingarten, Weingarten, Deutschland

E-Mail: christoph.ellenrieder@rwu.de; Tel.: (+49)751 501 9656

² Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland

Abstract

In this proceeding the demand for a high power density of drives in mobile machinery and their constraints are described. To achieve a high power density with electrical machines liquid cooling is a favoured option. Usually it is state of the art to use cooling jackets in those machines due to manufactureability and robustness. The behaviour of often used rectangular channel structures is well known and can be described with basic thermodynamics. Possible improvements by using vortex generators inside the channel of a cooling jacket structure are discussed. A basic dimple geometry is shown and also evaluated for a cooling spiral.

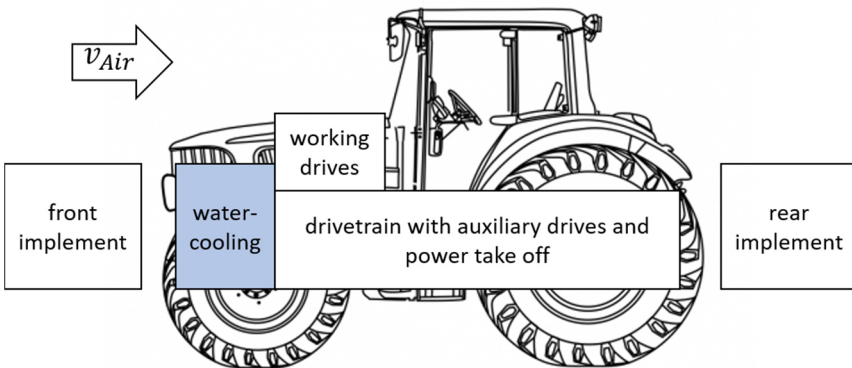
Keywords: power density, cooling of electrical machines, cooling jackets, vortex generator, dimple structures

1 Introduction

The application of electrical machines (EMs) for mobile machinery was analysed in many concepts and tested in prototypes in the past years [1–9]. EMs were used

- as drive unit or wheel hub drives for battery electric machinery,
- as variator drives in electric continuously variable transmissions,
- as drives for mechanical power take offs
- as drives for implements (wheel or working drive)
- and as a generator to supply electrical power for consumers.

Most of the studies conclude with high system efficiencies through the application of EMs. But also, limits of EMs regarding power density and permanent power are stated. Figure 1.1 shows a schematic side view of a tractor with possible positions for EMs. Also boundary conditions for cooling are indicated. For vehicle mounted drives, water and air cooling can be taken into account and for implements, mainly air cooling is suitable.



Tractor picture: happycolorz.de/fahrzeuge/tractor, 11/2020

Figure 1.1: Schematic side view of a tractor.

An analysis of the used drives results in Table 1.1, which compares two positions of EMs, on the machine and on the implement. Air-cooling for EMs on mobile machinery is limited by poor air flow due to low relative speeds or if the EM is cooled by a fan, contamination (e.g. dust or mud) is likely to occur. Therefore, a fluid cooling concept for EMs seems attractive, which is substantiated by high power densities and a lack of available space on the tractor. Water and oil could be supplied on a conventional tractor (engine radiator, drivetrain lubrication and cooling). Water supply is basically not available on implements. Hydraulic cooling might be supported on the implement [10].

Table 1.1: A qualitative comparison of positions and boundary conditions for electric machines on mobile machinery

Boundary condition	EM on tractor	EM on implement
Air flow	o / -	o
Water supply (cooling)	++	--
Oil supply (cooling)	++	+
Contamination	o	--
Electricity supply	+	+
Available space	-	+

Due to this first analysis, the paper focusses on fluid cooled EMs, positioned on the machine itself. Because heat transfer coefficients are normally higher for water than for oil, a water cooling is favoured. Another reason being the high permanent power demand resulting from the fact that a significant amount of energy is required for driving but also in working processes.

The continuous power of EMs, can be described by the S1 duty cycle, which is mainly capsized by heat dissipation described in depth in chapter 2. In chapter 3.1 a short look on thermodynamics gives some insights about parameters which allow to influence the efficiency of the cooling. Furthermore in chapter

3.2 and 3.3 CFD models are prepared and a possibility to optimize a state of the art cooling structure is proposed.

2 Cooling of electrical machines

A comparison between hydraulical and electrical energy conversion involves multiple dependencies for both domains. According to [11–14] the boundary conditions like load profile, cooling situation, available build volume and the mechanical transmission have to be taken into account for EMs.

2.1 Design parameters of electrical machines

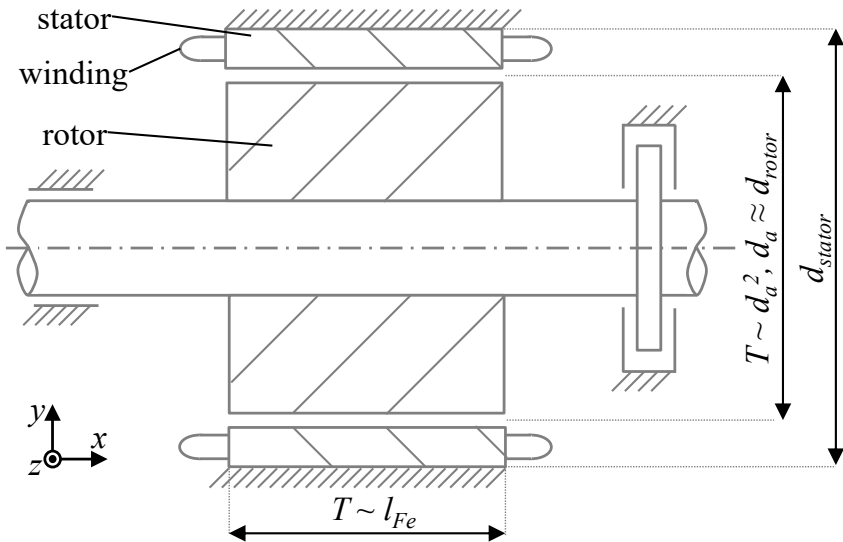


Figure 2.1: Main design dimensions for electrical machines according to [1].

Looking at EMs, depicted in Figure 2.1, the main design parameters are the air gap diameter d_a and active length l_{Fe} of the iron core. Furthermore the outer diameter including the stator and the total length including the winding heads are depending on d_a and the pole number p .

To estimate the torque

$$T = \frac{\pi}{2} \cdot \sigma \cdot d_a^2 \cdot l_{Fe} = \frac{1}{2\pi} \cdot C \cdot d_a^2 \cdot l_{Fe} \quad (2.1)$$

available from given dimensions the rotary thrust σ in $\left[\frac{kN}{m^2}\right]$ or the utilization number C in $\left[\frac{kW \cdot min^{-1}}{m^3}\right]$ have to be taken into account. These quantities have a huge variation where σ is inbetween $25 \text{ kN}/m^2$ to $75 \text{ kN}/m^2$ for a power demand between 10 kW to 1 MW according to [14]. When looking at the influences on the rotary thrust

$$\sigma = \frac{z_c I_c}{\pi \cdot d_a} \cdot B = A \cdot B \quad (2.2)$$

the main parameters that can be influenced in this equation are either the magnetic flux B which is a material parameter due to excitation or the current density A , formed by the number of conductors z_c and the current of one conductor I_c , which is thermally limited and thus is permanent power defining. With a conservative approach from [11] σ is approximately $16.4 \text{ kN}/m^2$ for asynchronous motors (ASM) and $32.2 \text{ kN}/m^2$ for permanent magnet motors (PSM). When looking at the dimensions (d_a, l_{Fe}) of electrical machines and their power output

$$P = 2\pi \cdot T \cdot n = C \cdot d_a^2 \cdot l_{Fe} \cdot n \quad (2.3)$$

the rotational speed n is relevant as well. In different approaches, e.g. [11, 15, 16], n is increased to decrease the build volume as can be seen in Figure 2.2.

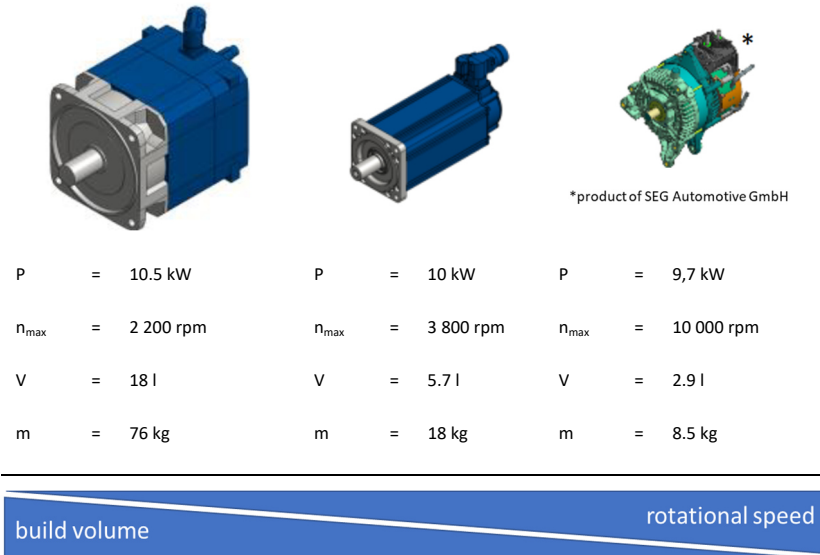


Figure 2.2: Speed dependency of build volume of electrical motors [17–19].

When focusing on the power density only, for these drives a high speed concept seem attractive. Then, in addition high ratio transmissions are required.

Figure 2.3 shows the resulting size comparison of energy converters with similar working conditions (rotational speed, power output, torque) [13]. The electrical drive unit achieves a power density of 916 kW/m³ whereas the hydraulical unit has a power density of 3566 kW/m³.

A blur in this investigation, which is also stated by the author, is that the whole powertrain including e.g. shafts, gears or control-units should taken into account. Also, power density is a function of the volume and not a constant.

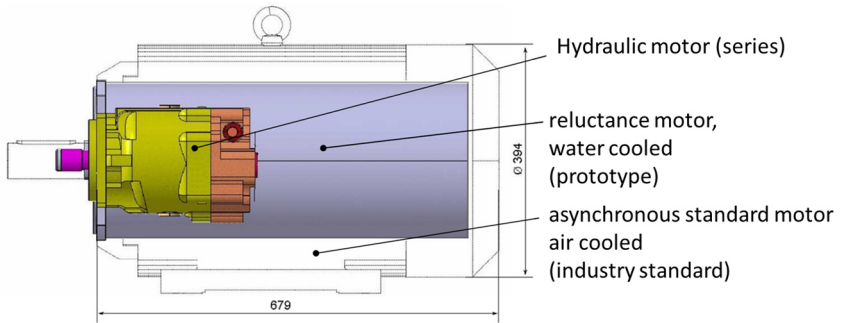


Figure 2.3: Build volume of a hydraulic serial motor, an air cooled and a water cooled electrical machine [13].

2.2 State of the art cooling of electrical machines

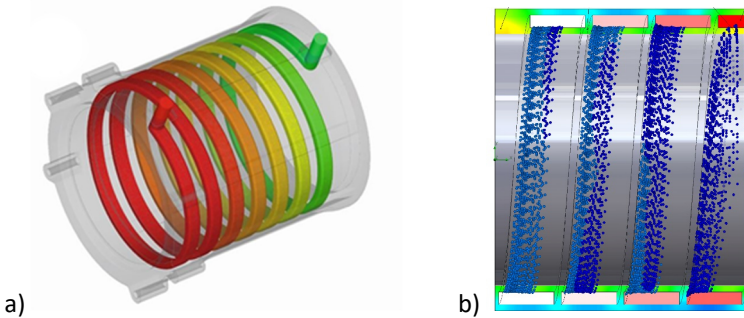


Figure 2.4: a) Axial thermal gradient of a cooling jacket [20] and b) calculated thermal gradient of a cooling jacket.

Currently an often used design for water cooling is the use of a cooling jacket with a water spiral. The advantage of this is a high contact area for cooling and the usage of well-known manufacturing processes e.g. turning and milling. Disadvantageous is that the coolant is moving in only one direction. This results in an axial temperature gradient as can be seen in Figure 2.4. Followed by a

power derating when regarding the maximum temperature of the insulating materials subdividing the conductors is reached at any point, which is classified e.g. with 155 °C for class F or 180 °C for class H.

There are other approaches where the cooling is highly integrated in either the electric conductors [21] or integrated within the winding [22]. Likely disadvantages of those systems are complex manufacturing processes resulting in high cost and mechanical complexity.

Alternatives to the spiral structures in the cooling jacket are being researched in [23], as can be seen Figure 2.5 a), and also manufactured by chill casting in a quite similar approach by Volkswagen in the electric drive unit of the e-Golf [24] shown in Figure 2.5 b). The different shape of the inserted drop-like structure can result from limits like a minimum wall thickness in the casting process.

The casting process of a similar cooling structure is presented as a cheap manufacturing method in [20] where the cooling jacket with the inserted structure is chill casted. The cooling jacket is thermally joined with an also chill casted motor housing.

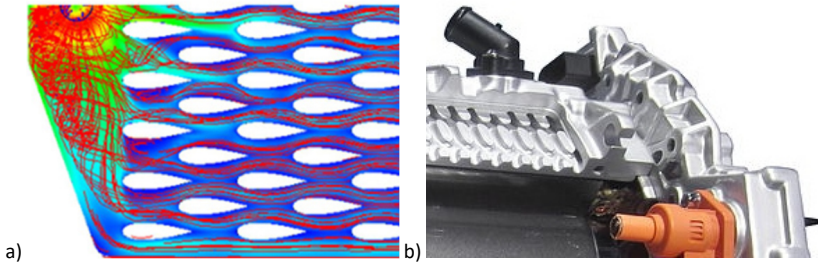


Figure 2.5: a) Alternative cooling structures acc. to [23] and b) sectional model of VW e-Golf electric motor at IAA 2015 [24].

3 Simulation of cooling mechanism

The previously presented approaches are based on complex structures which are examined either by CFD simulations or by testing and measuring the performance of the structure. To get a first impression about the main factors on the cooling, the cooling spiral is broken down into the basics of thermodynamics in the following steps.

3.1 Simplification of a cooling geometry

Assuming the radius of a cooling jacket becomes infinite, the geometry can be interpreted as two plates forming a channel. The effect of curvature will be examined in chapter 3.2.

To calculate the behaviour of a cooling channel mainly consisting of two plates the Reynolds number [25]

$$Re = \frac{w \cdot d_H}{\nu} \quad (3.1)$$

with flow velocity w and viscosity ν is considered. The hydraulic diameter d_H of two plates with distance s can be described as

$$d_H = 4 \cdot \text{circumference} \cdot \text{diameter} = 2 \cdot s. \quad (3.2)$$

The Nusselt number, comparing convective heat transfer to conduction, is

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_H}{\lambda}. \quad (3.3)$$

With constant material properties, the heat transfer coefficient α influences dominantly the heat flux. The heat transfer coefficient α is influenced by geometry, flow type (laminar/turbulent), flow velocity, temperature difference and fluid properties [26]. Corresponding Nusselt numbers are found in literature e.g. [27].

In this case with constant average fluid velocity and constant inlet temperature a temperature profile as shown in Figure 3.1 builds up along the surface. This is the so called thermal boundary layer whose thickness

$$\delta_T \approx \frac{\lambda}{\alpha} = \sqrt{\pi} \sqrt{\frac{a \cdot x}{w_m}} \tag{3.4}$$

increases with the square root of x along the plates and eventually touches other limiting boundary elements.

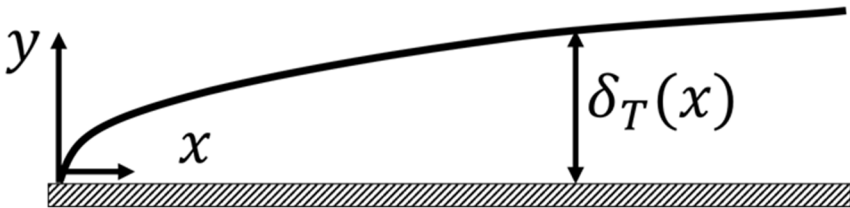


Figure 3.1: Thermal boundary layer of a flow along a plate according to [28].

3.2 Investigation of vortex generators influence on the basic geometry

Carrying out thermal simulations of the above geometry, shows the thermal layering of the coolant in Figure 3.2. As expected, the warm layer is at the bottom and becomes more distinct along the cooling channel.

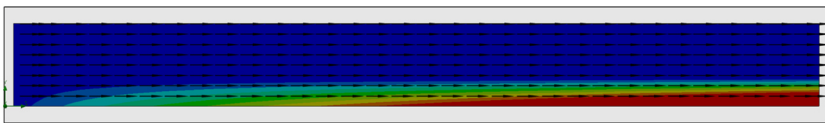


Figure 3.2: Thermal layering of the coolant along the cooling channel.

The convective heat transfer

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (\vartheta_{Surface} - \vartheta_{coolant}) \quad (3.5)$$

depends on surface area A , heat transfer coefficient α and temperature difference. An increase of heat transfer due to mixing the fluid by vortex generators like dimples can be achieved [29].

In Figure 3.3 the effect of varying dimple depths on the surface temperature are shown by CFD results. In this case, the structure helps to reduce the maximum surface temperature by about 20 K (comparison left to right).

Boundary conditions:

Coolant: $Q = 6 \frac{l}{min}$ @ 20 °C, uniform flow at inlet, $p_{outlet} = 101.3 \text{ kPa}$

Walls: $\dot{Q}_{bottom} = 600 \text{ W}$, others adiabatic, $A_{cooling,surf} = 10000 \text{ mm}^2$

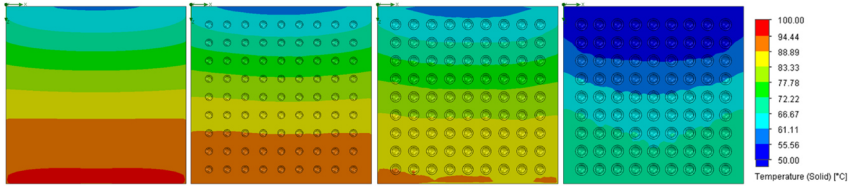


Figure 3.3: Reduction of the surface temperature by the use of dimples with varying depth (left: no dimples, right: dimples with maximum depth).

3.3 Influence of a vortex generator in a cooling spiral

The previous approach does not take into account the forces (e.g. centrifugal forces) due to the curvature of the channel which results in a higher pressure drop, showing in the pressure loss coefficient ζ in Table 3.2 but also an increased mixing of the coolant. The pressure loss of this part is proportional [30] with density ρ and velocity v by

$$\Delta p \sim \zeta \cdot \rho \cdot v^2. \quad (3.6)$$

Table 3.2: ζ -values for curvatures of pipes with 90° bend [31]

R/d		1	2	3	4
ζ -value	even	0.21	0.14	0.11	0.09
	rough	0.51	0.30	0.23	0.18



The literature mainly describes pipes in this context. To investigate the behaviour of the coolant in a squared channel spun as a spiral, a CFD simulation using the model shown in Figure 3.4 a) was conducted. The flow of the coolant is indicated in Figure 3.4 b) by the red arrow. The results are shown for one winding of a spiral from the sideview. In Figure 3.5 the spiral without dimples is shown. It represents a state of the art cooling jacket. In this case the coolant temperature is increased from 20 °C at the inlet to approx. 25 °C whereas the inner wall has a peak temperature of approx. 90 °C. When adding dimples to the structure, the outlet temperature of the coolant slightly increases but the inner wall temperature sees a drop in the maximum temperature of about 7 °C, see Figure 3.6. Pressure drops should be paid attention to when adding vortex generators. In this case the slightly increased pressure drop can be neglected.

Boundary conditions:

Coolant: $Q = 6 \frac{l}{min}$ @20 °C, uniform flow at inlet, : $p_{outlet} = 101.3 kPa$

Walls: $\dot{Q}_{innerSpiral} = 2500 W$, others adiabatic, $A_{cooling,surf} = 66628 mm^2$

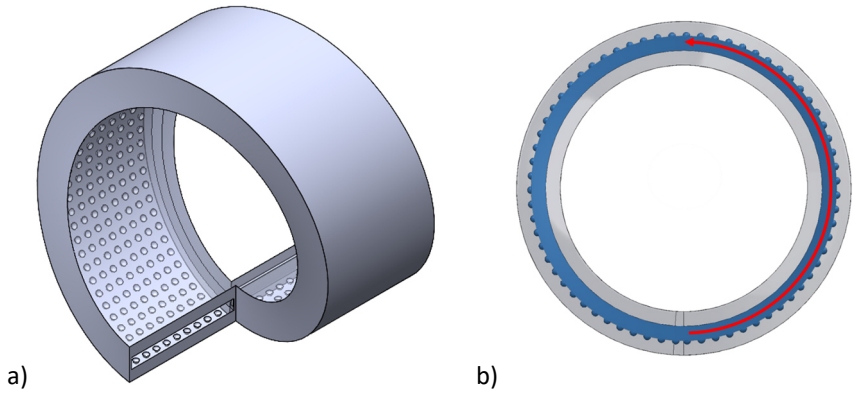


Figure 3.4: a) isometric view of a single cooling spiral turn with dimples and b) side view of spiral turn with flow direction.

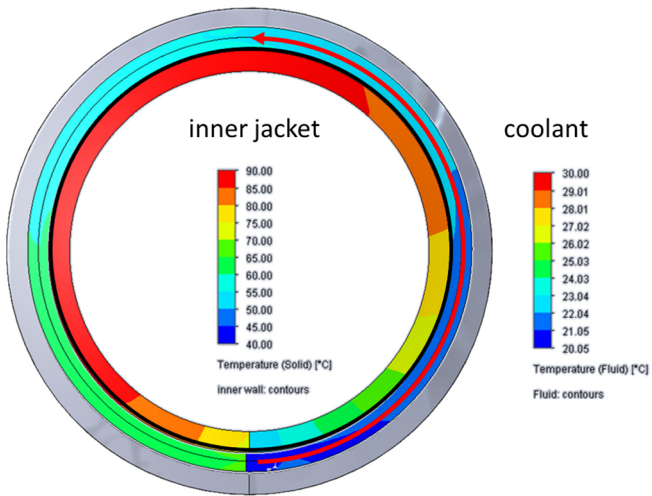


Figure 3.5: coolant and surface temperatures for a spiral cooling jacket.

