

Erforschung von Hybridisierungsmaßnahmen am Beispiel eines Hydraulikbaggers

Abschlussbericht

Berichtszeitraum: 01.12.2020 – 31.12.2021

Institut für Fahrzeugsystemtechnik
Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen

Prof. Dr.-Ing. M. Geimer

M. Sc. Niklas Bargen

M. Sc. Pratap Shenoy

Aktenzeichen: 3-4332.62-KIT/13

Gefördert durch:



Baden-Württemberg

MINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT, ARBEIT UND TOURISMUS

Projektbearbeiter:

Prof. Dr.-Ing. M. Geimer
M. Sc. Niklas Bargaen
M. Sc. Pratap Shenoy

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST)
Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Rintheimer Querallee 2
Gebäude 70.04
76131 Karlsruhe

Am Projekt beteiligte Unternehmen (insgesamt):

stoba e-Systems GmbH
Mercedesstraße 18
71384 Weinstadt

Am Projekt beteiligte kleine und mittlere Unternehmen:

stoba e-Systems GmbH
Mercedesstraße 18
71384 Weinstadt

Inhaltsverzeichnis

I.	Soll-Ist Abgleich der Arbeitspakete	iv
II.	Wesentliche Änderungen zur ursprünglichen Planung	ix
III.	Verwertung der Projektergebnisse und Übertragbarkeit in die Wirtschaft.....	x
1	Motivation	1
2	Stand der Forschung und Technik.....	4
2.1	Baggertätigkeitenportfolio.....	4
2.2	Referenzzyklen.....	5
2.2.1	Festlegen einer Terminologie.....	5
2.2.2	Bekannte Prüfzyklen	6
2.2.3	Anforderungen an Referenzzyklen.....	7
2.2.4	Methoden zur Erstellung von Referenzzyklen	7
2.3	Hybridkonzepte für Hydraulikbagger.....	9
3	Entwicklung und Umsetzung eines Sensorkonzepts.....	17
3.1	Versuchsträger.....	17
3.2	Zielsetzung und Anforderungen an das Sensorkonzept	19
3.3	Benötigte Messgrößen.....	19
3.4	Konzept zur Erfassung und Speicherung der Sensordaten.....	22
4	Datenakquise und -auswertung.....	24
4.1	Durchführung der Referenzmessungen	24
4.2	Methode zu Ermittlung von Referenzzyklen.....	25
4.2.1	Prozessschritte der Methode.....	26
4.2.2	Anwendung der Methode	28
4.3	Referenzzyklus eines 90-Grad-Ladespiel.....	30
5	Rechnerische Potenzialanalyse	34
5.1	Leistungsbetrachtung.....	34
5.2	Energiebetrachtung.....	36
5.3	Rekuperationspotenzial	38

5.3.1	Rekuperation durch Absenken des Hubzylinders.....	38
5.3.2	Rekuperation durch Abbremsen der Drehbewegung.....	39
5.4	Elektrifizierung des Drehwerks.....	40
5.5	Effizienzsteigerung durch Hybridisierungsmaßnahmen	43
6	Simulation.....	45
6.1	Aufbau des Simulationsmodells.....	45
6.2	Mehrkörpersimulationsmodell	46
6.2.1	Simscape Multibody Bibliothek.....	47
6.2.2	Komponenten im MKS-Modell.....	48
6.2.3	Parametrierung des MKS-Modells.....	51
6.3	Hydraulisches Modell.....	52
6.3.1	Modellierung des Load-Sensing Systems.....	52
6.3.2	Modellierung der Verbraucher	53
6.3.3	PID-Controller zur Ansteuerung der Verbraucher	55
6.3.4	Parametrierung des hydraulischen Modells.....	56
6.4	Modell des Verbrennungsmotors	56
6.4.1	Modellierung des Verbrennungsmotors	56
6.4.2	Parametrierung des Verbrennungsmotors	57
6.5	Implementierung von Hybridisierungsmaßnahmen	58
6.5.1	Darstellung der untersuchten Hybridisierungsstrukturen	58
6.5.2	Modellierung zusätzlicher Komponenten.....	60
6.5.3	Parametrierung zusätzlicher Komponenten.....	62
6.5.4	Hybridstrategien	63
6.6	Simulationsergebnisse.....	64
6.6.1	Vergleich des konventionellen Baggermodells mit Messdaten.....	64
6.6.2	Gegenüberstellung der untersuchten Antriebsstrukturen	65