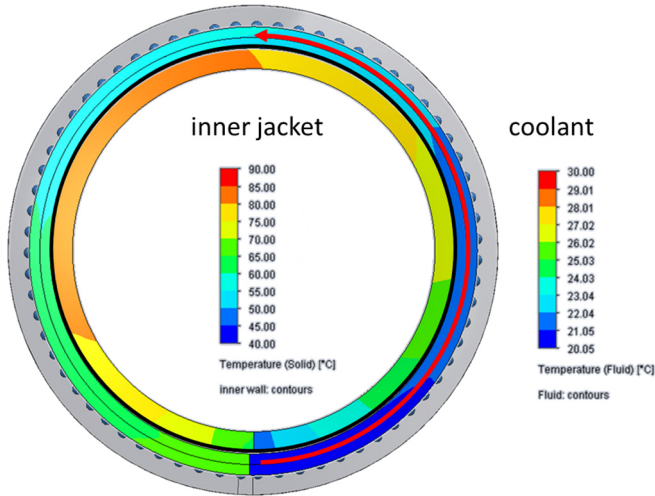


Figure 3.6: coolant and surface temperatures for a spiral cooling jacket with added vortex generators.

4 Conclusion and outlook

In this proceeding an overview about the basic design parameters for EMs was given. It was shown that the cooling is an important part of EMs and the state of the art in research and industry was presented. In the next steps the basic approach to calculate the cooling in channels was described. The mechanics of dimples to improve the performance of the cooling was looked into. For a square channel an advantage of a 20 K cooler surface temperature was achieved. When looking at a spiral, with the better mixed coolant compared to the square channel, the implementation of the same dimples still bring an advantage of 8 K.

These investigations show that by adding vortex generators to state of the art cooling the performance can be increased. In future studies different vortex

generators will be investigated as well as their distribution. The performance and manufacturability will be evaluated, like for instance the 3D profiles in Figure 4.1.

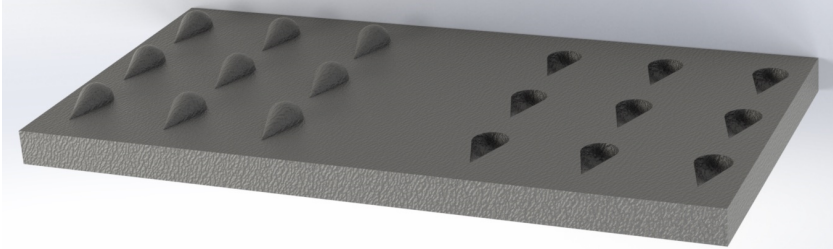


Figure 4.1: Proposed 3D-structures for increasement of turbulences.

Another possibility is to locally add vortex generators to increase Nu near hot spots i.e. like the winding heads. This can help to better utilize the insulating materials by reducing the thermal stress in these hot spots. From this a method to design locally modified heat dissipation can be developed, to adapt the heat transfer coefficient along the cooling channel in such a way that temperature gradients can be reduced or even eliminated.

For such a method distributed loss models of electric motors have to be simulated. These models then have to be evaluated with load profiles and then integrated within CFD simulations resulting in a multi physics simulation.

Modern manufacturing processes like metal 3D printing can be used to create prototypes for these investigations. Finally measurements can be carried out with prototypes to refine simulation models and to verify the simulation results.

The 3D printing technology enables a large spectrum of possible vortex generating structures as there is less limits e.g. for the structures wall thickness in comparison to casting processes. Also the technology allows to vary materials with different heat transfer properties.

References

- [1] B. Reick, Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. Dissertation. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2018.
- [2] F. Reinmuth, Ermittlung der Potentiale zur Elektrifizierung von Landmaschinen. Dissertation. Aachen: Shaker, 2013.
- [3] M. Wünsche, Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2005. Dresden: TUDpress Verl. der Wiss., 2005. [Online]. Available: http://deposit.dnb.de/cgi-bin/dokserv?id=2671900&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm
- [4] R. Gugel, Stufenloser elektromechanisch leistungsverzweigter Antrieb für Arbeitsgeräte, 2009. [Online]. Available: <https://books.google.de/books?id=nh8VSQAACAAJK>. Hahn, Einsatzmöglichkeiten elektrischer Antriebe für landwirtschaftliche Maschinenkombinationen. Zugl.: Hohenheim, Univ., Diss., 2011. Aachen: Shaker, 2011.
- [5] T. Barucki, Optimierung des Kraftstoffverbrauches und der Dynamik eines dieselelektrischen Fahrtriebes für Traktoren. Dissertation. Dresden, 2001.
- [6] M. Götz, M. Fellmann, and K. Grad, "Elektrifizierung und Hybridisierung bei Landmaschinen - Konzepte und Vorteile," in Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 4. Fachtagung [des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie], 20. Februar 2013, Karlsruhe, 2013.
- [7] B. Pichlmaier, W. Breu, and A. Szajek, "Elektrifizierung bei Traktoren," (in De;de), ATZ Offhighway, vol. 7, no. 1, pp. 78–88, 2014, doi: 10.1365/s35746-014-0155-x.

- [8] M. Heckmann, Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Achsantrieben für mobile Arbeitsmaschinen unter Berücksichtigung betriebstypischer Einsatzbedingungen. München, 2015.
- [9] M. Geimer and C. Pohlandt, Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen: KIT Scientific Publishing, 2014. Accessed: Oct. 30 2019.
- [10] Svetlana Zhitkova, Björn Riemer, David Franck, Kay Hameyer, and Richard Zahoransky, "Hochdrehzahlmotoren für mobile Arbeitsmaschinen," in Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 4. Fachtagung [des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie], 20. Februar 2013, Karlsruhe, 2013, pp. 113–123. Accessed: Nov. 7 2019. [Online]. Available: <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000033474>
- [11] R. Fischer, Elektrische Maschinen, 13th ed. München: Hanser, 2006.
- [12] M. Gallmeier, Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen. München, 2000.
- [13] E. Hering, R. Martin, J. Gutekunst, and J. Kempkes, Eds., Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbauer. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [14] T. Pietrzyk, K. Schmitz, S.-R. Lee, D. Roth, and G. Jacobs, "Entwicklung und Auslegung einer elektro-hydraulischen Achse mit einem 48 V High-Speed-Antrieb zur Dezentralisierung der Arbeitshydraulik eines Kompaktbaggers," in Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, vol. 67, Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe, W. V. f. M. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arb, Ed., Karlsruhe, Baden: KIT Scientific Publishing, 2019.

- [15] D. J. Roth, G. Jacobs, A. Kramer, M. Krech, T. Pietrzyk, and K. Schmitz, "Bauraumreduktion durch Drehzahlenhebung – Einsatz von High-Speed-Antrieben in elektro-hydraulischen Linearaktuatoren für mobile Anwendungen," in *Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik*, vol. 67, *Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung*, 20. Februar 2019, Karlsruhe, W. V. f. M. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arb, Ed., Karlsruhe, Baden: KIT Scientific Publishing, 2019.
- [16] Robert Bosch GmbH, Starter Motors and Generators. [Online]. Available: https://www.bosch-press.de/pressportal/de/media/migrated_download/de/BRS_Broschüre_RZ_de.pdf
- [17] Siemens AG, "1FT7132-5AB74-1NK0: Technisches Datenblatt," *Technisches Datenblatt*, 2018.
- [18] Robert Bosch GmbH, "IndaDyn S MSK071D-0300," *Technisches Datenblatt*, 2018.
- [19] F. J. Feikus, P. Bernsteiner, R. F. Gutiérrez, and M. Łuszczak, "Weiterentwicklungen bei Gehäusen von Elektromotoren," *MTZ Motortech Z*, vol. 81, no. 3, pp. 42–47, 2020, doi: 10.1007/s35146-019-0180-5.
- [20] dynamic E flow GmbH, dynamic E flow — Capcooltech.Capcooltech. [Online]. Available: <https://www.dynamiceflow.com/capcooltech> (accessed: Apr. 3 2020).
- [21] Fraunhofer, Direktgekühlter Elektromotor aus Kunststoff. [Online]. Available: <https://www.fraunhofer.de/de/presse/presseinformationen/2019/februar/direktgekuehlter-elektromotor-aus-kunststoff.html> (accessed: Apr. 3 2020).

- [22] N. Karras, "Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf," Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrtwesen (IVK), Universität Stuttgart, Stuttgart, 2017.
- [23] Hanno Jelden, Peter Lück, Georg Kruse, Jonas Tausen, "Der elektrische Antriebsbaukasten von Volkswagen," MTZ - Motortechnische Zeitschrift, vol. 2014, no. 2, pp. 14–20, 2014.
- [24] P. Stephan, S. Kabelac, and M. Kind, VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, 12th ed., 2019.
- [25] R. Marek and K. Nitsche, Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben, 3rd ed. München: Hanser, 2012. [Online]. Available: <http://www.hanser-elibrary.com/action/showBook?doi=10.3139/9783446433205>
- [26] Verein Deutscher Ingenieure; VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, VDI-Wärmeatlas: Mit 320 Tabellen, 11th ed. Berlin: Springer Vieweg, 2013.
- [27] H. D. Baehr and K. Stephan, Wärme- und Stoffübertragung, 8th ed. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. [Online]. Available: <http://gbv.eblib.com/patron/FullRecord.aspx?p=1538474>
- [28] J. Chen, H. Müller-Steinhagen, and G. G. Duffy, "Heat transfer enhancement in dimpled tubes," Applied Thermal Engineering, vol. 21, no. 5, pp. 535–547, 2001, doi: 10.1016/S1359-4311(00)00067-3.
- [29] H. Dubbel, J. Feldhusen, and K.-H. Grote, Eds., Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 24th ed. Berlin: Springer, 2014. [Online]. Available: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=859646>

- [30] L. Böswirth, Technische Strömungslehre: Lehr- und Übungsbuch, 7th ed. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2007.

InED – Integrated Electric Drive High Power – Low Voltage

Martin Heintze¹, Henning Schweden¹ und Michael Kleinmann¹

¹ *stoba e-Systems GmbH, Weinstadt, Deutschland*

E-Mail: martin.heintze@stoba-esystems.com; Tel.: +49 (151) 21398293

E-Mail: henning.schweden@stoba-esystems.com; Tel.: +49 (171) 8129715

E-Mail: michael.kleinmann@stoba-esystems.com; Tel.: +49 (171) 43875237

Kurzfassung

Neben dem Automobilmarkt befinden sich auch viele andere Bereiche, wie z. B. der Sektor der nicht-straßengebundenen Maschinen und Geräte (NRMM) im Wandel und sind ebenfalls auf zukunftssichere Antriebe angewiesen. Auch hier ist eine Weiterentwicklung durch die Verschärfung der Grenzwerte bei den Fahrzeugemissionen durch das in Kraft treten der EU-Verordnung 2016/1628 getrieben, welche wohl in absehbarer Zeit weiter verschärft wird. Viele auf dem Markt befindliche elektrische Antriebssysteme sind als Hochvolt-Systeme ausgeführt. Damit geht eine hohe Anforderung an die Sicherheit des Systems einher, z. B. Isolationsüberwachung und Berührungsschutz. Durch Reduzierung der Spannung auf unter 60 V sinken die Gefahren bei Wartungsarbeiten und der Aufwand bei den benötigten Schutzmaßnahmen. Sollen weiterhin Antriebe mit größeren Leistungen realisiert werden, sind nun große Ströme im Motor und der Batterie notwendig.

Der Integrated Electric Drive – kurz InED – der stoba e-Systems ist ein komplettes Antriebssystem bestehend aus den Komponenten Motor, Wechselrichter, Batterie und Steuerung. Der Motor, Wechselrichter und die Steuerung bilden

eine kompakte Antriebseinheit und decken einen Leistungsbereich von 10 kW bis 100 kW ab.

Mit konstruktiven und schaltungstechnischen Maßnahmen werden hohe Ströme in mehrere, kleinere Ströme aufgeteilt. Durch die Integration des Wechselrichters in den Motor entfallen Hochstromverbindungen über Kabel zwischen diesen beiden Komponenten. Diese Antriebseinheit ist leicht in ein Fahrzeug oder eine Maschine zu integrieren und benötigt lediglich wenige Steuersignale und Versorgung mit Energie und Kühlung. Mit dem Wegfallen einiger Kabeldurchführungen und Steckern wird so, gerade im Bereich von Bau- und Landwirtschaftsmaschinen in staubigen und nassen Umgebungen, die Robustheit des Gesamtsystems erhöht.

Schlagnworte: InED, Niederspannungsantrieb, Mehrphasen-Maschine, integriertes Antriebssystem

1 Treiber der Elektrifizierung

Steigende Umweltaforderungen und hoher Kostendruck stellen die Nutzfahrzeugindustrie vor enorme Herausforderungen, bieten aber durch einen Paradigmenwechsel hin zu effizienteren Systemen auch große Chancen zur Etablierung neuer und innovativer Produkte. Bereits in den letzten Jahren hat sich an praktischen Beispielen zeigen lassen, dass sich durch die Elektrifizierung deutliche Effizienzsteigerungen erzielen lassen (siehe Kapitel 6).

Die massiv an Geschwindigkeit aufnehmende Elektrifizierung im Mobilitätssektor führt dazu, dass die Preise für elektrische Energiespeicher in den letzten Jahren drastisch gefallen sind und dadurch batterieelektrische Systeme auch für viele neue Anwendungen attraktiv werden. Neben den Kosten für Batterien führt dieser Trend auch dazu, dass die Verfügbarkeit von viele weitere Komponenten aber auch das Know-How für elektrische Antriebsstränge steigt.

Das große Thema der nächsten Jahre wird es sein, diese Transformation aus dem Mobilität-Sektor auch in viele andere Anwendungen zu übertragen, in denen die Einstiegshürden einer kosteneffizienten Elektrifizierung bisher zu hoch waren.

Die Mission der stoba e-Systems ist es daher, eine Plattform zu schaffen, die eine breite Einführung von elektrischen Antriebssystemen auf 48-V-Basis ermöglicht.

2 Was genau ist „48 V“

Mit dem Schlagwort 48 V wird ein Spannungsbereich der Elektro- und Hybridfahrzeugen adressiert, welcher in der Spannungslage über den herkömmlicher Bordnetzspannungen von 12 V und 24 V liegt aber unter der Berührungsschutzgrenze von 60 V. Hauptmotivation für die Einführung eines solchen Bordnetzes ist es, die verfügbare Leistung für elektrische Verbraucher zu steigern und gleichzeitig die Aufwände, welche sich aus der elektrischen Berührungssicherheit und des Personenschutzes aufgrund von Spannungen über 60 V ergeben zu minimieren.

Aus technischer Sicht ist für die Ausgestaltung eines solchen Bordnetzes die VDA-Empfehlung VDA320 (VDA 320 - Elektrische und elektronische Komponenten im Kraftfahrzeug 48V-Bordnetz, 2014) und die daraus abgeleitete und in der finalen Freigabe befindliche Norm ISO 21780 (ISO 21780:2020 - Road vehicles — Supply voltage of 48 V — Electrical requirements and tests, 2020) führend, welche die zulässigen Spannungslagen definieren, aber auch technische Maßnahmen und Prüfungen festlegen, welche die Kompatibilität und Sicherheit von 48-V-Komponenten sicherstellen sollen. Kern hierbei ist ein nomineller Spannungsbereich von 36 V bis 52 V mit entsprechenden temporären und dauerhaften Unter- und Überspannungsbereichen (Abbildung 2.1).

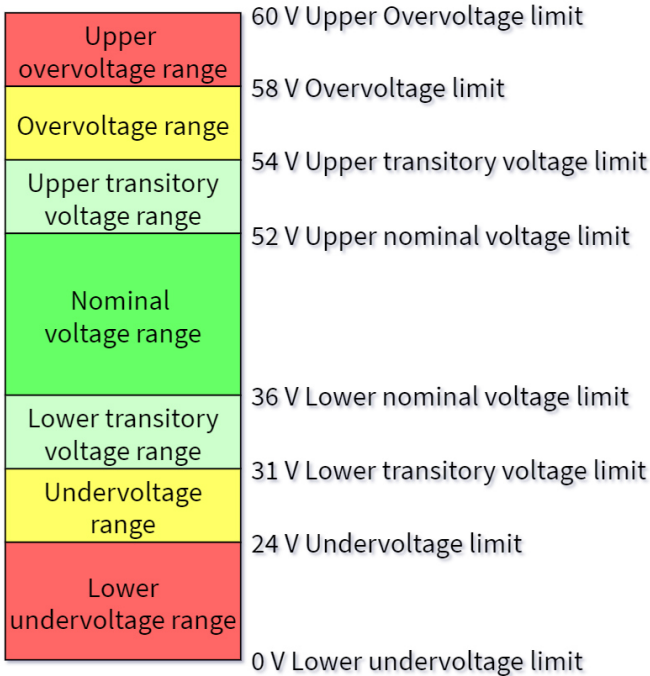


Abbildung 2.1: 48-V-Spannungsbereich nach ISO21780 mit nominellem Spannungsreich und unterschiedlicher Über- und Unterspannungsbereiche.

Bereits in den 1990ern gab es Aktivitäten eine Bordnetz unterhalb von 60 V im PKW-Bereich unter dem Begriff „42 V“ zu etablieren (Schoener & Hille, 2000). Dieses Vorhaben scheiterte allerdings an den hohen Kosten der Neuentwicklung vieler Komponenten, sodass es doch mit Hilfe verbesserter Halbleiter- und Verbindungstechnologie gelang, die verfügbare Leistung des herkömmlichen 12 V Bordnetzes auf über 3 kW anzuheben.

Der Treiber für eine 48-V-Technologieeinführung zum jetzigen Zeitpunkt ist klar die Umrüstung der Modellpaletten der großen PKW-Hersteller auf Mild-Hybrid-Systeme, die in dieser Form nicht mit einem 12-V-Bordnetz realisierbar wären.

So bieten im Jahr 2021 nahezu alle Hersteller über ihre gesamten Modellpaletten mit 48 V elektrifizierte Mild-Hybrid-Varianten an, um die strenger werdenden CO₂-Flottengrenzwerte einhalten zu können. Das elektrische Leistungsspektrum umfasst dabei einen typischen Bereich von 5 kW bis 15 kW bei Systemen die rein unterstützend für einen Verbrennungsmotor agieren oder auch ein rein elektrisches Fahren ermöglichen.

Im Hybridbereich übliche 48-V-Antriebe sind riemengetriebene Start-Generatoren (P0) im Bereich von etwa 5 kW oder auch Starter-Generatoren welche direkt im Getriebe integriert (P1/P2) sind mit Leistungen bis zu 15 kW.

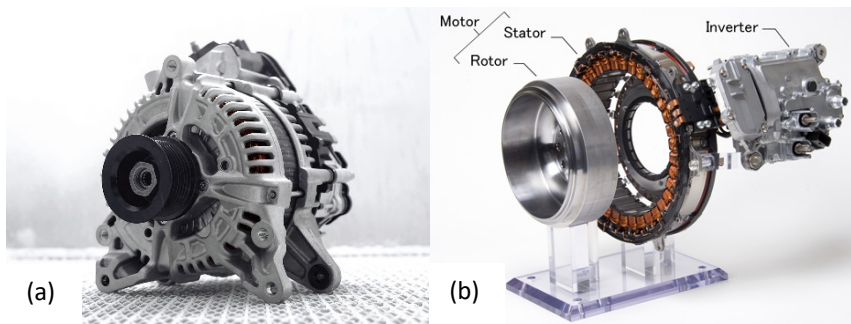


Abbildung 2.2: (a) Riemen-Starter-Generator (SEG) (SEG Automotive, kein Datum) (b) Integrierter Starter-Generator (Mitsubishi) (CORPORATION, 2017).

Diese Markteinführung hat einen erheblichen Technologieschub auf Seiten der Leistungshalbleiter und weiterer Peripherie zur Umsetzung eines 48-V-Bordnetzes zur Folge, welche eine Umsetzung auch außerhalb dieses Stammmarktes attraktiv werden lässt. So sind für den 48-V-Bereich viele technische Lösungen und Technologien bereits in hoher Qualität verfügbar, welche die Entwicklung solcher Antriebssysteme erheblich vereinfacht.

3 Was unterscheidet 48-V-Technik von Hochvolttechnik

Wie bereits beschrieben, liegt der Hauptfokus eines 48-V-Bordnetzes darin, die Grenze von 60 V nicht zu überschreiten, und damit auf einen direkten Berührungsschutz verzichten zu können. Der Vorteil bezüglich der niedrigeren 12 V und 24 V Spannungsniveaus in PKW und Nutzfahrzeugen ergibt sich aus der höheren realisierbaren Leistung bei gleichem Leiterquerschnitt sowie ähnlichen technischen Voraussetzungen.

Dahingegen ist die Hochvolttechnik mit Betriebsspannungen zwischen 200 V und 900 V in Fahrzeugen die dominierende Technik, wenn hohe Systemleistungen bis in den MW-Bereich gefordert sind. Die Umsetzung eines HV-Systems ist im Besonderen mit großen technischen Hürden und Aufwänden hinsichtlich der Umsetzung der elektrischen Sicherheit verbunden, da ein Personenkontakt mit Gleichspannung im genannten Spannungsbereich typischerweise tödlich endet. Dennoch leitet sich eine relativ weite Verbreitung solcher Systeme aus der Anforderung ab, die Antriebsleistungen jenseits der 60 kW elektrisch abdecken zu können, für die es keine technische Alternative zum deutlichen Anheben des Spannungsniveaus gab. Entscheidende technische Impulse kommen auch hier wieder aus dem PKW-Bereich, in dem heute Komponenten, Antriebsstränge oder sogar ganze Fahrzeugplattformen in großen Stückzahlen verfügbar sind. In Anwendungen, welche nicht direkt von den großen Entwicklungsbudgets der großen OEMs profitieren, steht die Entwicklung von HV-Antriebssystemen vor große Herausforderungen.

Im Folgenden ist tabellarisch aufgeführt, in welchen Aspekten sich HV- und 48-V-Systeme technisch und entwicklungsseitig auszeichnen und unterscheiden.

Tabelle 3.1: Eigenschaften eines 48-V-Systems

48 V (≤ 60 V)	
Pro	<ul style="list-style-type: none"> – Bordnetzspannung unterhalb der Berührungsgrenze, sodass keine Gefährdung für Menschen durch elektrischen Schlag besteht – Verwendung von konventioneller Verbindungstechnik (z. B. Kabelschuhe, ungeschirmte Leitungen) – Fahrzeugchassis als Referenzmasse – Keine gesonderte Qualifikation von Wartungspersonal – Flexible Parallelschaltung von Batteriemodulen aufgrund gemeinsamer und einheitlicher Systemspannung
Contra	<ul style="list-style-type: none"> – Antriebsleistung ist durch Kabelquerschnitt begrenzt Beispiel: 2x 150 mm² Zuleitung für 50-kW-Antrieb – Verhältnismäßig große Kabelquerschnitte notwendig für hohe Leistungen – Einrichtungen zur Vermeidung und Erkennung von Lichtbögen notwendig (Hennig Wallentowitz, 2003)

Tabelle 3.2: Eigenschaften eines HV-Systems

	Hochvolt (≤ 900 V)
Pro	<ul style="list-style-type: none"> – Systemleistung nur durch Batterie und Leistungselektronik begrenzt, Systeme im Megawattbereich realisierbar – DC-Schnellladen mit Leistungen zwischen 50 kW und 500 kW
Contra	<ul style="list-style-type: none"> – Hoher Entwicklungs- und Absicherungsaufwand (Sicherheitszertifizierungen, FMEDAs, Sicherheitsdatenblätter für Feuerwehr etc.) – Wartung der Systeme aber auch des Gesamtfahrzeuges nur durch elektrisch unterwiesenes Fachpersonal – Galvanische Isolation aller HV-Komponenten bis 2,5 kV – Aufwendige Hochvolt/Hochstrom-Schütze als doppelte Batterietrennschalter – Kontinuierliche Isolationsüberwachung – „Service Disconnect Switch“ für Wartung – Aufwendige HV-Stecksysteme (wasserdicht, geschirmt, verriegelt) – HV Interlock – Erweiterte Berührschutz – Aufwendige Verlegung der Leitungen nur in unfallgeschützten Bereichen – Spezielle „orange“ HV-Leitungen – Hoher Überlastfaktor für den HV-Kabelbaum – Redundante Spannungsversorgung der HV Komponenten – Dedizierter Potenzialausgleich an HV-Komponenten – Aufwendige EMV-Filterung aufgrund von Isolationsanforderungen

Zusammenfassung:

Ob eine Umsetzung einer Anwendung in HV- oder 48-V-Technik sinnvoll ist, hängt in erster Linie von den Leistungsanforderungen und den verfügbaren

Komponenten ab. Ist eine 48-V-basierte Systemarchitektur möglich, zeichnet sich diese durch eine drastisch vereinfachte Komplexität und erheblich reduzierte Entwicklungsaufwände und Kosten aus.

4 InED – Integrierter Niederspannungsantrieb

Herzstück des InED (**I**ntegrated **E**lectrical **D**rive) ist der elektrische Motor mit einem integrierten Inverter und einer Steuerungseinheit. Der Motor ist hier als permanent-erregte Synchronmaschine ausgeführt. Durch die Verwendung einer niedrigeren Spannung im Bereich von unter 60 V werden die Ströme im System größer als in Hochvolt-Antriebssystemen (HV) mit gleicher Leistung. Im Vergleich zu einem HV-System welches z. B. mit Spannungen von 450 V arbeitet, steigen die Ströme bei einer Systemspannung von 48 V bei gleichbleibender Leistung ungefähr um das 10-fache. Bei einem konventionellen 3-Phasen-Motor hat dies zur Folge, dass bei der Verwendung der 48-V-Technik mit Strömen im Bereich von 1 kA zu rechnen ist. Auf diesen hohen Strom müssen die Verbindungstechnik sowie der Wechselrichter und dessen Bauteile ausgelegt werden, weiterhin müssen sie entsprechend verfügbar sein.

Beim InED wird dieser Strom durch seinen Aufbau in jeweils kleinere Ströme aufgeteilt. Eine wichtige Maßnahme ist es, die Wicklungen des Motors nicht, wie üblich im Stern oder Dreieck zu verschalten, sondern die Wicklungsenden einzeln an den Wechselrichter anzuschließen (Open-End Winding). Der Wechselrichter benötigt nun 6 statt der üblichen 3 Halbbrücken (Abbildung 4.1). Da sich die Leistung jetzt über die doppelte Anzahl der Halbbrücken aufteilt, muss jede einzelne nur den halben Strom liefern können. Auch die Anzahl der Anschlüsse hat sich damit verdoppelt. Stattdessen ist es zwar auch möglich, jeweils zwei Anschlüsse parallel geschaltet einzusetzen, im Gegensatz ist dann jedoch nicht sichergestellt, dass der Strom gleichmäßig aufgeteilt wird und eine weitere Sicherheitsreserve wird notwendig. Die notwendigen Leistungshalbleiter

werden auf 6 statt der 3 Halbbrücken aufgeteilt, die resultierende Gesamtfläche der in Summe benötigten Leistungshalbleiter bleibt gleich.

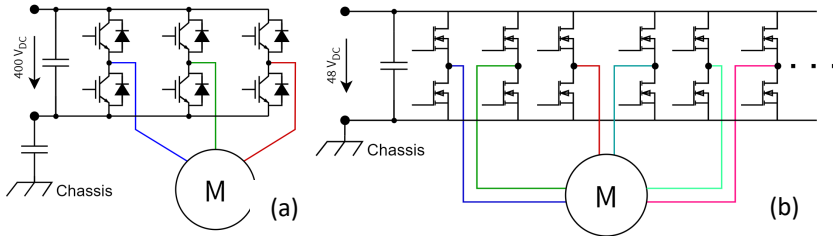


Abbildung 4.1: (a) 3-Phasen Hochvolt-Inverter, (b) 48-V-Multiphaseninverter.

Weiterhin können Kosten und Aufwände im System gesenkt werden, da beim InED Motor und Wechselrichter zu einer Einheit kombiniert werden. Der Wechselrichter wird direkt auf den Motor und dessen Anschlüsse montiert. So entfallen die Stecker und Kabelverbindungen zwischen den beiden Komponenten. Der Wechselrichter und Motor teilen sich ebenfalls einen gemeinsamen Anschluss an das Kühlsystem, wodurch die Quellen für potenzielle Undichtigkeiten sowie die Kosten verringert werden können.

Als zusätzlichen Schritt können, abhängig von der benötigten Antriebsleistung, die Motorwicklungen aufgetrennt werden. Beim InED mit 36 kW Leistung werden 6 getrennte Motorwicklungen eingesetzt. Dieser Motor besitzt nun 12 Anschlüsse, die wiederum jeweils nur den halben Strom tragen müssen. Dazu wird auch der Wechselrichter mit 12 Halbbrücken konstruiert, die jeweils 50 % kleiner ausfallen. Der Aufwand bei der Ansteuerung erhöht sich dadurch, jedoch ergeben sich weitere Vorteile: Neben den Halbleitern und deren Ansteuerung ist noch eine Zwischenkreiskapazität in der Gleichstromversorgung notwendig. Diese muss die hohen Pulsströme der Halbbrücken liefern können. Durch einen optimal gewählten zeitlichen Versatz in der Ansteuerung Halbbrücken verteilen sich die Pulsströme ebenfalls zeitlich und sind einzeln für sich kleiner. Die

Anforderung an die Zwischenkreiskapazität sinkt und es müssen weniger oder kleinere Kondensatoren eingesetzt werden.

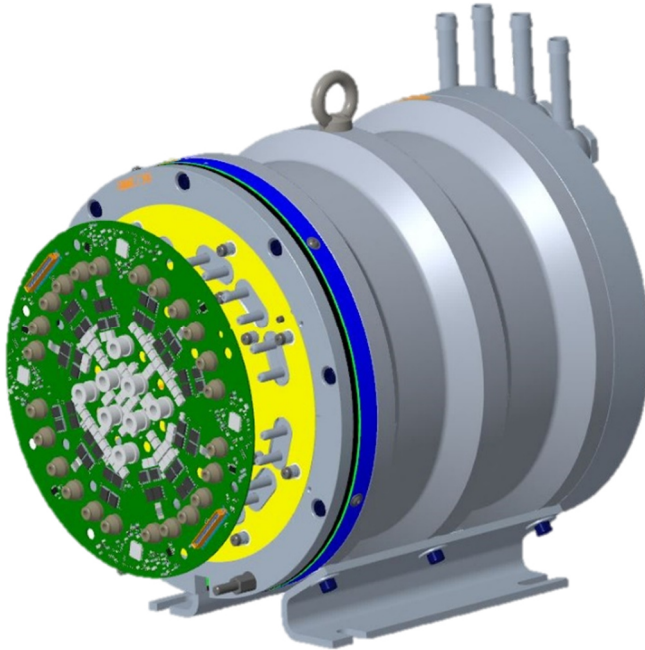


Abbildung 4.2: InED, Motor mit Wechselrichter in Explosionsdarstellung.

Als weitere Komponente wird die Steuerung des Antriebs (ECU) integriert. Damit entfallen weitere Verbindungen zwischen den verschiedenen Komponenten. Die ECU übernimmt die Aufgaben zur Steuerung des Wechselrichters, um die Ströme im Motor und damit das Drehmoment auf die geforderte Vorgabe zu regeln. Diese Vorgabe, wie auch andere Stellgrößen, Betriebsparameter und Zustandswerte werden über eine CAN-Schnittstelle (CAN FD/J1939) gesendet und empfangen. Für eine einfache Integration des Antriebs in ein Fahrzeug oder eine Maschine ist die Software der ECU mit AUTOSAR umgesetzt.

Die Entwicklung des Systems erfolgt nach Vorgaben und Maßstäben des Automotive-Sektors. So erfüllt der InED die Funktionale Sicherheit nach ISO 26262 mit ASIL D.

Tabelle 4.1: Zusammenfassung der technischen Daten InED 36kW

Nenn Drehzahl	5000 min ⁻¹
Maximale Drehzahl	12000 min ⁻¹
Nenn Drehmoment	69 Nm
Dauerleistung	36 kW
Nennspannung	43 V
Durchmesser	271 mm
Länge	380 mm
Gewicht	50 kg

5 Architektur eines 48-V-Antriebssystems

Zur Elektrifizierung eines Fahrzeuges sind neben der InED Antriebseinheit und einem elektrischen Energiespeicher weitere Komponenten notwendig, welche entsprechend aufeinander abgestimmt sein müssen und untereinander kommunizieren können, um die verschiedenen Antriebsfunktionen umzusetzen. Um den Integrationsaufwand bei der Kundenapplikation zu minimieren und dabei ein breites Einsatzspektrum von Hybrid-Systemen bis hin zu rein elektrischen Anwendungen abzudecken, setzt die stoba e-Systems auf die Entwicklung eines modularen 48-V-Antriebsstrangs. Ziel dabei ist es, die Funktionsweise der Antriebsstrangs weitestgehend durch ein zentrales Steuergerät (PECU) zu kapseln, welches für das gesamte interne Management verantwortlich ist, um dem Anwender eine einfache und klare Schnittstelle hinsichtlich der Funktionalität und Verantwortlichkeit zu bieten.

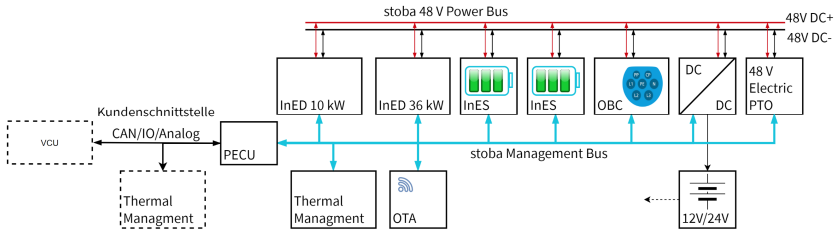


Abbildung 5.1: stoba e-Systems modularer 48-V-Antriebsstrang mit Kundenschnittstelle an der PECU und internem Management Bus und 48-V-Versorgung.

Um flexibel unterschiedliche Anforderungen verschiedenster Applikationen abdecken zu können, kann der Antriebsstrang aus Modulen zusammengesetzt werden, welche bereits im Verbund getestet wurden:

Tabelle 5.1: Komponenten des stoba 48-V-Antriebsstrangs

InED	48-V-Motor mit integriertem Inverter in unterschiedlichen Leistungsklassen von 10 kW bis 60 kW Dauerleistung
InES	Skalierbare Batteriemodule in unterschiedlichen Leistungsstufen
PECU	Steuergerät, welches als Schnittstelle zum Fahrzeug dient und die Organisation der elektrischen Komponenten des Antriebsstrangs übernimmt.
OBC	11 kW oder 22 kW On-Board Ladegerät
DC/DC-Wandler	Versorgung des 12 V/24 V-Bordnetzes aus dem 48-V-Bordnetz
OTA	Over-The-Air Modul zur Anbindung an Cloud Services
Thermisches Management	Anbindung an Fahrzeugsystem oder Ansteuerung eines für den Antriebsstrang exklusiven thermisches Managements
48V-PTO	Elektrische Schnittstelle für Nebenantriebe

Durch den Einsatz unterschiedlicher und unabhängiger kleiner Antriebseinheiten ist es möglich, eine große Bandbreite an möglichen Systemleistungen umzusetzen. So können auch Anwendungen mit 48 V elektrifiziert werden, die aktuell auf eine Antriebstopologie mit einem einzelnen, leistungsstarken zentralen Motor setzen, dessen Leistung die eines einzelnen elektrischen Niedervolt-Antriebs weit übersteigt.

6 Anwendungen des InED-Antriebssystems

In einer Vielzahl von Anwendungen bietet das InED-Antriebssystem Vorteile. Die Nutzung einer Systemspannung kleiner 60 V ist z. B. im Bereich der Bau- und Landwirtschaftsmaschinen sowie Kommunalfahrzeugen sinnvoll, da es bei Eintritt von Defekten oder nötigen Wartungsarbeiten nicht zu einem tödlichen Stromschlag kommen kann. Durch die einfachere Handhabung ist zu erwarten, dass die Verfügbarkeit des Systems im Vergleich zu einem Hochvolt-System höher ausfällt. Im Zusammenspiel mit den genannten Kosteneinsparung (Wegfall des sonst nötigen Isolationsschutzes usw.) kann dies zu einer kürzer Amortisationszeit führen.

Viele dieser Maschinen verfügen über Nebenantriebe, die z. B. über Hydraulik angetrieben werden. Durch den hohen Integrationsgrad des InED (Motor, Wechselrichter und Steuerung) können sehr einfach mehrere InED mit der jeweils notwendigen Leistung verbaut werden, und zwar direkt dort, wo der Antrieb benötigt wird. Versorgt werden die Antriebe dann über einen gemeinsamen DC-Bus. Das komplette Antriebssystem kann so perfekt auf jede Anwendung zugeschnitten werden.

Modulare Antriebskonzepte sind im Rahmen der Fachtagung des KIT vorgestellt worden, wie z. B. 2019 der Muffel+, ein hybridelektrisches Kommunalfahrzeug. Dieses Fahrzeug wird pro Rad von jeweils einem Motor mit 8 kW Leistung angetrieben. (Riegert, et al., 2019)

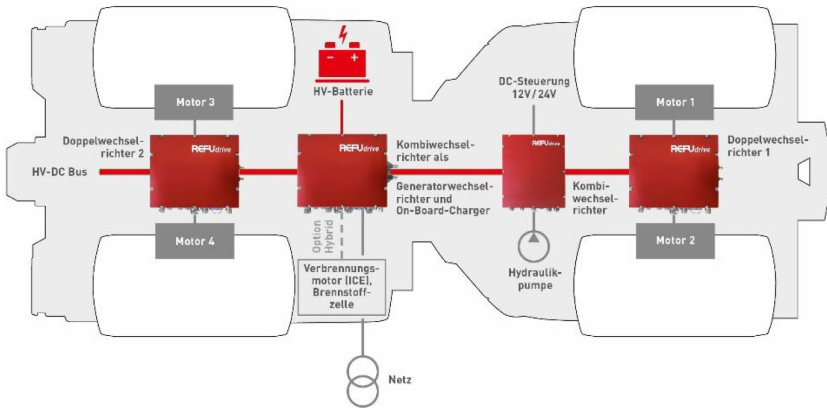


Abbildung 6.1: Antriebsplattform des Muffel+ (Riegert, et al., 2019).

Derartige Konzepte bieten sich besonders für den InED an, denn hier kann die Zahl der Komponenten und Aufwand der Anschlusstechnik erheblich reduziert werden.

7 Fazit

Mit dem InED wurde ein modulares Antriebssystem für zahlreiche Anwendungen entwickelt und vorgestellt. Durch den Verzicht auf höhere Spannungen von über 60 V sind Gefahren wie Stromschläge vermieden und Kosten und Aufwände durch damit entfallene Schutzeinrichtungen reduziert worden. Die aufgrund der niedrigeren Spannung nun erhöhten Ströme konnten durch konstruktive Maßnahmen auf jeweils kleinere Ströme aufgeteilt werden. Üblicherweise werden Motor und Wechselrichter als getrennte Komponenten verbaut und mit Kabeln verbunden. Im InED sind diese zusammen mit der Steuerung in einer kompakten Einheit integriert. Mit der Software-Entwicklung auf AUTOSAR und den reduzierten Schnittstellen, ist der InED ein leicht einsetzbares, sicheres Antriebssystem, das durch seine niedrige Systemspannung einfacher wartbar ist.

Aus seinen Eigenschaften ergibt sich für den InED ein weites Anwendungsfeld. In Anbetracht der hohen Sicherheit und der einfachen Integrierbarkeit eignet sich der InED beispielsweise für kleine Maschinen, Geräte oder als Hybrid mit der Kombination aus dem InED selbst und einer Batterie. Bei größeren bzw. komplexeren Maschinen, wie Baggern oder Traktoren, können neben dem Hauptantrieb auch Nebenantriebe mit mehreren kleineren InED elektrifiziert werden. Insgesamt eröffnet das hochintegrierte Antriebssystem der stoba e-Systems Herstellern von Nutzfahrzeugen und Arbeitsmaschinen die Möglichkeit ihren Fuhrpark, unter geringem Aufwand und reduzierten Kosten, teilweise oder gänzlich zu elektrifizieren.

Literatur

- [1] VDA 320 - Elektrische und elektronische Komponenten im Kraftfahrzeug 48V-Bordnetz, Verband der Automobilindustrie, 2014.
- [2] ISO 21780:2020 - Road vehicles — Supply voltage of 48 V — Electrical requirements and tests, International Organization for Standardization, 2020.
- [3] H.-P. Schoener und P. Hille, „Automotive power electronics - New challenges for power electronics,“ PESC Record - IEEE Annual Power Electronics Specialists Conference, pp. 6 - 11 Vol.1, 02 2000.
- [4] SEG Automotive, „SEG - Produkte - Boost Recuperation Machines,“ SEG Automotive, [Online]. Available: <https://www.seg-automotive.com/de/boost-recuperation-machines>. [Zugriff am 8 September 2020].

- [5] M. E. CORPORATION, „Pressemitteilung - Mitsubishi Electric beginnt mit der Massenproduktion des ersten Startergenerator-Systems mit Kurbelwelle für 48 V-Hybrid-Fahrzeuge in der Automobilbranche,“ 26 Oktober 2017. [Online]. Available: https://de.mitsubishielectric.com/de/news-events/releases/global/2017/1026-b/pdf/171026-b_3141_de_de.pdf. [Zugriff am 5 September 2020].
- [6] C. A. Hennig Wallentowitz, 42 V-PowerNets, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2003.
- [7] H. Riegert, S. König, S. Reusch, M. Merkel, J. Trost und F. Puntigam, „Muffel+ – Entwicklung eines hybridelektrischen Kommunalfahrzeugs,“ Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe, 20 Februar 2019.

Messtechnische Erprobung einer elektro-hydraulischen Linearachse mit High-Speed Antrieb

Tobias Pietrzyk ¹ und Katharina Schmitz ¹

¹ Institute for Fluid Power Drives and Systems (ifas), RWTH Aachen University, Aachen, Deutschland

E-Mail: tobias.pietrzyk@ifas.rwth-aachen.de; Tel.: (+49)241 80 47746

Kurzfassung

Die Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen bietet Potenzial zur Weiterentwicklung der hydraulischen Antriebstechnik sowie zur Steigerung der Maschineneffizienz. Elektro-hydraulische Achsen (EHA) sind autarke, dezentrale Linearantriebe mit verdrängergesteuerten, elektro-hydraulischen Antrieben. Dieser Beitrag stellt die messtechnische Erprobung einer EHA mit High-Speed Antrieb vor. Dazu werden zunächst das hydraulische System und der High-Speed Antrieb behandelt. Im Anschluss werden die Ergebnisse aus der Erprobung vorgestellt und abschließend in einem Fazit kritisch diskutiert.

Schlagerworte: High-Speed, Elektro-hydraulischer Antrieb (EHA), Dezentraler Antrieb, Hochdrehzahl, Leistungssteigerung, Bauraumreduzierung

1 Einleitung

Die Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen wird in Zukunft Gegenstand einer allgemeinen Diskussion sein, u.a. wegen der aktuellen politischen und gesellschaftlichen Diskussion um die Schadstoffemission im Straßenverkehr sowie der zunehmenden Komplexität der Abgasnachbehandlung. Im Rahmen der bauma 2019 haben die Baumaschinenhersteller die ersten elektrifizierten mobilen Arbeitsmaschinen im Kompaktsegment vorgestellt [1]. Mobile Arbeitsmaschinen, wie zum Beispiel Bagger, stellen bezüglich Kraft- und Leistungsdichte sowie Stoßunempfindlichkeit hohe Anforderungen an die Arbeitsantriebe. Dabei bleibt die hydraulische Antriebstechnik weiterhin ein wesentlicher Bestandteil zur Realisierung der Arbeitsbewegung. Die Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen bietet den Herstellern und der Wissenschaft die Möglichkeit, die hydraulische Antriebstechnik weiterzuentwickeln und die Effizienz der Maschinen zu steigern. Insbesondere im Bereich verdrängergesteuerter Systeme besteht Potenzial zur Steigerung der Effizienz [2], [3].

Elektro-hydraulische Achsen (EHA) sind autarke dezentrale Linearantriebe mit verdrängergesteuerten elektro-hydraulischen Antrieben, welche die Vorteile einer bedarfsgerechten Bereitstellung der hydraulischen Leistung am Verbraucher mit gleichzeitig geringen Leitungsverlusten verbinden. Zur Steigerung der Leistungsdichte wird ein elektro-hydraulischer High-Speed Antrieb, bestehend aus einem 48 V Direktantrieb und einer für das Drehzahlniveau entwickelten High-Speed Innenzahnradpumpe (HSIZP), genutzt. Die maximale Antriebsdrehzahl des High-Speed Antriebs beträgt $10\,000\text{ min}^{-1}$. Das Anheben des Drehzahl-niveaus des elektrischen Antriebs trägt wesentlich zu einer Steigerung der Leistungsdichte bei und führt zu einer Bauraumreduktion [4], [5], [6], [7].

2 Hydraulisches System und Steuer- und Regelstrategie der EHA

Im Folgenden wird der elektro-hydraulische High-Speed Antrieb der EHA sowie die hydraulische Systemarchitektur und deren Steuerungs- und Regelungskonzept im 4-Quadrantenbetrieb vorgestellt. Weiter wird die konstruktive Umsetzung der EHA erläutert.

2.1 High-Speed Antrieb

Zur Steigerung der Leistungsdichte der EHA wird ein elektro-hydraulischer High-Speed Antrieb genutzt. In Abbildung 2.1 (links) ist der High-Speed Antrieb am Komponentenprüfstand dargestellt. Der Komponentenprüfstand erlaubt die messtechnische Erprobung des High-Speed Antriebs. Die Saugseite wird mit dem Niederdruck (ND) des Prüfstands verbunden und der Förderanschluss mit dem Hochdruck (HD). Im HD erfolgt die Erfassung des Fördervolumenstroms und die Aufprägung eines Lastdrucks. Die HSIZP, mit axialer und radialer Spaltkompensation, ist für Drehzahlen bis $10\,000\text{ min}^{-1}$ ausgelegt [8]. Im Rahmen der Komponentenerprobung wurde der Funktionsnachweis der HSIZP erbracht sowie der Wirkungsgrad der Einheit untersucht.