I. Soll-Ist Abgleich der Arbeitspakete

AP1: Recherche zum Stand der Forschung und Technik: Referenzzyklenerstellung, Baggertätigkeitenportfolio

Soll:

- 1.1 Methoden zur Ermittlung von Referenzzyklen werden recherchiert, um anschließend eine geeignete Methode auszuwählen und für die weitere Verwendung im Projekt vorzubereiten.
- 1.2 Das Tätigkeitenportfolio eines Hydraulikbaggers wird recherchiert und die bedeutendsten Tätigkeiten identifiziert.

Ist:

- 1.1 Im Rahmen der Abschlussarbeit von Baumgarten [1] wurden Methoden zur Ermittlung von Referenzzyklen gegenübergestellt. Auf Basis einer der recherchierten Methoden wurde eine Methode entwickelt, mit der im weiteren Projektverlauf Referenzzyklen für das 90-Grad-Ladespiel abgeleitet wurden. Die Methode wird in Kapitel 4.2 (Seite 25 ff.) beschrieben, die Darstellung eines Referenzzyklus für das 90-Grad-Ladespiels erfolgt in Kapitel 4.3 (Seite 30 ff.).
- 1.2 Verschiedene Tätigkeiten eines Hydraulikbaggers wurden recherchiert (Kapitel 2.1, Seite 4 ff.). Den Angaben aus der Literatur wurde zudem entnommen, dass insbesondere dem sogenannten Leistungsbaggern, dem auch das 90-Grad-Ladespiel zuzuordnen ist, eine wesentliche Bedeutung zukommt (siehe auch Abbildung 1, Seite 5).

Abweichungen:

Keine

AP2: Entwicklung und Aufbau eines Versuchsträgers

Soll:

- 2.1 Es wird ein umfassendes Sensorkonzept entwickelt, das es ermöglicht, alle notwendigen Daten für die spätere Potenzialanalyse zu erheben.
- 2.2 Das entwickelte Sensorkonzept wird am Versuchsträger umgesetzt.

Ist:

- 2.1 Zunächst wurden alle relevanten Messdaten identifiziert und auf Grundlage dessen ein umfassendes Sensorkonzept entwickelt. Das Sensorkonzept entspricht den Anforderungen des alltäglichen Baustellenbetriebs und ist derart ausgelegt, dass Messungen automatisch starten und doppelt

gesichert werden. In Kapitel 3.4 (Seite 22 ff.) wird das Konzept zur Erfassung und Speicherung der benötigten Messgrößen erläutert.

2.2 Notwendige Materialien und Sensoren wurden beschafft und am Versuchsträger angebracht.

Abweichungen:

Aufgrund von Lieferengpässen konnte die Umsetzung des Sensorkonzepts später abgeschlossen werden als im Projektvorhaben angegeben. Durch eine Anpassung des Zeitplans hat dies aber keine Auswirkungen auf die Erfüllung der Projektziele gehabt.

AP3: Vorbereitung, Durchführung und Auswertung der Referenzmessung

Soll:

3.1 Ein Versuchsplan zur Durchführung der Datenakquise wird erstellt.

3.2 Die notwendigen Messungen werden durchgeführt, begleitet und dokumentiert.

3.3 Die gewonnenen Daten werden aufbereitet und analysiert. Unter Verwendung der im AP1 entwickelten Methode werden Referenzzyklen ermittelt.

Ist:

3.1 Es wurde ein Versuchsplan zur Durchführung der Referenzmessungen erstellt.

3.2 An insgesamt mehr als 100 Messtagen wurden Daten vom Versuchsträger aufgezeichnet. Dabei kam der Bagger an drei verschiedenen Orten zum Einsatz. Während am ersten Einsatzort gezielt Daten für das 90-Grad Ladespiel erhoben wurden, wurde der Bagger an den anderen beiden Orten für den normalen Baustellenbetrieb eingesetzt, sodass ungezielte Messdaten generiert wurden.