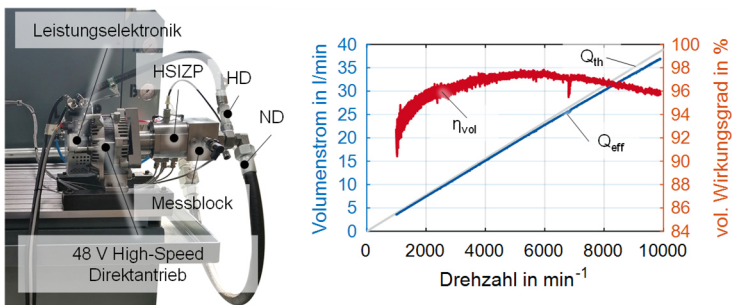


Abbildung 2.1: 48 V elektro-hydraulischer High-Speed Antrieb (links) und Volumenstrom und volumetrischer Wirkungsgrad über Antriebsdrehzahl (rechts).

In Abbildung 2.1 (rechts) ist der Fördervolumenstrom und der volumetrische Wirkungsgrad über der Antriebsdrehzahl dargestellt. Der ND der HSIZP ist für den Versuch durch eine Speisepumpe vorgespannt. Der maximale Fördervolumenstrom wird bei ca. 2 bar Vorspanndruck erreicht. Die Füllgrenze der Pumpe wird nicht erreicht.

2.2 Hydraulische Systemarchitektur der EHA

Zur Steigerung der Hochdrehzahltauglichkeit der HSIZP wurde auf eine Reversierbarkeit der Pumpe verzichtet. Dies macht eine hydraulische Systemarchitektur im offenen Kreis erforderlich. Die genutzte hydraulische Systemarchitektur der EHA ist in Abbildung 2. (rechts) dargestellt und besteht im Wesentlichen aus zwei Schaltventilen zwischen der HSIZP und den Zylinderkammern sowie zwei Proportionalventilen zwischen ND/Speicher und den beiden Zylinderkammern. Der Speicher gleicht das Pendelvolumen des Differenzialzylinders aus und schließt das System zur Umgebung ab. Die Dimensionierung der Komponenten erfolgte in DSHplus [9]. Die Druckabsicherung erfolgt über zwei mechanische und ein elektrisches Druckbegrenzungsventil (DBV).

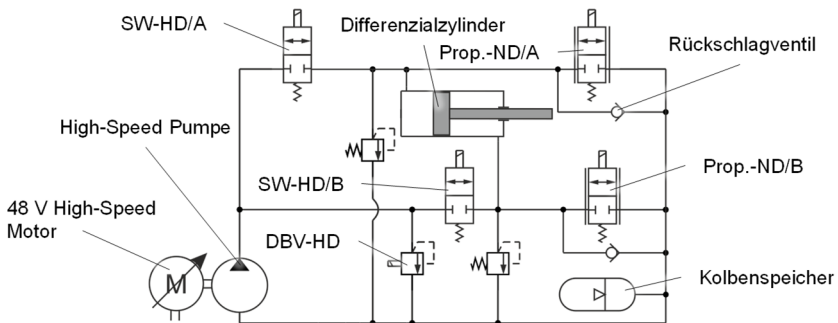


Abbildung 2.2: Hydraulische Systemarchitektur der EHA mit High-Speed Antrieb im offenen Kreis.

Die Steuer- und Regelstrategie der EHA stellt eine Kombination aus Verdränger- und Widerstandssteuerung dar [9], siehe Abbildung 2.3. In motorischen Quadranten (Q1/Q3) wird die Geschwindigkeit über die variable Drehzahl des elektro-hydraulischen Antriebs gesteuert. In generatorischen Quadranten (Q2/Q4), z.B. beim Absenken des Stiels, wird die Geschwindigkeit über eines der Proportionalventile geregelt. Durch die gewählte Steuer- und Regelstrategie wird ein 4-Quadrantenbetrieb der EHA ohne Änderung der Drehrichtung des High-Speed Antriebs realisiert.

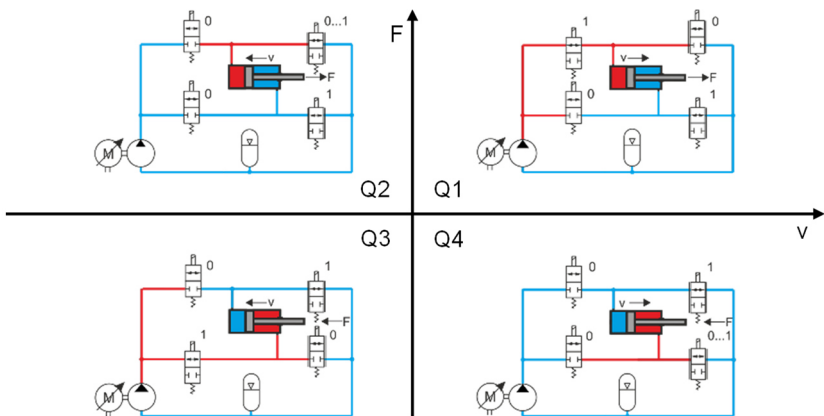


Abbildung 2.3: Steuer- und Regelungskonzept der EHA im 4-Quadrantenbetrieb.

2.3 Konstruktive Umsetzung der EHA

Die konstruktive Umsetzung der EHA ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Die hydraulische Systemarchitektur ist mit Cartridge-Ventilen, die entsprechend Abbildung 2.2 miteinander verschaltet sind, in einem Ventilblock realisiert. Die Schaltventile (SW-HD/A und SW-HD/B), Proportionalventile (Prop.-ND/A und Prop.-ND/B) sowie die Rückschlagventile, zur Vermeidung von Kavitation, sind um die HSIZP angeordnet. Die HSIZP wird ohne zusätzliche Verrohrung mit dem Ventilblock verschraubt. In Abbildung 2.4 (rechts) ist das Gesamtsystem der

EHA dargestellt. Eine Bodenplatte, welche mit dem Differentialzylinder verschraubt ist, dient als Aufnahme für den Ventilblock, den High-Speed Antrieb, dem Kolbenspeicher sowie für einen Seilzugsensor zum Erfassen des Hubs.

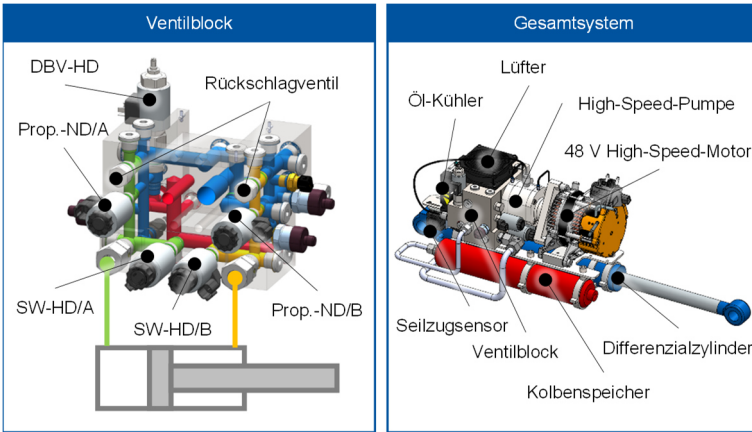


Abbildung 2.4: Konstruktive Umsetzung der EHA.

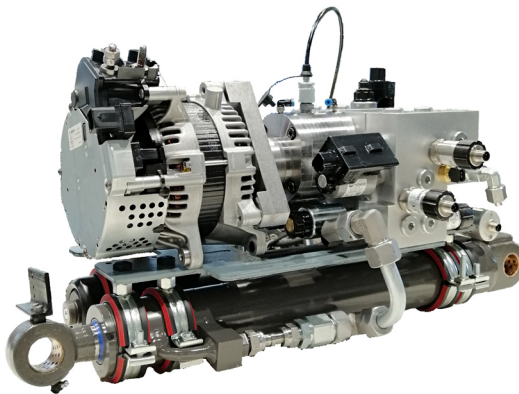


Abbildung 2.5: Funktionsmuster der EHA.

In Abbildung 2.5 ist das Funktionsmuster der EHA mit High-Speed Antrieb dargestellt. Mit Ausnahme des 48 V High-Speed-Antriebs inkl. der HSIZP wurden ausschließlich Standardkomponenten genutzt.

3 Erprobung der EHA an einem Kompaktbagger

Im Folgenden werden die Versuchsmaschine, an der die messtechnische Erprobung der EHA durchgeführt wurde, und die Ergebnisse bis $6\,000\text{ min}^{-1}$ vorgestellt. Höhere Drehzahlen sind bei der Erprobung der EHA aufgrund der Limitierung der Stromaufnahme des 48 V Direktantriebs nicht möglich. Die Erprobung erfolgt an zwei Bewegungsabläufen, wobei der eine Bewegungsablauf eine gute Reproduzierbarkeit erlaubt und der zweite das Belastungskollektiv eines Baggers repräsentiert. Abschließend werden die Ergebnisse der messtechnischen Erprobung in einem Fazit zusammengefasst.

3.1 Versuchsmaschine



Abbildung 3.1: Versuchsmaschine VOLVO EC18.

Für die messtechnische Erprobung wurde ein Kompaktbagger (1,6 t) dahingehend modifiziert, dass die EHA den Stielzylinder ersetzt und dieser um die erforderliche elektrische Infrastruktur sowie Datenverarbeitungsarchitektur erweitert. Die Versuchsmaschine ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

3.2 Messtechnische Erprobung

In Abbildung 3.2 ist der zugrundeliegende Bewegungsablauf der messtechnischen Erprobung dargestellt. Beim Einfahren der EHA (Stiel wird angehoben) liegt der Betriebspunkt der EHA in einem motorischen Quadranten, beim Ausfahren (Stiel wird abgesenkt) in einem generatorischen Quadranten. Der Quadrantenwechsel erfolgt im Stillstand. Der Vorteil dieses Bewegungsablaufs liegt in der Reproduzierbarkeit.

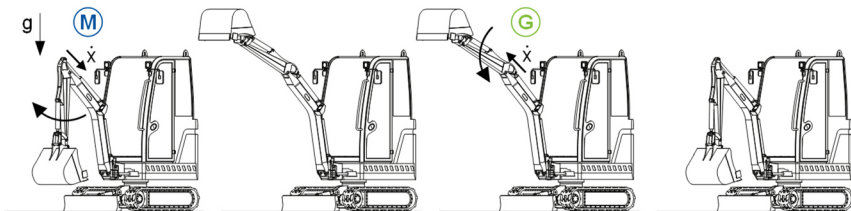


Abbildung 3.2: Bewegungsablauf zur Erprobung der EHA.

Im Folgenden wird der Bewegungsablauf für Sollwertvorgaben (SWV) von 10% bis 60% vorgestellt. Die SWV entspricht der Joystickausrückung. Der in Abbildung 3.2 abgebildete Bewegungsablauf wurde als Ablaufsteuerung in die Steuerung implementiert. Die SWV wird als Prozentwert angegeben und bezieht sich in motorischen Quadranten auf die maximale Antriebsdrehzahl des High-Speed Antriebs ($n = 10\,000\text{ min}^{-1}$) und innerhalb von generatorischen Quadranten auf die maximale Geschwindigkeit der EHA von $v_{\max} = \dot{x} = 250\text{ mm/s}$. In Abbildung 3.3 ist der Hub über der Zeit dargestellt. Die Verläufe sind nahezu linear, wie es bei der Vorgabe einer konstanten Drehzahl des elektro-hydraulischen

Antriebs bzw. Vorgabe einer konstanten Sollgeschwindigkeit zu erwarten ist. Allerdings ist insbesondere bei den höheren SWV die Beschleunigung des Antriebs zu erkennen. Weiter sind im Hubverlauf keine Schwingungen der EHA zu erkennen.

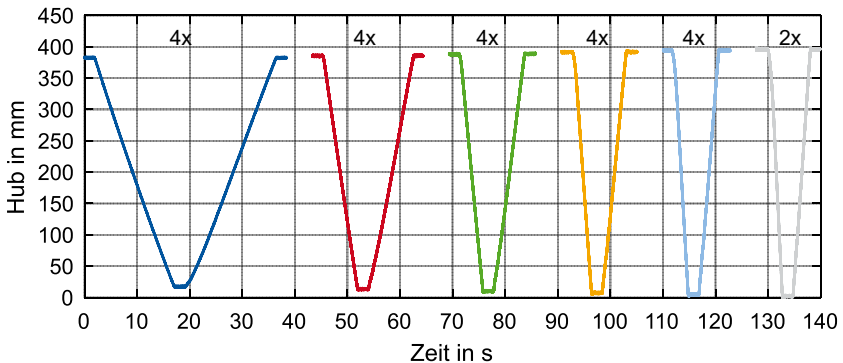


Abbildung 3.3: Hub über Zeit für SWV zwischen 10% und 60%.

In Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 sind die Drehzahl des High-Speed Antriebs sowie die Geschwindigkeit der EHA über dem Hub für die komplette Versuchsreihe dargestellt. Nach der Beschleunigung des Antriebs wird eine konstante Drehzahl erreicht. Für die Erprobung wurde eine maximale Drehzahländerungsrate von $4\,000\text{ min}^{-1}/\text{s}$ in der Steuerung hinterlegt. Der Stiel wird über die Proportionalventile abgesenkt (EHA fährt aus) und die Drehzahl des Antriebs ist dementsprechend 0 min^{-1} . Für die Haltephase zwischen Ein- und Ausfahren ist ebenfalls keine Antriebsdrehzahl der High-Speed Antriebs erforderlich.

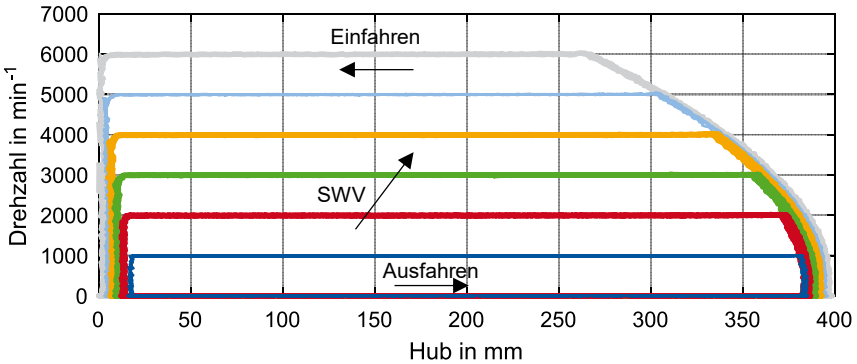


Abbildung 3.4: Drehzahl des High-Speed Antriebs über Hub für SWV zwischen 10% und 60%.

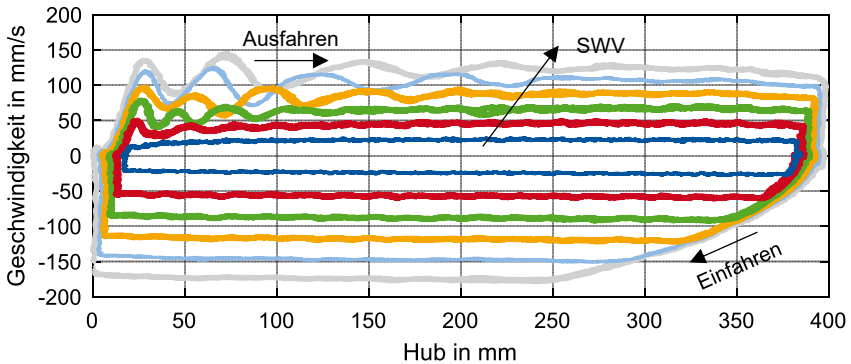


Abbildung 3.5: Geschwindigkeit der EHA über Hub für SWV zwischen 10% und 60%.

Die Geschwindigkeit der EHA wird aus dem Hub berechnet. Beim Einfahren der EHA im motorischen Quadranten ist die Beschleunigung des Antriebs deutlich zu erkennen. Beim Ausfahren der EHA im generatorischen Quadranten treten insbesondere bei höheren SWV Schwingungen zu Beginn des Hubvorgangs auf. Diese klingen jedoch über den Hub ab. Die Verläufe in Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 liegen innerhalb einer Versuchsreihe reproduzierbar aufeinander.

In Abbildung 3.6 (links) sind die Druckverläufe der einzelnen Druckniveaus der EHA über der Zeit bei 10% SWV abgebildet. Der Druck in der Zylinderkammer B steigt mit abnehmendem Hub an, der Stiel wird angehoben und prägt dem HD den Druck auf. Durch die einfahrende Stange des Differentialzylinders muss das Pendelvolumen im Speicher zwischengespeichert werden, dadurch steigt der Druck im ND sowie in der Zylinderkammer A. Während der Lasthaltephase sinkt der Druck (keine Reibung). Beim Ausfahren der EHA wird der Druck in der Zylinderkammer B von den Reibkräften reduziert. In Abbildung 3.6 (rechts) ist die Kraft, aus den Kammerdrücken des Zylinders berechnet, über dem Hub für SWV zwischen 10% und 60% dargestellt. Die Krafthysterese ergibt sich aus der Richtungsänderung der Reibkraft entgegen der Bewegung. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass die Reibkräfte geschwindigkeitsabhängig sind. Weiter können die bereits in Abbildung 3.10 diskutierten Schwingungen bei höheren SWV auch im Kraftverlauf beobachtet werden.

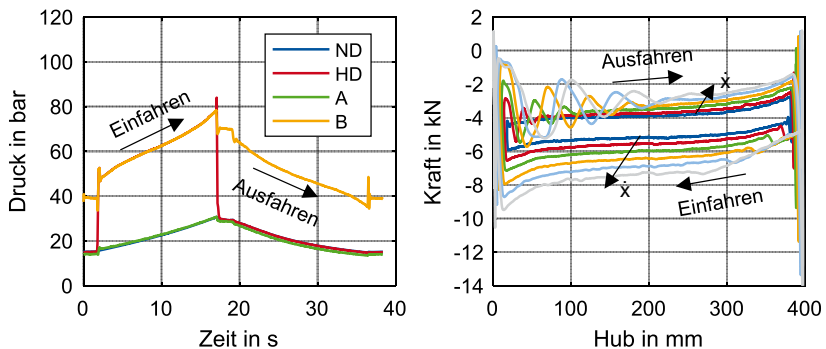


Abbildung 3.6: Druckverläufe über Zeit bei 10% SWV (links) und Kraft über Hub für SWV zwischen 10% und 60%.

In Abbildung 3.7 sind die Druckverläufe über der Zeit für SWV zwischen 20% und 60% dargestellt. Mit steigender SWV steigt auch das Druckniveau. Dies ist auf die geschwindigkeitsabhängige Reibung des Zylinders zurückzuführen. Die Druckdifferenz zwischen HD und Zylinderkammer B ist auch bei höheren SWV

klein. Die größere Druckdifferenz zwischen A und ND resultiert aus den kleiner ausgeführten Proportionalventilen, welche zwischen ND und den Zylinderkammern verbaut sind. Beim Ausfahren der EHA ist die Druckdifferenz zwischen A und ND kleiner, da die Zylinderkammer über die Rückschlagventile nachsaugen kann. Die Schwingungen im Druckverlauf der Zylinderkammer B zum Anfang und zum Ende sind mit dem schlagartigen Abbremsen des Stiels sowie dessen Massenträgheit und dem geringen Fluidvolumen in der Zylinderkammer zu erklären, klingen jedoch zwischen zwei Hubvorgängen ab.

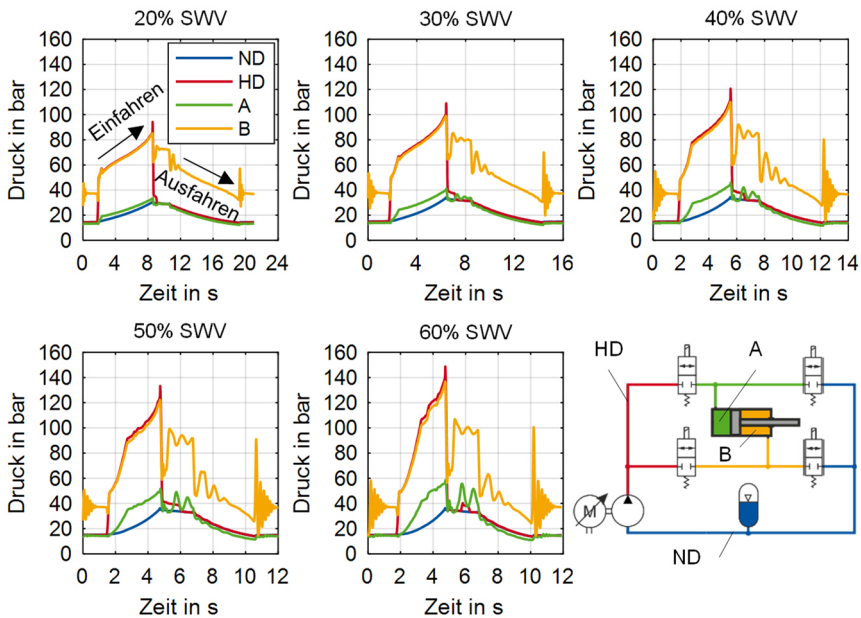


Abbildung 3.7: Druckverläufe über der Zeit für SWV zwischen 20% und 60%.

Beim bisherigen Bewegungsablauf findet der Quadrantenwechsel zwischen motorischen und generatorischen Betriebspunkten im Stillstand statt. Das Belastungskollektiv mobiler Arbeitsmaschinen, insbesondere bei Baggern, ist jedoch

von einem Quadrantenwechsel in der Bewegung geprägt, siehe Abbildung 3.8. Daher wird im Folgenden der Quadrantenwechsel beim Eintauchen in ein Haufwerk hinsichtlich der Systemdynamik untersucht.

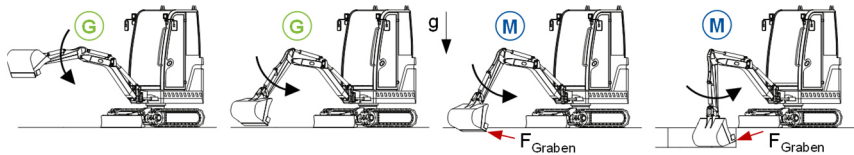


Abbildung 3.8: Bewegungsablauf Grabvorgang.

In Abbildung 3.9 ist der Wechsel zwischen generatorischen und motorischen Quadranten beim Einstechen in ein Haufwerk dargestellt. Die Lastkraft wird bei ca. 20 kN durch das elektrische DBV im HD beschränkt. Durch das Eintauchen der Schaufel in das Haufwerk wechselt die Kraftrichtung und äußert sich in einer Vorzeichenänderung der Kraft, die Steuerung der EHA erkennt den Quadrantenwechsel und wechselt von der Widerstandssteuerung in die Verdrängersteuerung. Der Wechsel zwischen den beiden Steuerungen ist als Plateau im Hubverlauf sowie anhand des kurzzeitigen Einbruchs im Geschwindigkeitsverlauf zu erkennen.

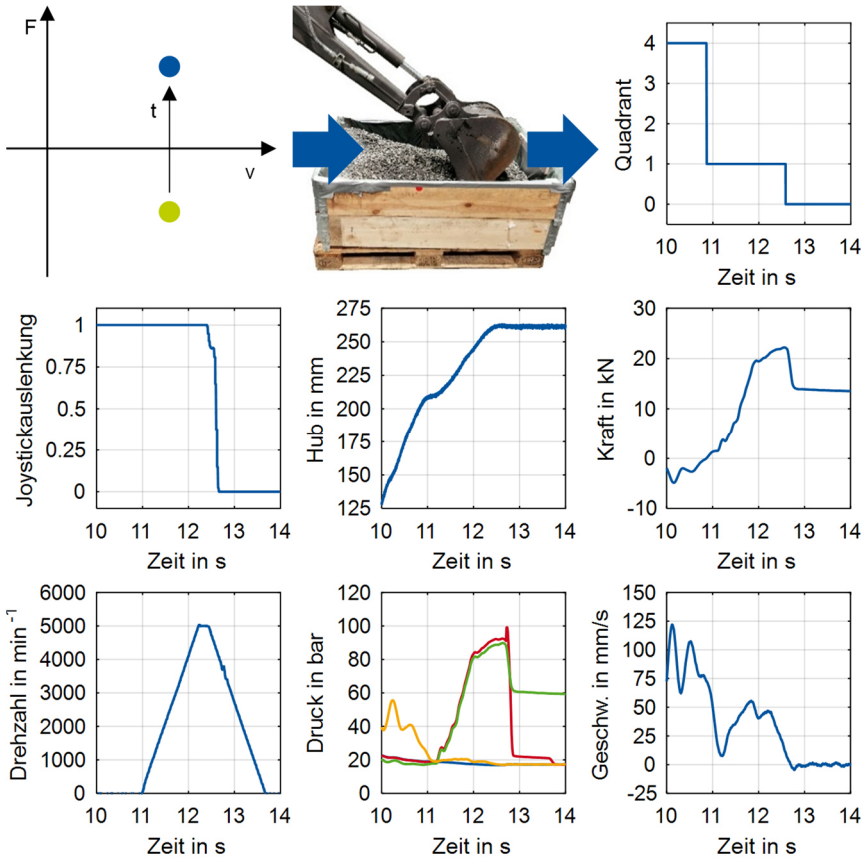


Abbildung 3.9: Anwendungsnaher Wechsel zwischen generatorischen und motorischen Quadranten (Messdaten).

3.3 Fazit der messtechnischen Erprobung

Mit der messtechnischen Erprobung der EHA wurde das Systemverhalten untersucht und der Funktionsnachweis des Systems, inklusive des Steuerungs- und Regelungskonzepts, erbracht. Dabei konnte gezeigt werden, dass das Systemverhalten in einem hohen Maße reproduzierbar ist. Aufgrund der Limitierung

der Stromaufnahme des 48 V Direktantriebs war die maximal erreichbare Drehzahl auf $6\,000\text{ min}^{-1}$ begrenzt.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Elektrifizierung mobiler Arbeitsmaschinen bietet Potenzial zur Weiterentwicklung der hydraulischen Antriebstechnik sowie zur Steigerung der Maschineneffizienz. Dazu wurde eine dezentrale Elektro-hydraulische Achse (EHA) mit High-Speed Antrieb entwickelt. Sowohl der High-Speed Antrieb als auch die hydraulische Systemarchitektur der EHA sowie das Steuerungs- und Regelungskonzept wurden vorgestellt. Im Anschluss wurden die konstruktive Umsetzung und das Funktionsmuster der EHA gezeigt. Der Fokus dieses Beitrags liegt jedoch auf der messtechnischen Erprobung der EHA an einem Kompaktbagger. Dabei zeigt sich, dass das Systemverhalten in einem hohen Maße reproduzierbar ist und die Kombination aus Verdränger- und Widerstandssteuerung einen Quadrantenwechsel sowohl im Stillstand als auch in der Bewegung erlaubt.

Durch maßgeschneiderte Sonderlösungen, zum Beispiel für den Zylinder, oder durch neue Fertigungsverfahren wie die additive Fertigung (AM) [10] kann die Kompaktheit des Systems noch weiter gesteigert werden.

Literatur

- [1] Holzer, A., Leifeld, R., Opgenoorth, A., Pietrzyk, T., Schoemacker, F., Vonderbank, T., & Schmitz, K., Trends und Highlights der BAUMA 2019, Bericht, O+P Fluidtechnik 7-8/2019
- [2] Williamson C., Zimmerman J., Ivantysynova M., Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System Based on Displacement-Controlled Actuators, Fluid Power and Motion Control FPMC 2008, S. 291-307

- [3] Zimmerman, J., Busquets, E., Ivantysynova, M., 40% Fuel Savings by Displacement Control Leads to Lower Working Temperatures – A Simulation Study and Measurements, Proceedings of the 52nd National Conference on Fluid Power 2011, S. 693-701
- [4] Schröter J. et al., Development of High Speed Electrical Drives for Mobile Machinery – Challenges and Potential Solutions, 9th International Fluid Power Conference, Aachen, 24-26 März, 2014, S. 416-427
- [5] Pietrzyk T. et al., Design study of a high speed power unit for electro hydraulic actuators (EHA) in mobile applications, 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19-21 März, 2018
- [6] Roth D. et al., Dezentrale kompakte Hydraulikversorgung durch High-Speed-Komponenten, ATZ heavyduty 01/2019, 12. Jahrgang, 2019
- [7] Roth D. et al, Bauraumreduktion durch Drehzahlanhebung – Einsatz von High-Speed-Antrieben in elektrohydraulischen Linearaktuatoren für mobile Anwendungen, 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 20 Februar 2019, S. 73-93
- [8] Pietrzyk T. et al., Design of a high speed internal gear pump to increase the power density of electro hydraulic actuators (EHA) in mobile applications, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2019, 2019-11-11 - 2019-11-14, Salt Lake City, USA
- [9] Pietrzyk T. et. al., Entwicklung und Auslegung einer elektrohydraulischen Achse mit einem 48 V High-Speed-Antrieb zur Dezentralisierung der Arbeitshydraulik eines Kompaktbaggers, 7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 20 Februar 2019, S. 55-71
- [10] Matthiesen G. et al., Design and experimental investigation of an additive manufactured compact drive, 12th International Fluid Power Conference, Dresden, Germany, 12-14 Oktober, 2020

Abkürzungsverzeichnis

AM	Additive Manufacturing, Additive Fertigung
DBV	Druckbegrenzungsventil
EHA	Elektro-hydraulische Achse
HD	Hochdruck
HSIZP	High-Speed Innenzahnradpumpe
ND	Niederdruck
Prop.-ND/A	Proportionalventil zwischen ND und Zylinderkammer A
Prop.-ND/B	Proportionalventil zwischen ND und Zylinderkammer B
SW-HD/A	Schaltventil zwischen HD und Zylinderkammer A
SW-HD/B	Schaltventil zwischen HD und Zylinderkammer B
SWV	Sollwertvorgabe

Sensorgesteuertes, elektrisches Werkzeugsystem für die landwirtschaftliche Bodenbearbeitung

Tim Bögel¹ und Thomas Herlitzius²

¹ *Kronos, Dresden, Deutschland*

² *TU Dresden, Dresden, Deutschland*

Kurzfassung

Der Einsatz von elektrisch angetriebenen, sensorgesteuerten Landmaschinen bietet ein hohes Potenzial für intelligente und variable Prozesse. Das Beispiel zeigt, wie ein solches System für eine präzise, standortspezifische Bodenbearbeitung aussehen könnte. Anstatt Antriebsstränge in vorhandenen Maschinen zu ersetzen, wurde das gesamte Maschinenkonzept so konzipiert, dass das volle Potenzial elektrischer Antriebe und eingebetteter Sensortechnologie für eine nachhaltige Landwirtschaft genutzt wird.

Die entwickelte Technologie wird Teil eines bevorstehenden Start-ups an der Technischen Universität Dresden sein.

Schlagworte: Bodenbearbeitung, Bodensensorik, Prozesssteuerung

1 Einleitung

Die Bodenbearbeitung ist neben der Ernte der wichtigste Schritt für die Pflanzenproduktion. Beginnend mit der Stoppelbearbeitung der vorherigen Feldfrucht, der Vorbereitung des Saatbetts für die Folgefrucht und der Unkrautbekämpfung müssen die Landwirte mehrere Maschinen für verschiedene Aufgaben verwenden. In den letzten 20 Jahren hat die Entwicklung von Chemikalien, insbesondere zur Unkrautbekämpfung, es den Landwirten erleichtert, die Anzahl ihrer Maschinen auf ein Minimum zu reduzieren. Mit der bevorstehenden strengeren Regulierung des Einsatzes chemischer Behandlungen und dem allgemeinen Ziel, Emissionen wie CO₂ oder Nitrat zu reduzieren, wird die Welt der Bodenbearbeitung jedoch immer komplexer.

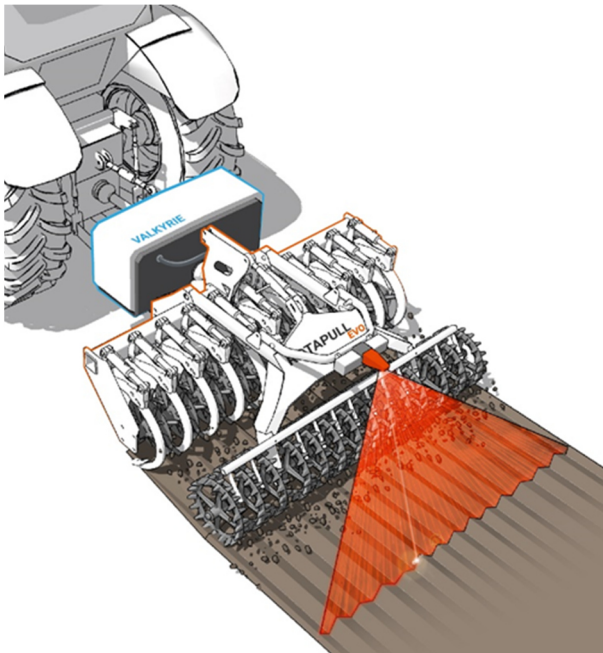


Abbildung 1.1: Überblick über das Gesamtsystem.

Um die Landwirte mit Bodenbearbeitungsgeräten zu unterstützen, die ihren spezifischen Anforderungen entsprechen, müssen neue Ansätze in Betracht gezogen werden. Eine Lösung wurde an der Technischen Universität Dresden entwickelt. Das sogenannte Kronos-System, ein elektrisch angetriebenes, sensorgesteuertes Werkzeugsystem, bestehend aus drei Modulen: einem Zapfwellengenerator (Valkyrie), einem Bodenbearbeitungsgerät (Rotapull Evo) und dem Bodensensor (Ackerscanner).

1.1 Rotapull Evo

Die Kernkomponente ist das Bodenbearbeitungsmodul Rotapull Evo, das aus einer patentierten Kombination von aktiv angetriebenen und passiv gezogenen Werkzeugen besteht. Diese Kombination ermöglicht es, den Bodenbearbeitungsprozess an die spezifischen Betriebsbedingungen (Bodenfeuchtigkeit, Betriebsgeschwindigkeit, Bodentyp) und an das vom Landwirt gewünschte Bodenbearbeitungsergebnis (z. B. Saatbettbereitung, Unkrautbekämpfung usw.) anzupassen.

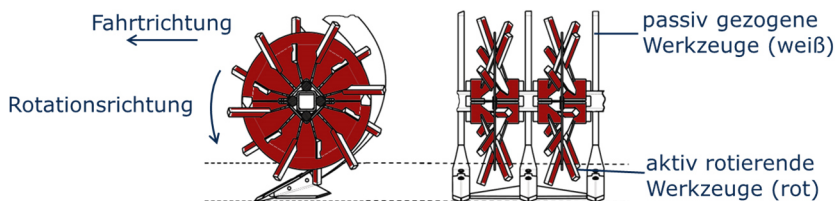


Abbildung 1.2: Funktionsprinzip des Rotapull Evo.

Der Schlüssel für diese einstellbare Verwendung ist das variable elektrische Antriebssystem der aktiven rotierenden Werkzeuge. Dadurch kann der Bediener die Maschine genau an seine spezifischen Bedürfnisse anpassen.

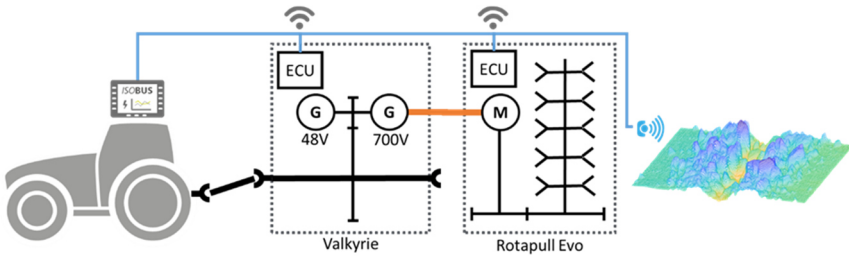


Abbildung 1.3: Schematische Darstellung des Kronos-Systems.

1.2 Ackerscanner

Um den Bediener bei der Bewertung und Steuerung des Bodenbearbeitungsprozesses zu unterstützen, vermisst der Bodensensor Ackerscanner das Prozessergebnis nach der Behandlung kontinuierlich auf die erzeugte Rauheit bzw. die Bodenbedeckung mit Pflanzenmaterial.

Mit diesen Informationen passt die Steuereinheit von Rotapull Evo seine Prozessintensität selbst an die vom Landwirt vorgegebenen Werte an. Mit Hilfe der variablen elektrisch angetriebenen Werkzeuge und der Bewertung des Prozessergebnisses kann das Kronos-System auf Störungen während des Bodenbearbeitungsprozesses, z.B. Geschwindigkeitsänderung des Traktors, unterschiedlicher Boden- und Feuchtigkeitsgehalt auf dem Feld usw. automatisiert reagieren.

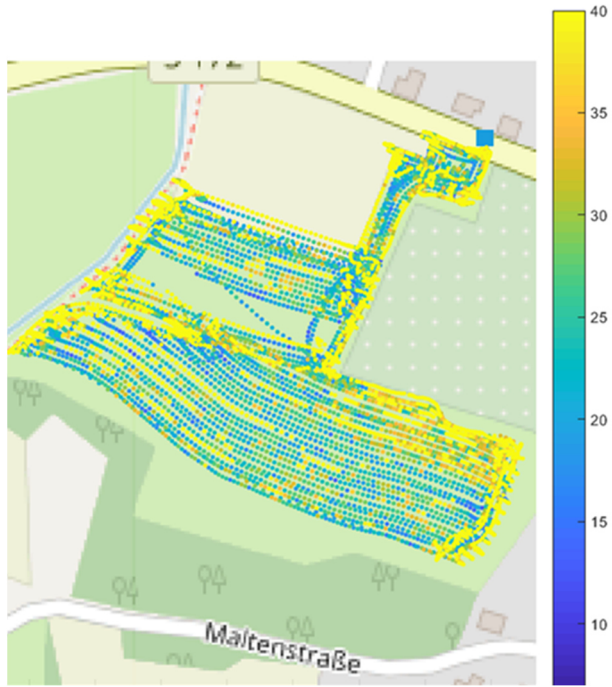


Abbildung 1.4: Beispiel der Bodenrauigkeitsverteilung.



Abbildung 1.5: Funktionsmuster im Feldeinsatz.

1.3 Valkyrie

Zur Bereitstellung der erforderlichen elektrischen Leistung ist der am Traktor montierte Zapfwellengenerator Valkyrie Teil des Kronos-Systems. Valkyrie ist über die Dreipunktaufhängung mit dem Traktor verbunden. Durch die Verwendung von standardisierten Schnittstellen kann die elektrische Leistung auch für andere elektrisch angetriebenen Geräte mit 700 V DC oder 48 V DC bereitgestellt werden. Rotapull Evo kann ohne Valkyrie mit jedem Traktor verwendet werden, der 700 V DC liefert.

2 Zusammenfassung

Die Technologien im Kronos System wurden in den letzten Jahren an der Professur für Agrarsystemtechnik der TU Dresden entwickelt und sind ein Beispiel für das Potenzial von intelligenten, sensorgesteuerten Bodenbearbeitungsverfahren. Um die entwickelten Lösungen Landwirten zur Verfügung zu stellen, sind die Kronos-Module Bestandteil einer Ausgründung von der Professur.

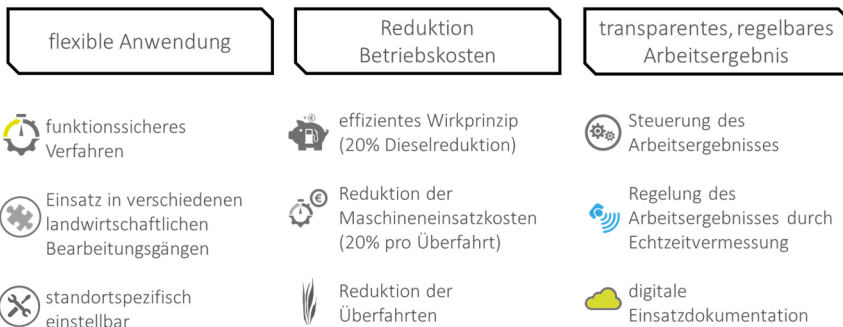


Abbildung 2.1: Zusammenfassung der Systemvorteile.

Die Orchestrierung digitaler Zwillinge für Industrie 4.0

Heiko Baum¹; Benedikt Müller¹ und Oliver Breuer¹

¹ FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Aachen, Deutschland
E-Mail: heiko.baum@fluidon.com; Tel.: (+49) 241 9609260

Kurzfassung

Die Frage: Was sind die „Antriebslösungen unter Einbezug von Industrie 4.0 – Enabler für hybride und energieeffiziente Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen und Anbaugeräte“ führt früher oder später zu der Antwort: „Der digitale Zwilling ist ein entscheidender Enabler von Industrie 4.0“. Wie aber kann ein digitaler Zwilling sein Potenzial als Treiber für die Industrie 4.0 ausschöpfen und den Entwickler bei der täglichen Arbeit unterstützen? Die Lösung lautet: „Der digitale Zwilling bedarf einer geeigneten Orchestrierung“, denn nur dann profitiert der Entwickler davon, dass er die virtuelle Repräsentanz seiner Maschine unter einer Vielzahl von Randbedingungen simulieren kann, um zu sehen, wie diese sich verhält.

Der Beitrag verdeutlicht am Beispiel der Druckschwingungsanalyse eines mobil-hydraulischen Antriebs die Anforderungen an die Orchestrierung. Es wird demonstriert, wie unter Nutzung eines vorhandenen digitalen Zwillings ein Workflow individuell aufgesetzt und im Virtual Engineering Lab (VEL) abgebildet wird.

Schlagerworte: Orchestrator, Automatisierung des Simulations-Workflows, digitaler Zwilling, FMU, Python

1 Einleitung

Eine Antwort auf die Frage „wie können Antriebslösungen unter Einbezug von Industrie 4.0 als Enabler für hybride und energieeffiziente Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen und Anbaugeräte fungieren“ ist der digitale Zwilling [1]. Der digitale Zwilling beinhaltet ein Simulationsmodell – die virtuelle Repräsentanz der realen Maschine – dessen Potenzial es auszuschöpfen gilt, um den Entwickler bei der täglichen Arbeit zu unterstützen. Hierzu bedarf es allerdings der geeigneten Orchestrierung des digitalen Zwillings, also dem flexiblen Kombinieren mehrerer Arbeitsschritte zu einem Workflow [2]. Nur durch die konsequente Automatisierung dieses Workflows profitiert der Entwickler davon, dass er die virtuelle Repräsentanz seines Systems unter einer Vielzahl von Randbedingungen simulieren kann, um zu sehen, wie diese sich verhält.

Die Frage „was ist eine geeignete Orchestrierung?“ kann allerdings nicht verallgemeinert beantwortet werden. Die geeignete Orchestrierung lässt sich nur fallspezifisch sinnvoll realisieren, denn abhängig von der zu untersuchenden Fragestellung geht ein digitaler Zwilling unterschiedlich stark ins Detail und kann sowohl ein vereinfachtes Datenmodell als auch ein physikalisch modelliertes Multi-Domain-Modell [3] sein. Zur Orchestrierung des Workflows wird daher ein flexibles, idealerweise plattform- und produktoffenes und individuell konfigurierbares Werkzeug benötigt, mit dem der Anwender seinen Workflow definiert.

2 Druckschwingungsanalyse eines hydrostatischen Antriebsstrangs

Die Anforderungen an einen flexiblen Workflow werden am Beispiel eines hydrostatischen Antriebsstrangs (Abbildung 2.1) beschrieben, der in der Regel mindestens eine Fahrpumpe und mehrere Fahrmotoren umfasst. Um den Antriebsstrang im optimalen Wirkungsgradbereich zu betreiben oder um spezielle

Betriebsbedingungen zu ermöglichen, werden alle Hydrostaten individuell ver-
stellt. Hierdurch kommt es zu einer breitbandigen Pulsationsanregung des
Leitungssystems, wodurch Druckschwingungsprobleme nicht nur zwischen der
Quelle und den Verbrauchern, sondern auch zwischen den Verbrauchern selbst
entstehen können.

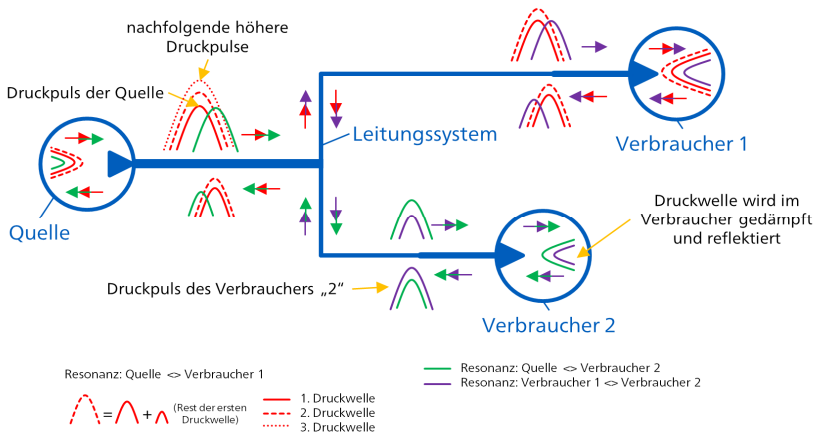


Abbildung 2.1: Beispiel eines hydrostatischen Antriebsstrangs [9].