3.3 Die gezielten Messdaten des ersten Einsatzortes wurden aufbereitet und analysiert. Unter Verwendung der vorbereiteten Methode konnten Referenzzyklen für das 90-Grad-Ladespiel ermittelt werden (Kapitel 4.3, Seite 30 ff.).

Abweichungen:

Der Versuchsträger hat im Verlauf des Projekts mehr Daten erhoben als zunächst geplant. Aufgrund der aktuell großen Nachfrage im Bausektor konnten jedoch viele der Daten nur ungezielt im alltäglichen Baustellenbetrieb erhoben werden. Die Auswertung dieser Daten ist mit großem zusätzlichem zeitlichen Aufwand verbunden und konnte mit dem Projektabschluss nicht vollständig fertiggestellt werden. Daher wurde mit dem 90-Grad-Ladespiel lediglich eine Tätigkeit des Hydraulikbaggers vollständig ausgewertet und analysiert.

AP4: Recherche zum Stand der Forschung und Technik: Hybridisierung

Soll:

- 4.1 Ein umfassender Überblick über gegenwärtig bekannte Hybridisierungsmaßnahmen wird dargestellt.
- 4.2 Es wird eine Vorauswahl hinsichtlich der Eignung beim untersuchten Bagger vorgenommen.
- 4.3 Ein morphologischer Kasten zur Hybridisierung einzelner Teilfunktionen wird erstellt.

Ist:

- 4.1 Es konnte ein ganzheitlicher Überblick verschiedener Hybridisierungsmaßnahmen gegeben werden. Die Hybridisierungsstrukturen wurden nach Art (hydraulisch, elektrisch) und Gegenstand (Arbeitsausrüstung, Drehwerk, Fahrwerk) der Hybridisierung unterschieden. Die verschiedenen Strukturen wurden anhand konkreter Konzepte vorgestellt (Kapitel 2.3, Seite 9 ff.).
- 4.2 Im Rahmen der Abschlussarbeit von Kögel [2] wurden die Hybridstrukturen diskutiert und bewertet. Dazu wurde ein Expertengespräch durchgeführt, an dem auch ein Mitarbeiter des Industriepartners (stoba e-Systems GmbH) teilnahm.
- 4.3 Ein morphologischer Kasten zur Hybridisierung einzelner Teilfunktionen wurde erstellt.

Abweichungen:

Keine

AP5: Potenzialuntersuchung Hybridisierung

Soll:

- 5.1 Eine rechnergestützte Analyse hinsichtlich ihres Potenzials zur Effizienzsteigerung während der Ausführung einer Referenztätigkeit wird für zweckmäßige Hybridisierungsvarianten durchgeführt.
- 5.2 Es wird sowohl ein Mehrkörpersimulationsmodell als auch ein hydraulisches Modell der Gesamtmaschine erstellt.
- 5.3 Das Simulationsmodell wird um die zuvor ausgewählten Hybridisierungsstrukturen erweitert.
- 5.4 Die Simulation wird durchgeführt und ausgewertet. Die jeweils optimale Hybridstruktur für jede Tätigkeit wird identifiziert.

Ist:

- 5.1 Es wurde eine rechnerische Potenzialanalyse durchgeführt, bei der insbesondere die Potenziale zur Rekuperation kinetischer Energie aus dem Drehwerk und potenzieller Energie aus den Hubzylindern untersucht wurden (Kapitel 5, Seite 34 ff.). Für die Hybridisierungsmaßnahme

„Elektrifizierung des Drehwerks“ ergibt die Analyse des 90-Grad-Ladespiels eine Effizienzsteigerung von knapp 10 %. Durch eine zusätzliche Maßnahme, welche die Rekuperation der Energie beim Absenken der Hubzylinder ermöglicht, lässt sich die Effizienz der rechnerischen Analyse zur Folge um weitere 10 % steigern.

5.2 In Matlab/Simulink wurde unter Verwendung der Simscape-Erweiterungen zunächst ein Mehrkörpersimulationsmodell des Hydraulikbaggers implementiert. Anschließend wurde auch ein hydraulisches Modell sowie ein Modell für den Verbrennungsmotor entwickelt und mit dem Mehrkörpersimulationsmodell gekoppelt (Kapitel 6.1 - 6.4, Seite 45 ff.).

5.3 Das ganzheitliche Simulationsmodell wurde um die zwei vielversprechendsten Hybridstrukturen erweitert (6.5, Seite 58 ff.).

5.4 Unter Verwendung des ermittelten Referenzzyklus für das 90-Grad-Ladespiel wurde die Simulation für drei verschiedene Antriebsstrukturen durchgeführt und ausgewertet.

Abweichungen:

Es wurde ausschließlich die Tätigkeit „90-Grad-Laden“ betrachtet.

AP6: Identifikation und Optimierung der Hybridstruktur im Gesamtsystem

Soll:

6.1 Eine optimale Hybridstruktur für das Gesamtsystem wird identifiziert und bewertet.

Ist:

6.1 Auf Basis des 90-Grad-Ladespiels konnten die beiden vielversprechendsten Hybridstrukturen ausgewählt und unter Verwendung des Simulationsmodells Aussagen zur Effizienzsteigerung und Kraftstoffeinsparung getroffen werden (Kapitel 6.6, Seite 64 ff.). Für die beiden Hybridstrukturen gibt das Simulationsmodell Effizienzsteigerungen von 10,8 % (Struktur A) bzw. 12,5 % (Struktur B) an. Der Kraftstoffverbrauch kann laut dem Modell durch die Hybridisierungsmaßnahmen um 8,3 % (Struktur A) bzw. 9,3 % (Struktur B) gesenkt werden.

Abweichungen:

Es wurde ausschließlich die Tätigkeit „90-Grad-Laden“ betrachtet.

AP7: Dokumentation der Ergebnisse

Soll:

7.1 Die erzielten Ergebnisse und entwickelten Methoden werden dokumentiert.

Ist:

7.1 Die erzielten Ergebnisse und entwickelten Methoden wurden dokumentiert.

Abweichungen:

Keine

II. Wesentliche Änderungen zur ursprünglichen Planung

Sämtliche Arbeitspakete konnten vollständig bearbeitet werden. Wesentliche Abweichungen zum geplanten Ablauf traten lediglich bei der Durchführung der Referenzmessungen auf.

Die ursprüngliche Planung sah vor, dass die Messdaten im Rahmen von **gezielten Messfahrten** erhoben werden, sodass verschiedene Tätigkeiten in unterschiedlichen Ausprägungen untersucht werden können. Im Gegensatz zu diesem Vorhaben entstammt der Großteil der Messdaten allerdings **ungezielten Messfahrten**. Das heißt die Daten wurden beim alltäglichen Baustelleneinsatz generiert und folgen keinem festgelegten Versuchsplan. Dies ist darauf zurückzuführen, dass aufgrund der aktuellen Auftragslage im Bausektor für keinen längeren Zeitraum professionelle Fahrer für gezielte Versuchsfahrten zur Verfügung standen.

Lediglich am ersten Einsatzort wurden über wenige Tage hinweg **gezielte Messungen** durchgeführt. Diese wurden dafür genutzt, reproduzierbare Daten für die bedeutendste Tätigkeit des Hydraulikbaggers (90-Grad-Ladespiel) zu generieren

Die Messdaten der **ungezielten Versuchseinsätze** übersteigen quantitativ den ursprünglichen Erwartungen. Die Auswertung dieser Daten ist jedoch mit großem zusätzlichem Aufwand verbunden und konnte daher nicht mit dem Projektabschluss fertiggestellt werden. Diese Daten wurden archiviert und dokumentiert und sind für zukünftige Forschungen in diesem Themenbereich von großem Nutzen.

Infolgedessen basieren sowohl die rechnerischen Analysen als auch die Simulationen ausschließlich auf den Referenzzyklen des 90-Grad-Ladespiels. Die Aussagen zur Kraftstoffeinsparung und Effizienzsteigerung sind daher nur für diese Tätigkeit gültig.

III. Verwertung der Projektergebnisse und Übertragbarkeit in die Wirtschaft

Die Projektergebnisse können in die Lehrveranstaltungen des Mobimas einbezogen werden. Die Lehrveranstaltung „Antriebsstrang mobiler Arbeitsmaschinen“ beschäftigt sich unter anderem mit hybriden Antriebssträngen und eignet sich daher sehr gut für den Transfer der Ergebnisse in die Lehre.