Verbunden sind die Hydrostaten durch ein Leitungssystem, das sich abhängig
von der Topologie des Fahrzeugs in mehrere Segmente unterschiedlicher Länge
verzweigt, die ihrerseits häufig aus einer Kombination von Stahl- und
Schlauchleitungen bestehen.

Bei der „klassischen“ Projektierung des Leitungssystems ist es aus Zeit- und Res-
sourcenründen nahezu unmöglich aus der Vielzahl der möglichen Varianten
die Konfiguration zu finden, bei der es zur geringsten Druckschwingungsbelastung
des Leitungssystems kommt. Hier kommt jetzt die Orchestrierung des digitalen
Zwillinges – des Simulationsmodells des hydrostatischen Antriebsstrangs – ins
Spiel, um simulativ die geeigneten Konfigurationen für das Leitungssystem
auszuwählen.

3 Der VEL-Workflow

Zur Auslegung des Leitungssystems wird mit dem Virtual Engineering Lab (VEL) ein Workflow aufgesetzt, der mittels Parametervariation eine Vielzahl möglicher Leitungssystemkonfigurationen untersucht. Die Oberfläche des VEL (Abbildung 3.1) stellt dem Anwender verschiedene Module für die Abbildung des Workflows zur Verfügung.

Neben DSHplus-Simulationsmodellen [4] können auch Linux-FMU-Modelle (functional mock-up unit) aus allen FMI-konformen Entwicklungstools importiert werden [5].

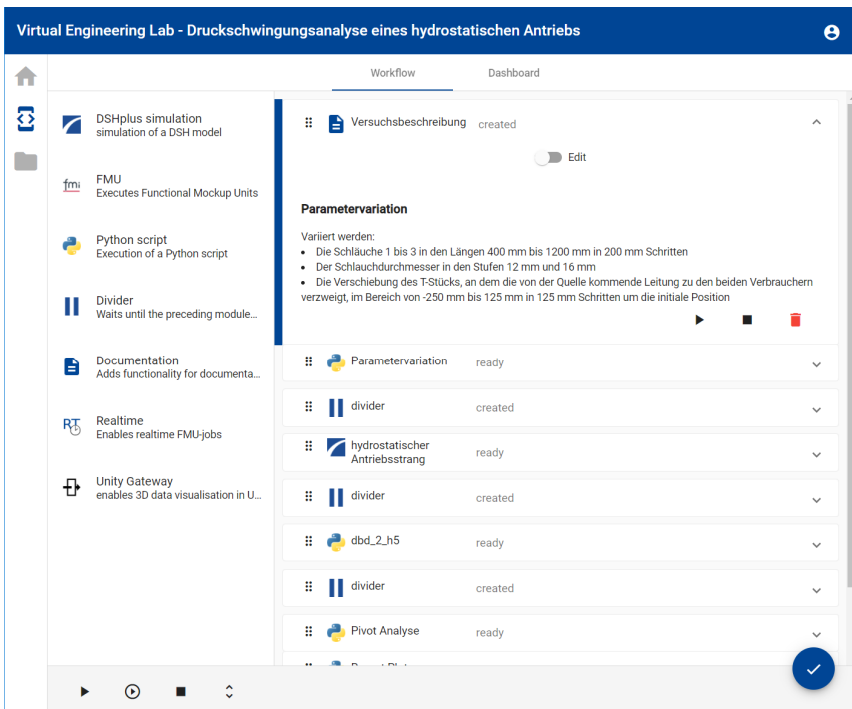


Abbildung 3.1: VEL-Orchestrator mit Beispiel-Workflow zur Druckschwingsanalyse.

Pre-Processing-Arbeitsschritte, um z. B. Parameterstudien durchzuführen oder Trainingsdaten für das Machine Learning zu erzeugen, werden mittels Python-Skript realisiert. Python ist auch das geeignete Werkzeug für das anschließende Post-Processing der Simulationsergebnisse oder von Messdaten und kann für Big-Data-Analysen eingesetzt werden. Das Documentation-Plugin ist dazu gedacht, den Workflow mit Kommentaren, die auch Formeln im LaTeX-Format enthalten können, zu beschreiben. Das VEL lässt sich durch ein RT-Plugin an Feldbusnetzwerke ankoppeln, um den Entwicklern mobiler Arbeitsmaschinen virtuelle Inbetriebnahmetechniken für SiL- und HiL-Anwendungen zur Verfügung zu stellen [6]. Das Plugin Unity-Gateway leitet Daten aus dem VEL in Echtzeit an eine 3D-Visualisierung weiter.

Sowohl die VEL-Benutzeroberfläche mit den Plugins als auch das darunterliegende Software-Framework basieren auf Open-Source-Toolkits und standardisierten Schnittstellendefinitionen, wodurch ein Workflow sehr leicht um neue Bausteine erweitert und an unternehmensspezifische Anforderungen angepasst werden kann.

Im VEL ist die Struktur des Workflows entsprechend des aus der Softwareentwicklung bekannten „Fork-Join Modells“ [7] (Abbildung 3.2) organisiert.

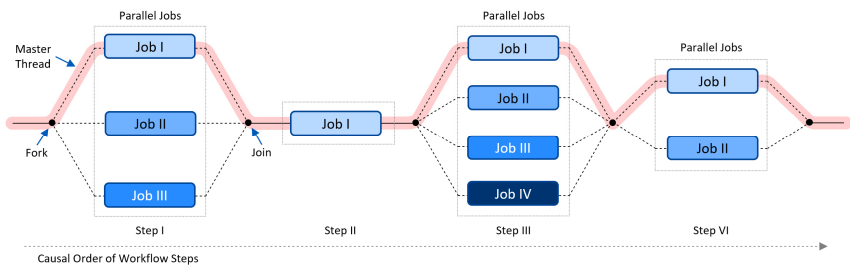


Abbildung 3.2: Verarbeitung von Arbeitspaketen mit dem Fork-Join Modell.

Im Fork-Join Modell werden die Arbeitspakete zunächst entsprechend ihrer kausalen Reihenfolge sortiert und anschließend die Arbeitspakete, die

voneinander unabhängig sind, parallel verarbeitet (Fork). Der Workflow wird erst dann wiedervereinigt (Join), wenn Ergebnisse aus parallelen Arbeitspaketen als Eingänge für nachfolgende Arbeitspakete benötigt werden.

Das VEL verarbeitet die Jobs eines Workflows standardmäßig immer parallel. Mittels eines Trenners (Divider) kann der Anwender aber das Wiedervereinigen des Workflows erzwingen, sodass die in Abbildung 3.2 präsentierte Fork-Join-Struktur entsteht.

4 Parameterstudie mit dem VEL

Zu Beginn einer Parameterstudie gilt es die Grenzen zu definieren, in denen die Bauteilparameter variiert werden, und es muss festgelegt werden, wie die Ergebnisse zu bewerten sind. Abbildung 4.1 zeigt einen Ausschnitt des für die Parameterstudie vorbereiteten Simulationsmodells des Antriebsstrangs.

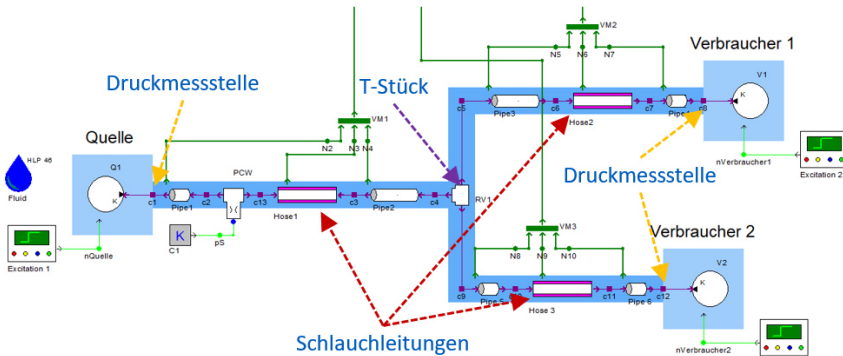
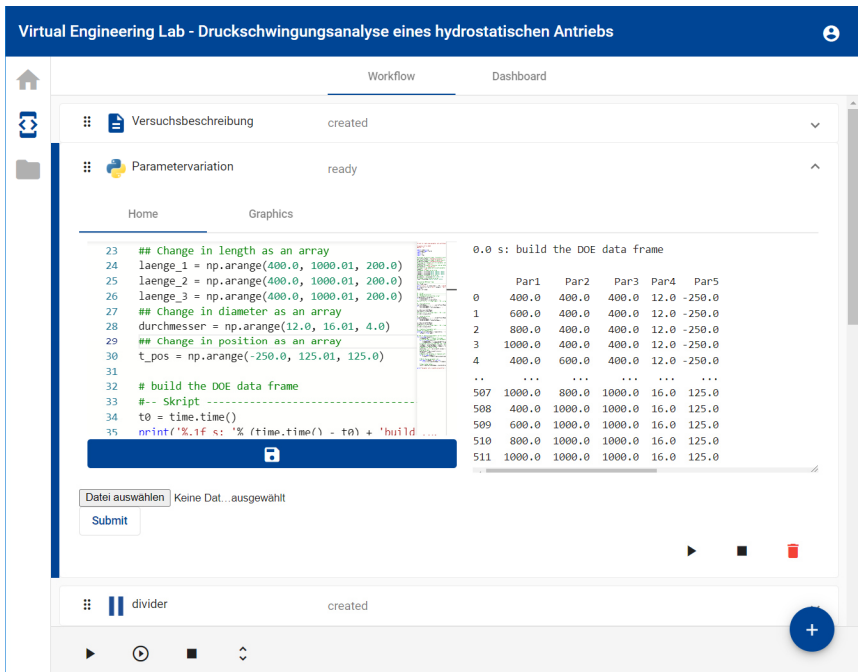


Abbildung 4.1: Simulationsmodell des hydrostatischen Antriebsstrangs.

Aus Bauraumgründen müssen die Leitungslängen des Antriebsstrangs konstant bleiben. Allerdings können die Längen der Schlauchleitungen 1 bis 3 variable zwischen 400 mm und 1000 mm gestaltet werden. Durch Formelbeziehungen

in den Bauteilen werden die Längen der verbleibenden Stahlleitungen automatisch entsprechend angepasst. Als weitere Variationsmöglichkeiten stehen Schlauchleitungen mit den Durchmessern 12 mm und 16 mm zur Auswahl und die Positionierung des T-Stücks, an dem die von der Quelle kommende Leitung zu den beiden Verbrauchern verzweigt, kann von -250 mm bis +125 mm aus der Ausgangsposition verschoben werden. Abbildung 4.2 zeigt die Ansicht des für die Parametervariation zuständigen Python-Skripts im VEL.



```

23  ## Change in length as an array
24  laenge_1 = np.arange(400.0, 1000.01, 200.0)
25  laenge_2 = np.arange(400.0, 1000.01, 200.0)
26  laenge_3 = np.arange(400.0, 1000.01, 200.0)
27  ## Change in diameter as an array
28  durchmesser = np.arange(12.0, 16.01, 4.0)
29  ## change in position as an array
30  t_pos = np.arange(-250.0, 125.01, 125.0)
31
32  # build the DOE data frame
33  #-- Skript -----
34  t0 = time.time()
35  print('%s:if s: '%(time.time() - t0) + 'build

```

```

0.0 s: build the DOE data frame

```

	Par1	Par2	Par3	Par4	Par5
0	400.0	400.0	400.0	12.0	-250.0
1	600.0	400.0	400.0	12.0	-250.0
2	800.0	400.0	400.0	12.0	-250.0
3	1000.0	400.0	400.0	12.0	-250.0
4	400.0	600.0	400.0	12.0	-250.0
...
507	1000.0	800.0	1000.0	16.0	125.0
508	400.0	1000.0	1000.0	16.0	125.0
509	600.0	1000.0	1000.0	16.0	125.0
510	800.0	1000.0	1000.0	16.0	125.0
511	1000.0	1000.0	1000.0	16.0	125.0

Abbildung 4.2: Python-Skript zur Parametervariation mit vollfaktoriellem Versuchsplan.

Im Python-Skripts dienen die Zeilen 24 bis 30 zur Eingabe des zu variierenden Parameterbereichs. Das Skript erzeugt hieraus einen vollfaktoriellen Versuchsplan [8] mit 512 Parametersätzen und speichert diese direkt im Verzeichnis des Simulationsmodells, das jetzt, entsprechend der Workflow-Reihenfolge aus

Abbildung 3.1, mit der Berechnung beginnt. Vom VEL-Plugin für die Simulationsrechnung werden die voneinander unabhängigen Parametersätze parallel berechnet, wodurch die volle Leistung der Rechnerhardware ausgenutzt wird.

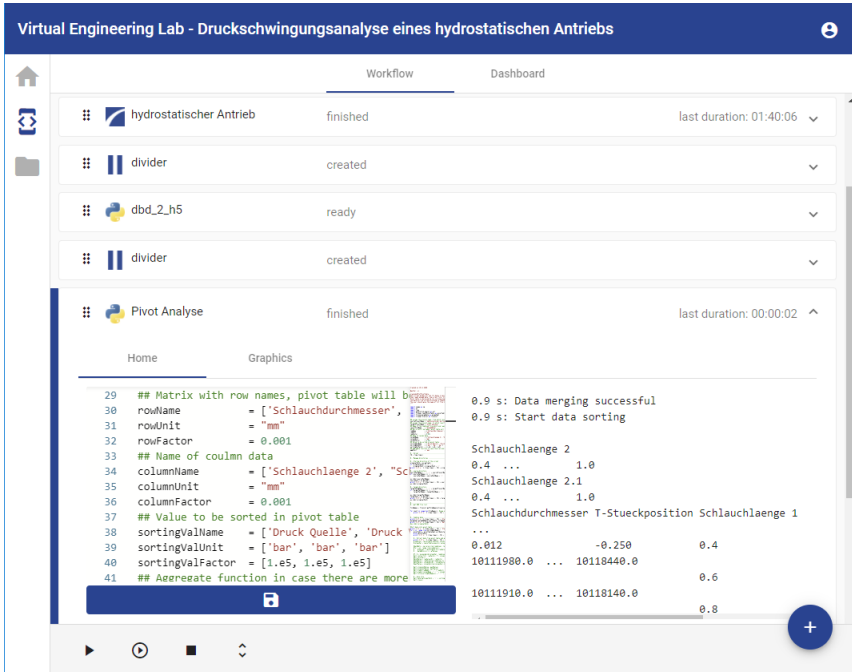


Abbildung 4.3: Python-Skript zur Pivot-Analyse.

Die detaillierten Ergebnisse der 512 Simulationen sind für den Entwickler zunächst allerdings von untergeordnetem Interesse. Primär möchte er durch die Parametervariation absichern, dass es bei der vom ihm gewählten Leitungskonfiguration zu keiner störenden Resonanzsituation im Antriebsstrang kommt, und außerdem erfahren, welche der möglichen Leitungskonfiguration die niedrigsten Druckpulsationsamplituden aufweist. Als Kriterium für die Bewertung dienen die Drücke an den in Abbildung 4.1 markierten Druckmessstellen. Die

Extraktion der Druckwerte aus den Simulationsergebnissen übernimmt wiederum ein Python-Skript (Abbildung 4.3).

Im linken Teil des Python-Skripts sind die Eingaben zu sehen, die festlegen, in welcher Formatierung die selektierten Ergebnisse als Pivot-Tabelle ausgegeben werden. Der rechte Teil zeigt einen Teilausschnitt der Pivot-Tabelle, die zur Weiterverarbeitung als Microsoft-Excel-Datei gespeichert wird.

Abbildung 4.4 präsentiert die Pivot-Tabelle der Druckamplituden an Verbraucher 2. Durch eine farbliche Kennzeichnung ist direkt zu erkennen, welche Leitungssystemkonfiguration höhere und welche niedrigere Druckwerte verursacht. Die Zuordnung der Druckwerte zu einer bestimmten Leitungssystemkonfiguration erfolgt über die Zeilen- und Spaltensortierung der Tabelle. Die Druckwerte sind zeilenweise zunächst nach den beiden Schlauchdurchmessern sortiert, dann folgt die Sortierung nach der T-Stückposition und schließlich die Sortierung nach der Schlauchlänge 1. Die Spalten sind zuerst nach der Schlauchlänge 2 und dann nach der Schlauchlänge 3 sortiert.

		0,4				0,6				0,8				1				
Schlauchdurchmesser	T-Stueckposition	Schlauchlaenge 1				Schlauchlaenge 2				Schlauchlaenge 3				Schlauchlaenge 4				
		0,4	0,6	0,8	1	0,4	0,6	0,8	1	0,4	0,6	0,8	1	0,4	0,6	0,8	1	
0,012	0,25	0,4	10,79	8,11	7,98	7,05	9,53	8,86	8,06	8,77	11,17	9,61	9,29	9,68	11,45	12,01	11,61	8,43
		0,6	11,25	8,55	7,93	7,26	9,94	8,98	8,28	8,01	11,47	9,88	9,29	9,02	11,04	11,97	11,40	8,93
		0,8	11,62	8,91	8,07	7,75	10,45	9,18	8,33	7,70	11,59	10,04	9,37	8,69	12,22	11,74	11,24	9,22
		1	11,77	9,28	8,18	9,06	10,90	9,49	8,81	8,40	11,52	10,44	9,97	9,31	12,94	12,12	11,87	9,15
	-0,125	0,4	9,29	8,49	7,22	6,84	9,88	8,36	7,43	6,66	10,42	9,08	8,06	7,42	10,87	9,61	8,61	8,45
		0,6	9,55	8,46	7,30	7,15	10,02	8,53	7,83	6,77	10,45	9,67	8,42	7,68	11,25	9,76	8,80	8,30
		0,8	9,83	8,46	7,46	7,29	10,09	8,67	8,12	7,04	10,99	9,89	8,66	7,50	11,46	9,87	8,74	8,34
		1	10,02	8,60	7,73	7,58	10,36	8,89	8,06	7,37	11,44	9,75	8,51	7,80	11,40	10,09	9,08	8,52
	0	0,4	8,61	7,45	6,44	6,34	8,62	7,56	6,77	6,13	9,59	8,19	7,41	6,58	9,68	8,37	7,55	6,97
		0,6	8,78	7,74	6,83	6,57	9,20	7,91	6,96	6,29	9,86	8,56	7,58	6,72	10,28	8,87	7,63	7,27
		0,8	9,08	7,85	6,94	6,96	9,53	8,12	7,12	6,51	10,10	8,66	7,96	7,06	10,45	9,05	7,78	7,18
		1	9,49	8,21	6,93	7,23	9,70	8,30	7,27	6,48	10,45	8,72	7,87	7,06	10,86	9,68	8,17	7,11
0,125	0,4	7,48	6,38	6,21	6,28	8,08	6,80	6,25	5,96	8,85	7,67	7,53	6,46	8,97	8,02	7,09	6,11	
	0,6	7,96	6,72	6,17	6,62	8,17	7,02	6,38	6,32	8,90	7,97	8,10	6,12	9,51	7,92	7,07	6,46	
	0,8	8,31	7,18	6,54	6,51	8,79	7,25	6,47	6,43	9,69	8,17	8,09	6,74	9,66	8,19	7,27	6,57	
	1	8,33	7,35	6,85	6,85	8,77	7,36	6,58	6,50	9,50	8,09	8,86	6,57	9,93	8,49	7,60	6,74	
0,016	-0,25	0,4	8,15	6,28	5,36	6,24	8,92	6,99	5,45	6,02	9,08	7,27	6,02	5,62	9,76	7,93	7,26	5,69
		0,6	8,48	6,88	5,28	6,24	9,36	7,18	5,66	5,53	10,05	7,59	6,20	5,62	10,43	7,93	6,81	5,16
		0,8	8,31	6,96	5,24	5,37	9,71	7,30	5,89	5,26	9,81	7,94	6,29	6,20	10,04	8,45	6,68	5,18
		1	8,95	7,04	5,38	5,22	10,10	7,14	5,74	6,37	10,71	7,82	6,16	6,56	10,59	8,28	7,09	6,01
	-0,125	0,4	7,59	5,80	4,90	6,53	7,93	6,30	5,22	6,23	8,59	6,37	5,91	6,00	9,48	7,11	6,43	7,20
		0,6	8,05	6,00	5,06	6,54	8,20	6,52	5,46	6,40	9,09	7,11	6,17	6,07	9,65	7,93	6,29	6,85
		0,8	8,15	6,37	5,48	6,39	8,44	7,20	5,89	6,31	9,35	7,54	6,92	5,88	10,59	7,75	6,54	7,03
		1	8,41	6,75	5,35	6,81	8,87	7,04	5,72	6,47	9,78	7,47	6,44	5,67	10,63	7,76	6,32	6,53
	0	0,4	7,12	5,39	5,27	6,23	7,50	5,72	5,14	5,95	8,13	6,40	6,17	5,78	8,45	6,61	5,93	5,94
		0,6	7,21	5,39	5,08	5,95	7,60	5,89	4,68	5,86	8,41	6,54	6,61	5,86	9,28	7,23	6,06	6,03
		0,8	7,72	5,85	5,66	5,56	8,19	6,12	5,04	5,89	8,93	6,94	6,95	5,16	9,33	7,35	6,09	5,98
		1	7,85	5,86	5,44	5,88	8,09	6,44	5,22	5,61	9,04	7,24	7,39	6,63	9,32	7,44	6,29	6,34
0,125	0,4	6,39	4,72	4,82	5,73	7,14	5,61	4,38	5,13	7,83	6,09	6,38	4,92	8,34	6,43	5,14	4,53	
	0,6	6,98	4,83	4,39	5,01	7,24	5,77	4,52	4,94	8,04	6,34	5,46	4,97	8,47	6,70	5,62	5,96	
	0,8	7,07	5,10	4,71	4,81	7,55	5,86	4,42	4,93	8,12	6,23	5,60	5,76	9,48	7,36	6,12	6,28	
	1	7,49	5,21	5,18	5,04	7,76	6,01	4,56	5,00	8,35	6,66	5,31	5,80	8,86	6,87	5,60	6,31	

Abbildung 4.4: Pivot-Tabelle des Drucks an Verbrauchers 2.

Aus Abbildung 4.4 geht hervor, dass die Konfiguration mit den Schlauchlängen 1 = 1000 mm, 2 = 1000 mm, 3 = 400 mm, dem Durchmesser 12 mm und der T-Stückposition -250 mm mit fast 13 bar die höchste Druckpulsationsamplitude aufweist und daher eher ungeeignet ist, wohingegen z. B. die Konfiguration mit den Schlauchlängen 1 = 600 mm, 2 = 400 mm, 3 = 800 mm, dem Durchmesser 16 mm und der T-Stückposition +125 mm mit ca. 4,4 bar eine niedrige Druckpulsationsamplitude aufweist und geeignet erscheint. Allerdings muss dieser Befund noch mit den Druckpulsationsamplituden an den beiden anderen Messstellen gegengeprüft werden, um abschließend zu bewerten, ob die Konfiguration tatsächlich das beste Gesamtergebnis liefert.