Die Projektergebnisse werden zudem auf verschiedenen Kanälen veröffentlicht. Neben der Publikation des Abschlussberichts auf der Homepage des Mobimas sind im Jahr 2022 weitere Veröffentlichungen der Projektergebnisse auf Tagungen beziehungsweise in Journals geplant.

Insbesondere die große Menge an Messdaten, die im Verlauf des Projekts generiert wurden, können von großem Interesse für die Wirtschaft sein. Eine Auswertung hinsichtlich des kompletten Aufgabenspektrums des Versuchsträgers, die Ableitung von Referenzzyklen einzelner Tätigkeiten und darüber hinaus die Ermittlung eines für das gesamte Einsatzprofil repräsentativen Lastzyklus wären für weitere Entwicklungs- und Forschungsarbeiten von enormen Nutzen.

1 Motivation

Mobile Arbeitsmaschinen haben aufgrund ihrer hohen Energiedichte und ihres Aufgabenspektrums einen prinzipbedingt hohen Energiebedarf, was sich in einem insgesamt hohen Kraftstoffverbrauch äußert. Die Kraftstoffkosten einer Maschine können über die Lebensdauer aufsummiert sehr leicht die Lohn-, Personal- und Anschaffungskosten überschreiten. [3]

Personenkraftwagen (PKW) werden heute serienreif als elektrisch hybride Fahrzeuge am Markt angeboten. Bei dem Vergleich der Kraftstoffkosten im Lebenszyklus eines PKW und einer mobilen Arbeitsmaschine zeigen Letztgenannte ein besseres Verhältnis zwischen den Investitionskosten und den prozentualen Einsparungen bei den Kraftstoffkosten: Die Einsparungen bei den Arbeitsmaschinen sind um eine Größenordnung höher (siehe angefügtes Rechenbeispiel in Tabelle 1). [3]

Tabelle 1: Rechenbeispiel Einsparpotenzial PKW und Radlader [3]

	PKW	Radlader
Lebensdauer	200.000 km	10.000 h
Kraftstoffverbrauch (relativ)	10 €/100 km	20 €/h
Kraftstoffverbrauch (absolut)	20.000 €	200.000 €
Kraftstoffersparnis bei 10%	2.000 €	20.000 €
Kraftstoffeinsparung		

In Tabelle 2 sind die Einsparpotenziale verschiedener Maschinen hochgerechnet worden. Die Verbräuche und die möglichen Kraftstoffeinsparungen (Ersparnis) wurden aus [4] entnommen. Insgesamt zeigen sich bei Maschinen oberhalb von 100 kW Antriebsleistung signifikante Einsparpotenziale.

Traditionell verfügen mobile Arbeitsmaschinen, so auch Bagger, über einen verbrennungsmotorischen Antriebsstrang. Als Primärenergiewandler kommt dabei meist ein Dieselmotor zum Einsatz, der den Fahr- sowie Arbeitsantrieb mit Leistung versorgt. Diese Antriebe sind mehrheitlich mechanisch und hydraulisch ausgeführt. Bei Baggern befindet sich der Dieselmotor im Oberwagen hinter der Kabine und treibt die Hydraulikpumpen für Fahr- und Arbeitsantrieb an, die ebenfalls im Oberwagen untergebracht sind. Alle Funktionen sind hydraulisch ausgeführt: Schwenkantrieb und Fahrtrieb werden durch Hydromotoren realisiert, die Arbeitskinematik wird durch hydraulische Zylinder bewegt.