5 Detailanalyse der Ergebnisse

Selbstverständlich kann der Entwickler jederzeit auch genauer auf die Simulationsergebnisse schauen. Hierzu wird der Workflow bedarfsweise um weitere Python-Skripte ergänzt. Abbildung 5.1 zeigt einen Reportplot mit den Drehzahl- und Drucksignalen der als brauchbar identifizierten Konfiguration.

In den Zeitsignalen der Drücke ist sichtbar, dass es im Leitungssystem zu Resonanzsituationen kommt, die die hohen Druckpulsationsamplituden verursachen. Was noch fehlt ist das Verständnis, welche Drehzahlen und welcher Hydraulostat hierfür verantwortlich sind und welche Schwingungssituation daraus resultiert.

Mit der Spektrogramm-Analyse der Drucksignale wird ermittelt, bei welchen Drehzahlen es zu Resonanzen im Leitungssystem des Antriebsstrangs kommt. Abbildung 5.2 zeigt die Spektrogramm-Analyse des Drucksignals am Verbraucher 2.

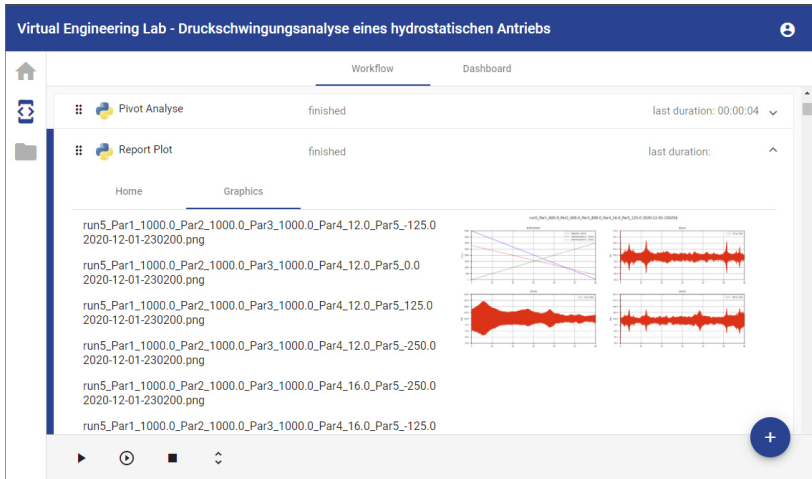


Abbildung 5.1: Python-Skript zur Kurvendarstellung.

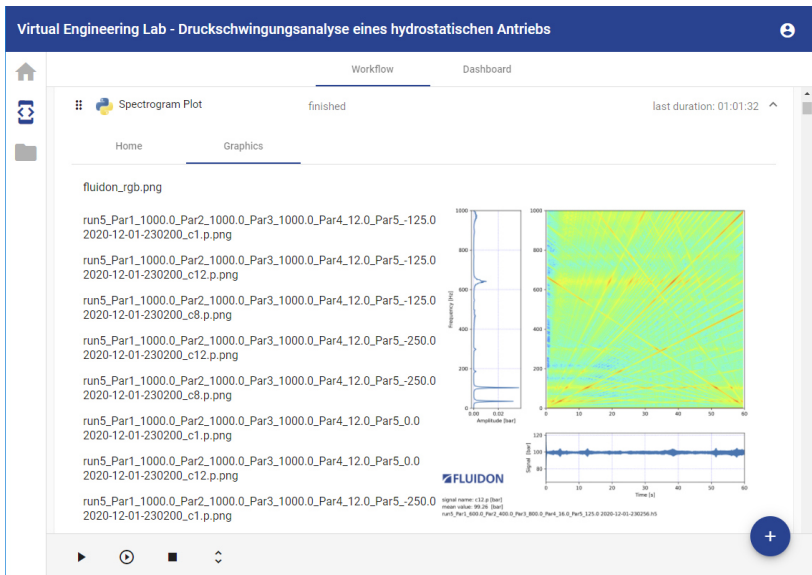


Abbildung 5.2: Python-Skript zur Spektrogramm-Analyse.

Es ist deutlich zu erkennen, dass es bei ca. 50 Hz und ca. 110 Hz eine Systemresonanz mit hohen Amplituden und bei ca. 620 Hz eine sehr breitbandige Resonanz gibt. Welche Druckschwingungsformen des Leitungssystem hiermit einhergehen, wird durch einen Druckvektorplot identifiziert, bei dem die Druckschwingungssituation entlang der Leitungssachse visualisiert wird. Abbildung 5.3 präsentiert das hierzu verwendete Python-Skript. Für eine detaillierte Beschreibung und Interpretation von Spektrogrammen und Druckvektorplots sei an dieser Stelle auf [9] verwiesen.

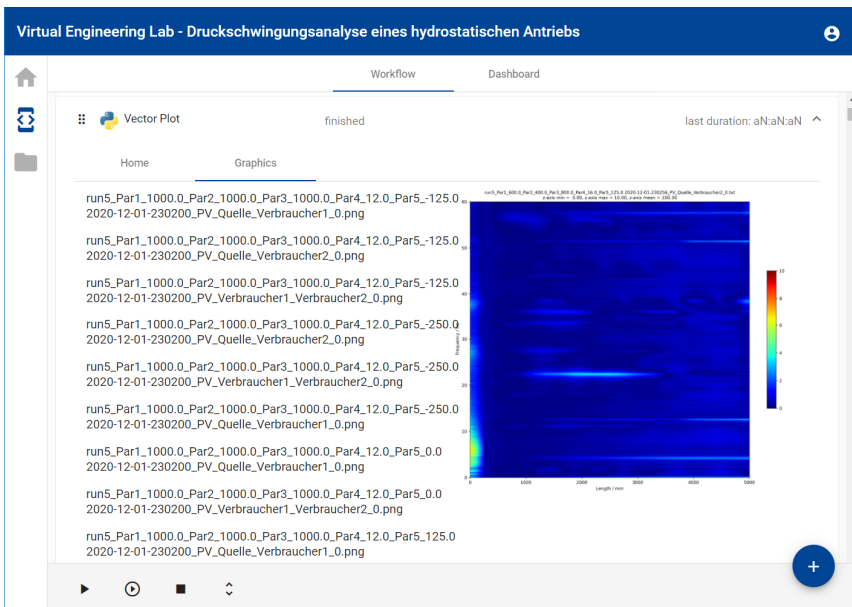


Abbildung 5.3: Python-Skript zur Erstellung von Druckvektorplots.

6 Zusammenfassung

Am Beispiel eines hydrostatischen Antriebs wurde demonstriert, wie mit dem VEL ein Workflow orchestriert wird, um die konstruktiv möglichen Varianten

eines Leitungssystems hinsichtlich ihres Druckpulsationsverhaltens zu überprüfen und die optimale Variante zu bestimmen. Das VEL ist jedoch nicht auf fluidtechnische Fragestellungen limitiert, sondern ist als Orchestrator für Simulationsworkflows aus beliebigen technischen Anwendungen konzipiert. Mittels FMU-Plugin können hierzu digitale Zwillinge aus unterschiedlichen Simulationswerkzeugen in den Workflow integriert werden. Die flexible Zusammenstellung des Workflows aus vordefinierten Plugins ermöglicht anschließend den Einsatz des VEL für die unterschiedlichsten Fragestellungen.

Literatur

- [1] VDI/ VDE: Simulation und digitaler Zwilling im Anlagenlebenszyklus, VDI-Statusreport, 02.2020
- [2] Orchestrierung, <https://de.wikipedia.org/wiki/Dienstekomposition#Orchestrierung>, zuletzt besucht 11.2020
- [3] Multi-Domain-Modellierung, <https://systemdesign.ch/wiki/Multi-Domain-Modellierung>, zuletzt besucht 11.2020
- [4] DSHplus - Simulation hydraulischer und pneumatischer Systeme im mechatronischen Umfeld, <https://www.fluidon.com/>, zuletzt besucht 11.2020
- [5] FMI-standard - Functional Mock-up Interface for Model Exchange and Co-Simulation, <https://fmi-standard.org>, zuletzt besucht am 11.2020
- [6] VEL - eine modulare virtuelle Inbetriebnahmeumgebung für mobile Arbeitsmaschinen, 11. Kolloquium Mobilhydraulik, 10. September 2020, Karlsruhe, Seite 133 – 146
- [7] Fork-Join Model, https://en.wikipedia.org/wiki/Fork%E2%80%93join_model, zuletzt besucht 11.2020
- [8] Statistische Versuchsplanung, https://de.wikipedia.org/wiki/Statistische_Versuchsplanung, zuletzt besucht 11.2020

- [9] Baum, H.: Druckschwingungsanalyse hydrostatischer Antriebsstränge, O+P, 06-2019, Seite 36 - 41

Development of a hybrid electric powertrain for non-road mobile machinery by means of application-adapted driving profiles

*Dirk Schuhmann*¹, *Markus Merkel*¹, *Sebastian Reusch*² and *David Harrison*³

¹ *Institute for Virtual Product Development, University of Applied Sciences Aalen, Aalen, Germany*

² *Max Holder GmbH, Reutlingen, Germany*

³ *Glasgow Caledonian University, Scotland, UK*

Abstract

The reduction of exhaust and greenhouse gas emissions will become increasingly important in the future. The continuous reduction of noise emissions will also play an important role in the future. Local emission-free driving is a declared goal, especially in inner-city areas. E-mobility in the form of mixed drives as hybrid or purely electric vehicles offers a suitable technical solution [1-3]. New manufacturing technologies such as additive manufacturing allow resource-efficient, modular and topology-optimised lightweight construction to be implemented in a future-oriented manner [4-7]. Municipal vehicles and construction machinery such as sweepers, multi-functional vehicles, excavators and wheel loaders are mainly used in inner-city areas. Narrow and small roads are used by these vehicles. This can be supported by a multitude of sensors. These vehicles are classified as NRMM's (Non-Road Mobile Machinery's). NRMM's offer potential to contribute to local emission reductions in inner city

areas. With regard to PM_{10} limits in direct comparison to high frequency roads [8, 9].

In this paper a concept of a modular and scalable electric drive platform for NRMM's is presented, which was designed by newly developed special driving cycles. The modular and scalable electric drive platform is demonstrated using a serial plug in hybrid multifunctional vehicle as an example. The special and application-oriented driving cycles to be presented contain important attributes for the evaluation of electrically driven vehicles, such as recuperation. For an optimal design of the power components of the drive platform, exact operating conditions of the vehicles are required. For this purpose, a driving cycle mix for use in a multifunctional vehicle was developed and demonstrated from special and individual load collectives [10]. In future, the drive platform will offer the possibility of integrating additive production for resource-efficient and functionally integrated components, such as near-contour cooling or integrated sensor connections. The modular and scalable structure of the platform in combination with additive manufacturing can be integrated and used in various machines with different performance classes. In the future, the basis of the drive platform can also operate as a carrier for a fuel cell drive.

Keywords: Electric mobility, hybrid, thermal management, modular and scalable electric drive platform, energy efficiency, additive manufacturing, compact integrated sensors.

1 Introduction

Resource efficiency, energy efficiency and increased environmental awareness are becoming increasingly important in today's society. The reduction of emissions in the form of air quality and noise, especially in inner-city areas, is a benefit to which the mobility of tomorrow can contribute. The electrification of vehicles seems to be a suitable solution in the vehicle sector. By means of local emission-free driving, some important points can already be realised today [1,

11-13]. NRMMs such as municipal vehicles, multifunctional vehicles and construction vehicles are predominantly used in inner-city areas. These vehicles can therefore contribute to local inner-city air pollution control. Muffel+ (intelligent, hybrid, electric drive platform for multifunctional vehicles) is a research project funded by the Federal Ministry of Education and Research.

The aim of the Muffel+ project is to develop and research on a highly flexible, modular and scalable electrified drive platform.

1.1 Research objectives/ electrified drive platform

The research activities at Aalen University on the modular and scalable electrified drive platform include several focal points, which provide a modern and resource efficient basis for an electrified drive platform for NRMM. In addition to the overall vehicle integration and the mechanical development of the drive axle, further research priorities are pursued.

- The research, development, testing and trial of special driving cycles for electrified NRMM and road vehicles. The testing under laboratory conditions is carried out on a single roller dynamometer. Test and trial runs on the road are carried out using a mobile measuring system which is attached directly to the wheel.
- The development and research of a compact, functionally integrated thermal management system for the modular electrified drive platform
- The use of 3D metal printing for modular, functionally integrated and topologically optimised components using a specially developed evaluation matrix over the electrified drive train adapted to the respective drive platform. Figure 1.1 schematically shows the development composition from the research objectives.

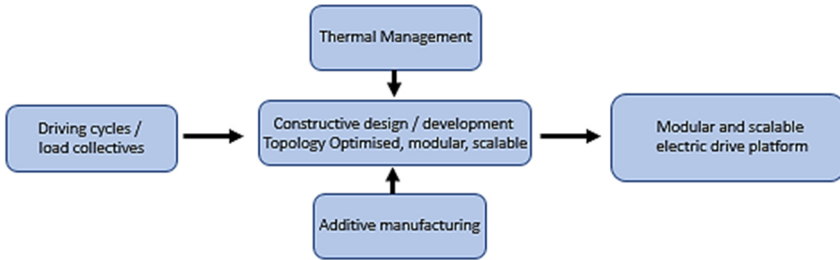


Figure 1.1: Description of the research objectives.

2 Vehicle concept Muffel+

The vehicle concept of the Muffel+ is based on the Holder C70 TC multifunctional vehicle with articulated steering and is designed as a serial plug in hybrid vehicle with range extender. A diesel-powered combustion engine with an output of 48 kW (65 PS) is used as range extender. The auxiliary units of the Muffel+ are also directly supplied with power from the diesel engine. An 11 kWh traction battery provides the necessary electrical power for the Muffel+ drive. The higher overall efficiency of the electrified version is to be mentioned in direct comparison to a diesel-hydraulic traction drive. Due to the electric traction drive, local emission-free driving is possible. Noise and fine dust reduction results from the electric drive. By avoiding load peaks and unfavourable working areas of the diesel engine, a fuel saving of approx. 25% is expected [14]. Fuel savings can be further improved in percentage terms through an intelligent communal charging infrastructure. Figure 2.1. shows a Holder C70 mowing on a steep slope.



Figure 2.1: Holder C70.

2.1 Modular and scalable electric drive platform / electric drive train

The modular and scalable electric drive platform is transferred to the basic Holder C70 TC vehicle. A system configuration is presented in figure 2.2. Four wheel-mounted synchronous reluctance motors with permanent magnets drive the electrified platform. Directly flanged to each of the electric motors is a two-stage planetary gear with a ratio of $i=1:30$. The electric drive motors are supplied by an 11 kWh traction battery with an intermediate circuit voltage of 760 V. The battery is housed in a high-voltage box (HV-box) with the power electronics at the rear of the vehicle. The high-voltage box is equipped with quick-release fasteners for the cooling media supplied and for the electronic supply lines. This means that the high-voltage box can be replaced quickly. The quick-change capability enables a quick battery change concept. Furthermore, the high-voltage box serves as a mounting support for attachments and can even be swivelled backwards by up to 90° using a hydraulic lifting unit. The traction battery can be charged on the one hand via the mains via a type 2 charging plug and on the other hand via the primary drive, which functions as a range extender. The primary drive can be selected in different versions. A combustion

engine can be installed either as a diesel, petrol or gas engine. A fuel cell can also be selected as primary drive. The primary drive in the Muffel+ is a diesel powered combustion engine. It drives the front power take-off shaft directly via a mechanical connection. The power take off in the rear of the vehicle is supplied with power via a hydraulic pump. The hydraulic pump itself is also mechanically connected to the primary drive unit. The platform is modular and scalable in terms of power electronics (performance) and adaptability to any type of vehicle, such as wheel loaders, excavators, multi-functional vehicles and industrial trucks.

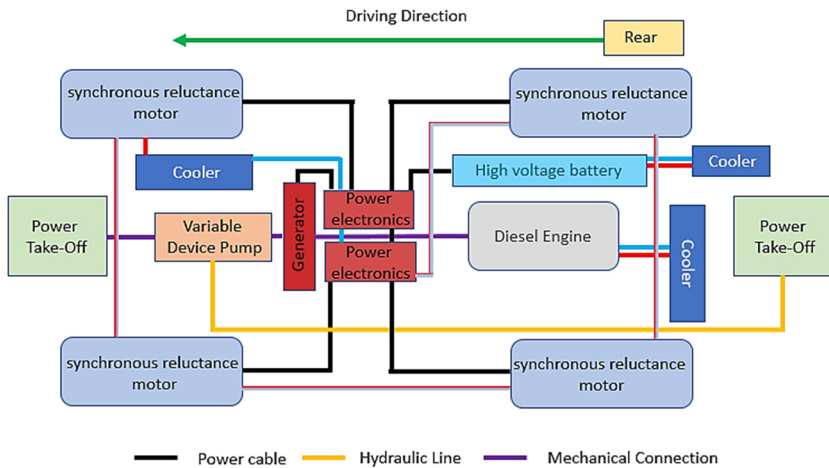


Figure 2.2: System diagram of electrified powertrain.

The electrified drive platform is cooled by three separate cooling circuits (Cc1-Cc3). Cc1 is provided for the primary drive and operates at a temperature of approx. 100°C. Cc2 supplies the high-voltage box and the traction battery in it with cooling and heating power at a temperature of approx. 20°C. The Cc3 supplies the power electronics and the drive motors. The temperature level is approx. 45°C-50°C.

2.1.1 Modular and scalable electric drive platform in combination with additive manufacturing

Energy efficiency and resource conservation is an important criterion not only for the operation of the drive platform but also for the production of the assemblies and components. Additive manufacturing using the SLM process offers a solution for both areas [15-17]. The electric drive platform can be individually assembled and adapted to the respective application due to its versatile application and configuration possibilities. Despite the modularity, this means that the required connecting elements or components can be adapted to the performance and used in small quantities. An evaluation matrix specially developed for the electrified drive platform helps to classify the electric drive train with regard to the usefulness of additives. In addition to modularisation, scalability, function integration and topology optimisation, the evaluation matrix also takes into account the cost structure of the components. The performance requirements from the specially developed driving cycles are included as evaluation criteria in the evaluation matrix. A subdivision is made into mechanically loaded functional parts, such as control arms, connection adapters, frame parts and into functionally integrated components, which include, for example, media transport, such as radiators, cooling plates and engine components. Or for structures to accommodate sensors for temperature and/or distance measurements for autonomous driving. A synergy of both categories is also possible, such as a functionally integrated frame structure with fluidic media delivery and integrated sensors. The analysis of the evaluation matrix is carried out using an Excel calculation. The (partially) electrified drivetrain is then individually subdivided into its components. The components are subdivided into the subject areas already described, such as battery cooling, engine cooling, axle parts, frame parts, etc. A multiple combination of the subject areas is possible. Afterwards, the selected subject areas are linked to requirements. The requirements are divided into e.g. modularity, scalability, lightweight construction, costs, efficiency, availability etc. Each requirement criterion is linked to a certain number of points. Subsequently, the point evaluation results from the combination of subject area + requirements. If the sum of the points exceeds a certain value, the

part is suitable for additive manufacturing. Specifically for the shown electrified platform the following parts have been evaluated. A cooling plate for the battery (battery stack). The water jacket for the electric motors, a radiator integrated in the vehicle frame structure including fluidic cavities and an integrated sensor connection for temperature measurement for the supply of the cooling media. Figure 2.3 shows the structural sequence of the evaluation matrix.

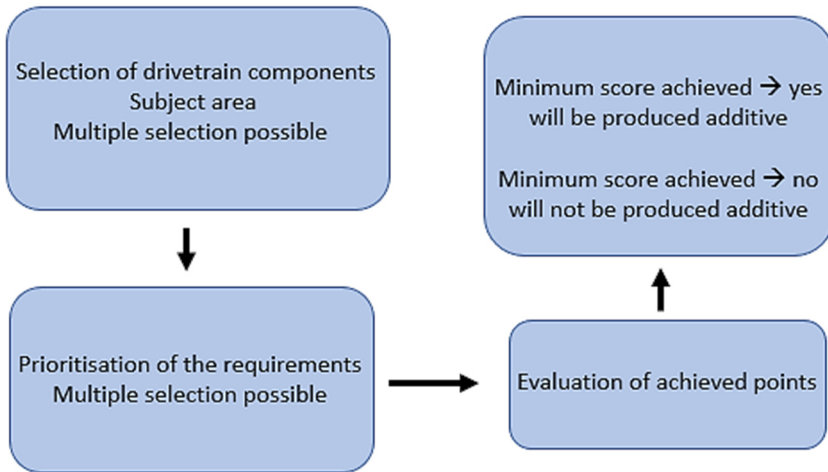


Figure 2.3: Structural sequence of the evaluation matrix

3 Development of the hybrid electric platform / drive train through driving cycles

The operating conditions of NRMM are very different and range from working when the vehicle is almost at a standstill to speeding on country roads. Similarly, high to low loads of the drives are called up under very different conditions. Multifunctional vehicles best reflect the different operating conditions of the NRMM vehicle type. These types of vehicles are operated in a mixture of the

load profiles provided to the NRMM. Multifunctional vehicles are used in agriculture, for example in a vineyard, as well as by communes in the city for road sweeping or by communes in the countryside for transport. The operating conditions resulting from this different operation cannot be tested with conventional driving cycles such as the WLTP or the former NEDC or the DLG driving cycle [1, 3, 8, 13]. This makes it very difficult to classify energy efficiency and consumption, as well as the performance requirements of the vehicles. Conventional driving cycles are also of little help for modern and energy-efficient drive train design. Driving cycles specially developed for the application are the solution to this problem. A driving cycle mix, which consists of several sub-areas and illustrates the different application scenarios, has been developed as an example for a multifunctional vehicle and serves as a development basis for the electrified drive train as well as for the determination of the efficiency of the vehicle.

3.1 Special driving cycles

The developed special driving cycle mix consists of several application scenarios of a multifunctional vehicle and thus represents a combination of several possible everyday application drives of the vehicle. Different and significantly important load points have been combined to a meaningful driving profile. The driving cycle mix shown in figure 3.1 consists of five sub-areas.

The "Street" drive, which depicts the journey to the place where the vehicle is used via the country road. A maximum speed of 40 km/h and gradients up to 15% are included. Sub-area 2 is the transport trip/work drive "Work drive" which represents the transport of, for example, agricultural cuttings in rough terrain. Speeds of 8 km/h and gradients of 20 % are the maximum requirements. Sub-area 3 is working on steep gradients with gradients up to 50 % "Work gradient". This application scenario is reflected in the vineyard or apple plantations. Subarea 4 is again the "work drive" and subarea 5 is the street drive "Street". The total length of the driving cycle mix represents 20 minutes. The

section "Street" is 4 minutes, section "Work drive" 3 minutes and section "Work gradient" 6 minutes.

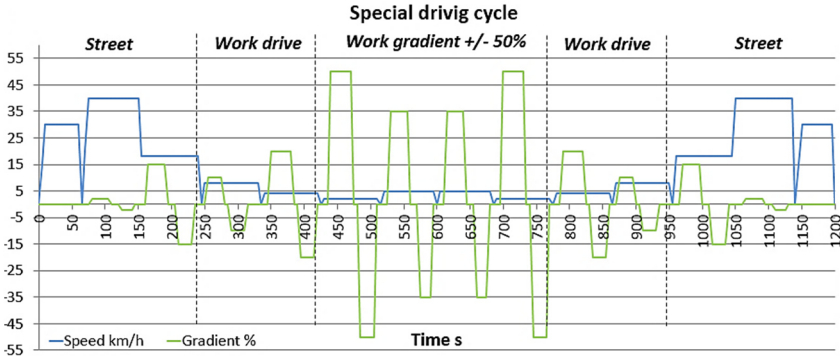


Figure 3.1: special driving cycle mix.

3.1.1 Vehicle performance estimation from the driving cycle

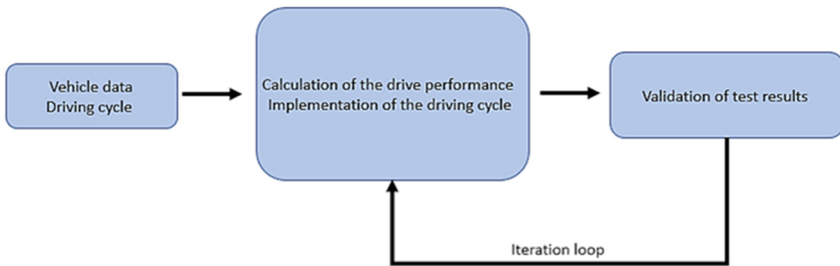


Figure 3.2: Research method Calculation of drive performance.

For the development and design of the electrified drive platform it is necessary to estimate the necessary drive power from the special driving cycle mix. For this purpose, vehicle data must be determined and calculated. A compilation of the vehicle data has been carried out close to a multifunctional vehicle. The necessary vehicle data, such as (cw-value, frontal area, rolling circumference)

originate from a Holder C70 TC, which is close to series production, modified and adapted to the Muffel+. A vehicle mass of 3200 kg is assumed. Figure 3.2 shows the research method.

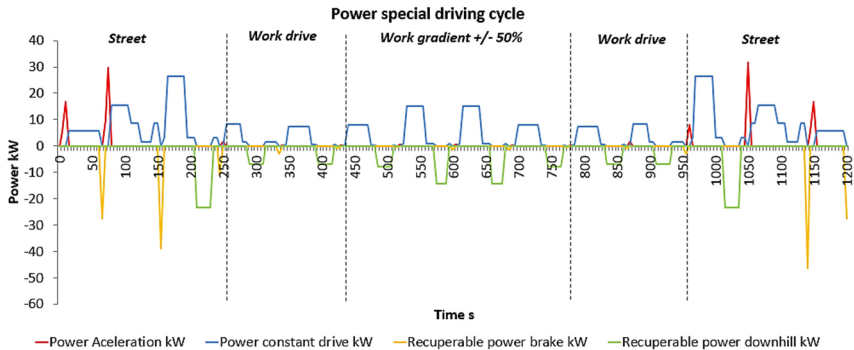


Figure 3.3: Performance requirements driving cycle mix.

The calculation of the estimation of the drive power is done with Excel. The complete driving cycle mix has been implemented in Excel and serves as a basis for the calculation of the power and energy demand. The speed and gradient contained in the driving cycle plotted over time is used for the calculation in increments of 5 seconds. For the estimation of the drive power and recoupling power, further basic parameters such as rolling friction coefficient, cw-value, frontal area, air density, tyre radius (rolling circumference). The configuration of a multifunctional vehicle is very different, so in order to get an easier overview the mass and frontal area of the vehicle has been kept constant. Variations can occur here due to attachments and auxiliary consumers. No auxiliary consumers and components were included in the calculation of the resulting drive power. The efficiency of the individual components and subsystems is shown without efficiency losses. The estimation of the necessary power requirement is quite simple in the first step, following the model of the inclined plane. Basic formulas are used for the calculation. The necessary calculations were divided into the following categories: "Calculation of the drive power in the driving

cycle". Important components are time, speed and gradient. "Calculation of the power required for acceleration". Here values for acceleration work and torque during acceleration are required. The "Calculation of the drive line at constant speed". In this section the necessary traction forces are calculated. The calculation of the "recuperable brake line" and the "recuperable power during descent" follow. Figure 3.3 shows the result in the form of the required power over the driving cycle mix.

The calculated maximum values are shown in Table 3.1

Table 3.1: Maximum electrical drive power

	Power	Torque
Max. acceleration power	31,5 kW	1443,2 Nm
Max. Power const. Drive	26,5 kW	5387,7 Nm
Max. Recuperation Brake	-46,5 kW	-2624,0 Nm
Max. Recuperation Downhill	-23,3 kW	-4973,0 Nm

Using the same calculation categories, the sum of the energy consumption of the driving cycle mix has been determined. The values of the energy consumption are present in Table 3.2.

Table 3.2: Total electrical energy consumption

Drive energy Acceleration	0,18 kWh
Drive energy const. Trip	1,79 kWh
Recuperable energy brake	-0,23 kWh
Recuperable energy decline	-0,78 kWh

The energy consumption is calculated from the sum of the drive power (acceleration and constant travel) minus the recuperation power (braking and

descent). This results in a total energy consumption over the drive cycle mix of 0.96 kWh with recuperation and 1.97 kWh without recuperation. It should be noted that the value of 0.96 kWh includes the recuperation peaks of -46.5 kW. Figure 3.4 shows the energy consumption of the driving cycle mix.

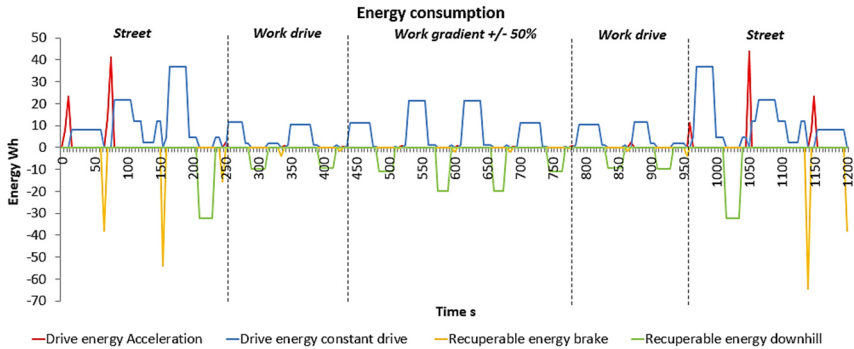


Figure 3.4: Energy consumption Driving cycle mix.

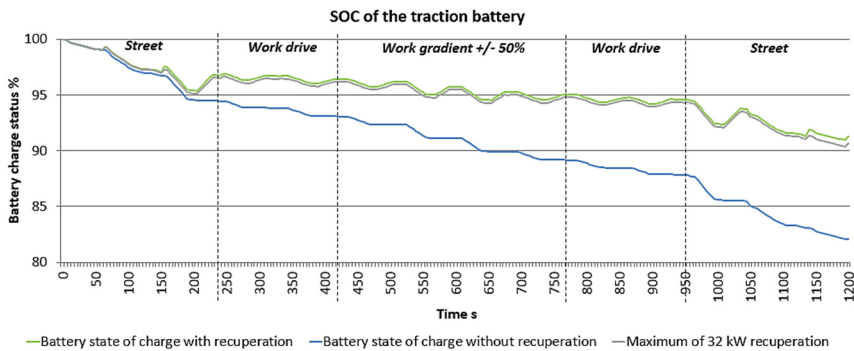


Figure 3.5: Battery charge level Driving cycle mix.

Transferred to the Muffel+ platform, a maximum recuperation capacity of -32 kW is possible. As the electric traction drive provides a maximum power of 32 kW. However, the effect is very small and also results in 0.96 kWh when

rounded. The difference is only noticeable on longer distances or other gradients. The State of Charge (SOC) is decisive for the charging infrastructure concept as well as for a battery change strategy. For the driving cycle mix, the state of charge has therefore been evaluated. An 11 kWh traction battery was assumed as the basis for calculating the State of Charge. Figure 3.5 shows the battery discharge over the driving cycle mix. The discharge is shown without recuperation, with full recuperation (-46.5 kW) and a maximum recuperation power of (-32 kW). Figure 3.6 shows the battery state of charge in kWh after completion of the driving cycle mix.

Battery state of charge after driving cycle kWh

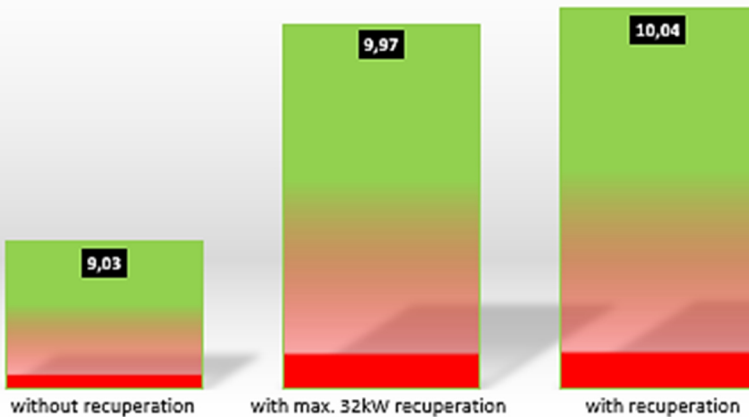


Figure 3.6: Battery state of charge after completion of a driving cycle.

In addition, an energy consumption in one hour with recuperation of 2.88 kWh and without recuperation of 5.91 kWh is recorded. For a working shift of 6 hours, 17.27 kWh with and 35.45 kWh without recuperation and for a full 8 hours 23.02 kWh with and 47.26 kWh without recuperation.

The evaluation of the state of charge of the traction battery is assessed as follows with regard to a battery change concept. For a battery change concept without additional charging of the battery by the range extender or by the power grid, the traction battery needs to be replaced without recuperation after 1.9 hours. With recuperation after 3.8 hours.

3.1.2 Estimating the required drive power

In order to estimate of the necessary drive cables from the special drive cycle mix shown in figure 3.1 more clearly visible, the maximum values occurring in the drive cycle mix for the individual areas of application were again visualised in figure 3.7. The work drives "Work gradient +/- 50%" are again divided into four different work areas with different gradients of 10 % for Work 1 to 50 % for Work 4. This division makes it easier to classify the performance for the different work trips. The maximum required drive power in kW is given for the constant travel.

In the final stage, the following electrical drive power was determined for the example vehicle with a mass of 3200 kg. Maximum acceleration power of 32 kW and a required torque of 1443 Nm. A required driving power at constant speed of 27 kW and a torque of 5388 Nm. A maximum recuperable line on the brake of -47 kW (-32 kW for the Muffel+ platform) and a maximum recuperable power at descent of -23 kW. A future addition to the determination of the complete system drive power will be the consideration of the secondary users. Here, the power requirements of the PTO shafts for the respective "Work" operations are of particular importance. The resulting higher vehicle weight will also be included. Such an evaluation is relevant for fully electric drive platforms with a fuel cell primary drive. This is not necessary for the estimation of the electrical drive performance requirements shown above, as the primary drive is based on a diesel combustion engine.

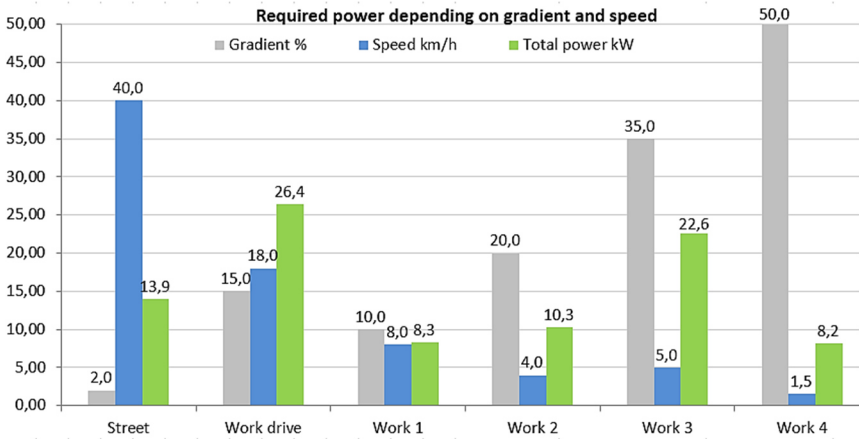


Figure 3.7: Drive power at constant speed.

3.2 Validation of driving cycles

The validation of the driving cycles takes place on the one hand under laboratory conditions and on the other hand under real conditions on the road using a mobile measuring system. For the validation of the driving cycles under laboratory conditions a single roller dynamometer is used. The specially developed colour cycles are transferred directly to the test stand and can be run. For the validation in the laboratory, a test rig of the electrified drive platform is set up. The data of the thermal management system are evaluated in addition to the power of the drive motors and power electronics. Temperature and pressure curves are thus evaluated according to the performance requirements of the driving cycles. The system inertia of the fluidic cooling system must be taken into account. The change in temperature and pressure occurs with a strong time delay on the respective power input. The minimum and maximum values are therefore taken into account.

4 Summary/ Outlook

The modular and scalable electric drive platform has been successfully developed and designed for the Muffel+ project using drive cycles. A reduction of exhaust emissions in urban areas can be successfully implemented. The driving cycles are application oriented and adapted to the respective application. For a more precise observation, calculation and evaluation, a transfer of the driving cycles into a simulation programme is necessary. A combination of the necessary power generated by the driving cycles and the resulting heat development can be combined in a simulation and contribute to the further development of the platform with regard to mechanically stressed or cooling components.



Figure 4.1: Muffel+ test vehicle.

The test vehicle Muffel+ shown in figure 4.1 is physically almost completely assembled. All important test series and simulations have been successfully

completed. The implementation of the control software on the test vehicle is nearing completion. Subsequently, the driving cycles which have been worked out theoretically and completed in the laboratory will be tested with the test vehicle under real environmental conditions. Further research into charging infrastructure concepts will be further elaborated. Possible test series on a traction battery quick change system are part of the further research activities. The research on a modular and scalable electric drive platform for NRMM is also being continued. The development and design of the platform by means of driving cycles specially adapted to the application is being further researched. The depth of integration of additively manufactured assemblies and components will be further elaborated.

References

- [1] ARNDT, Michael ; BAADE, Michael ; BERNDT, René ; BUNAR, Frank ; BUNEL, Boris ; GRAF, Gernot ; GRUBMÜLLER, Markus ; JANSEN, Helmut ; KÖHLER, Dieter ; MOSER, Elisa-Maria ; WALTER, Lukas ; WANKER, Roland ; SCHRADE, Friedemann ; TSCHÖKE, Helmut ; VIDMAR, Khai: Real Drive Emissions (RDE) : Gesetzgebung, Vorgehensweise, Messtechnik Motorische Maßnahmen Abgasnachbehandlung Auswirkungen. 1. Auflage 2019. TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.). Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2018
- [2] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE E. V.: WLTP – Neues Testverfahren weltweit am Start. 01.09.2017
- [3] PROF. T. HERLITZIUS; TU Dresden, Prof. H. Knechtges, HfWU Nürtingen-Geislingen, Dr. N. Uppenkamp, Landwirtschaftskammer Nordrhein-Westfalen, H. Paetow, J. Pfannstiel-Wolf, A. Woll, A. Ai, DLG e.V., N. Conradi, DLG e.V., A. Horn, DLG e.V., H.-J. Tauber, DLG e. (Mitarb.): DLG testing standard DLG PowerMix 2.0 : Consideration of the power and energy efficiency of agricultural tractors. 2018

- [4] HOßFELD, Max ; ACKERMANN, Clemens: Leichtbau durch Funktionsintegration. 1st ed. 2020, 2020 (ARENA2036)
- [5] FRIEDRICH, Horst E. (Hrsg.): Leichtbau in der Fahrzeugtechnik. 2. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017 (ATZ / MTZ-Fachbuch)
- [6] MEITINGER, Karl-Heinz: NEW CHASSIS SYSTEMS – Das Fahrwerk des AUDI R8 e-tron (The chassis of the AUDI R8 e-tron). In: PFEFFER, Prof. Peter E. (Hrsg.): 7th International Munich Chassis Symposium 2016. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017 (Proceedings), S. 89–102
- [7] RICHARD, Hans Albert ; SCHRAMM, Britta ; ZIPSNER, Thomas: Additive Fertigung von Bauteilen und Strukturen : Neue Erkenntnisse und Praxisbeispiele. 1st ed. 2019, 2019
- [8] BMUB: Erarbeitung eines Konzepts zur Minderung der Umweltbelastung aus NRMM (non road mobile machinery) unter Berücksichtigung aktueller Emissionsfaktoren und Emissionsverminderungsoptionen für den Bestand. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, BMUB, <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/erarbeitung-eines-konzepts-zur-minderung-der> (2014)
- [9] SIEBENPFEIFFER, Wolfgang (Hrsg.): Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2014 : Synergien über Systemgrenzen hinweg nutzen 9. Internationale MTZ-Fachtagung. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019 (Proceedings)
- [10] PRIOR, Johannes: Testverfahren zur Bestimmung des elektrischen Verhaltens von Batteriesystemen in Elektrofahrzeugen : Ein Beitrag zur Entwicklung neuer Energielabels für Elektrofahrzeuge, die das Batteriesystem und die Ladetechnik berücksichtigen. Kassel, Hess : Kassel University Press, 2020

- [11] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE E.V.: Luftqualität und Luftreinhaltung. URL <https://www.vda.de/de/themen/umwelt-und-klima/luftqualitaet-und-luftreinhaltung/entwicklungen-luftqualitaet-und-luftreinhaltung.html>
- [12] SCHUHMANN, D. , OPPELT, F. , MERKEL, M. , HARRISON, DK., (Hrsg.): The Magazine for industrial vehicle technology, design & engineering : Virtuous cycles, (11/2019), S. 48-53
- [13] LIEBL, Johannes ; LEDERER, Matthias ; ROHDE-BRANDENBURGER, Klaus ; BIERMANN, Jan-Welm ; ROTH, Martin ; SCHÄFER, Heinz: Energiemanagement im Kraftfahrzeug : Optimierung von CO₂-Emissionen und Verbrauch konventioneller und elektrifizierter Automobile. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014 (ATZ/MTZ-Fachbuch)
- [14] WISSENSCHAFTLICHER VEREIN FÜR MOBILE ARB, Wissenschaftlicher Verein für Mobile (Hrsg.): Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen : 7. Fachtagung, 20. Februar 2019, Karlsruhe. Karlsruhe, Baden: KIT Scientific Publishing, 2019 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik 67), S. 127-141
- [15] SCHMID, Manfred: Additive Fertigung mit selektivem Lasersintern (SLS) : Prozess- und Werkstoffüberblick. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (Essentials)
- [16] SERT, E. ; HITZLER, L. ; MERKEL, M. ; ÖCHSNER, A.: Entwicklung von topologieoptimierten Adapterelementen für die Fertigung mittels additiver Verfahren: Vereinigung von reinelektrischem Antriebsstrang mit konventionellem Chassis. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 49 (2018), Nr. 5, S. 674–682
- [17] WOHLERS, Terry ; CAMPBELL, Robert Ian ; DIEGEL, Olaf ; HUFF, Ray ; KOWEN, Joseph: Wohlers report 2020 : 3D printing and additive manufacturing state of the industry. Fort Collins, Colo. : Wohlers Associates, 2020

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslastfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik. 27./28. September 2012 in Karlsruhe.** 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen 20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1
- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1

- Band 17** nicht erschienen
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9
- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7

- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung. 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3

- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern. 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7
- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1

- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1
- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8

- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrico Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9
- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9

- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normalkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozessstemperaturen. 2018
ISBN 978-3-7315-0838-0
- Band 66** Christoph Kühn
Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen in Nahverkehrssystemen. 2018
ISBN 978-3-7315-0740-6
- Band 67** 7. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
ISBN 978-3-7315-0873-1
- Band 68** Oliver Krauss
Experimentelle Untersuchungen zum Innengeräusch von Fahrzeugluftreifen. 2019
ISBN 978-3-7315-0867-0
- Band 69** Tristan Reich
Beurteilung der Prüfprozesseignung bei Fahrzeugversuchen mit mobilen Arbeitsmaschinen. 2019
ISBN 978-3-7315-0848-9
- Band 70** Matthias Bürckert
Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. 2019
ISBN 978-3-7315-0891-5

- Band 71** Matthias Greiner
Verfahren zur Prädiktion des Rollwiderstands bei variablen Betriebsparametern auf Basis standardisierter Rollwiderstandsmessungen. 2019
ISBN 978-3-7315-0898-4
- Band 72** David Hummelberger
Hybride Werkstoffsysteme: Systematische Betrachtung und Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen. 2019
ISBN 978-3-7315-0901-1
- Band 73** Michael Kerber
Analyse dynamischer Reifeneigenschaften und deren Auswirkung auf den Schwingungskomfort. 2019
ISBN 978-3-7315-0944-8
- Band 74** Kilian Berthold
Techno-ökonomische Auslegungsmethodik für die Elektrifizierung urbaner Busnetze. 2019
ISBN 978-3-7315-0953-0
- Band 75** Bernd Wassertheurer
Reifenmodellierung für die Fahrdynamiksimulation auf Schnee, Eis und nasser Fahrbahn. 2019
ISBN 978-3-7315-0957-8
- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren. 2020
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität. 2020
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates. 2021
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling. 2020
ISBN 978-3-7315-1005-5

- Band 80** Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements. 2020
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts. 2020
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors. 2020
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe. 2020
ISBN 978-3-7315-1036-9
- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusssumpfen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile. 2021
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe. 2021
ISBN 978-3-7315-1071-0

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



Dieser Tagungsband enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der am 23. Februar 2021 veranstalteten 8. Fachtagung „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“. In 11 Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Antriebstechnik für mobile Arbeitsmaschinen berichtet. Der Fokus des Tagungsbandes liegt auf Antriebskonzepten unter Einbezug von Industrie 4.0-Technologien. Durch Fachbeiträge zu smarten Maschinensteuerungen und Fahrstrategien, innovativen Lösungen für elektrische Antriebe und Entwicklungsmethoden für Off-Highway Fahrzeuge zeichnet sich der zusammengestellte Tagungsband aus.

Die Fachtagung findet seit 2007 alle zwei Jahre in Karlsruhe statt. Begleitend dazu geben der Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), der Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau (VDMA) und der Wissenschaftliche Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (WVMA e.V.) den vorliegenden Tagungsband heraus.

Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058 (Schriftenreihe)
ISSN 2510-7275 (Tagungsband)
ISBN 978-3-7315-1071-0

ISBN 978-3-7315-1071-0



9 783731 510710 >