Tabelle 2: Beispiele von Einsparungen durch Hybridisierungen [3]

	Gummiradwalze	Radlader Straße	Radlader Gelände	Wechselbrück- kenumsetzer	Gabel- stapler
Klasse	24 t	200 kW	200 kW	120 kW	2,5 t
Verbrauch in l/h	9	20	25	10	5
Ersparnis in %	10	15	3	15	25
Betriebsstunden/Jahr	800	1000	1000	3500	1000
Ersparnis in l/Jahr	720	3000	750	5250	1250

Hybridsysteme stellen für mobile Arbeitsmaschinen Vorteile in Aussicht. Ein Hybridsystem ist nach der Wirtschaftskommission der UN (UNECE) wie folgt definiert: „Hybrid power train means a power train with at least two different energy converters and two different energy storage systems (on-board the vehicle) for the purpose of vehicle propulsion“ [5]. Damit werden alle Maschinen eingeschlossen, die über mehr als zwei Energiewandler und Energiespeicher verfügen. Beispiele für Energiewandler wären neben dem Verbrennungsmotor, der Elektromotor, der Hydromotor und die Brennstoffzelle. Dementsprechend existieren auch verschiedene Speichertechnologien, exemplarisch sind dies: Kraftstofftank, Batteriesysteme, Kondensatoren, Schwungräder und Hydraulikspeicher. Im Vergleich zum rein verbrennungsmotorischen Antriebsstrang wird hier ein weitaus größerer Lösungsraum aufgespannt, der neue Möglichkeiten bietet aber auch neue Herausforderungen an die Entwicklung stellt.

Kern des Hybrid-Ansatzes ist die Idee, ungenutzte Potenziale im Energieumsatz einer Maschine nutzbar zu machen. So können kinetische und potentielle Energie, zum Beispiel beim Absetzen von Lasten oder Abbremsen eines Antriebes, zurückgewonnen und technisch nutzbar gemacht werden. Rekuperation bezeichnet das Zurückgewinnen und Zwischenspeichern dieser Energie. Findet keine Zwischenspeicherung statt, sondern wird die rückgewonnene Energie direkt genutzt, so wird dieser Vorgang als Regeneration bezeichnet. Neben Rekuperation und Regeneration gibt es eine Reihe anderer Funktionen, die bei Hybridantrieben zu Vorteilen führen können:

- Leerlaufabschaltung, Start-Stopp-Betrieb: Insbesondere elektrische Antriebe haben im Leerlauf keinen Energieumsatz
- Emissionsfreier Betrieb: Zeitweiser Betrieb ohne den Ausstoß von Emissionen, zum Beispiel PlugIn-Hybrid

- Betriebspunktstrategie: Betrieb des Verbrennungsmotors im optimalen Betriebspunkt, weniger Emissionen, besserer Wirkungsgrad, zum Beispiel durch Lastpunktanhebung
- Entkopplung von Nebenverbrauchern: Nebenverbraucher werden unabhängig vom Primärenergiewandler betrieben
- Phlegmatisierung: Glätten von Leistungsspitzen durch Unterstützung des Primärenergiewandlers, reduzierte Emissionen
- Rightsizing: Reduktion der installierten verbrennungsmotorischen Leistung auf das Optimum
- Downsizing: Erhaltung der installierten verbrennungsmotorischen Leistung bei gleichzeitiger Reduktion des Hubraums
- Boosten: Kurzzeitiges zur Verfügung stellen einer erhöhten Leistung
- Segeln: Abkoppeln des Antriebsstranges vom Energiewandler im Schubbetrieb
- Fremdstart des Verbrennungsmotors: Wegfall des Starter-Motors
- Verschleißfreies Bremsen: Hydraulische oder elektrische Motoren sind dazu in der Lage ein weitestgehend verschleißfreies Bremsen zu ermöglichen
- Unterstützung von Schaltvorgängen: Synchronisierung von Drehzahlen
- Genset-Betrieb: Nutzung der Maschine als Stromerzeuger

2 Stand der Forschung und Technik

Neben charakteristischen Tätigkeiten eines Baggers und Methoden zur Erstellung von Referenzzyklen werden in diesem Kapitel verschiedene Hybridisierungskonzepte für Hydraulikbagger vorgestellt.

2.1 Baggertätigkeitenportfolio

Als wichtigste und bekannteste Tätigkeit des Baggers im Leistungsbereich zwischen 50 kW und 200 kW gilt das Leistungsbaggern. Dieses dient dem Zweck, einer Stelle Material zu entnehmen und an anderer Stelle abzuladen. Es handelt sich dabei um eine Arbeit im Vollastbereich. Ein Zyklus zum Leistungsbaggern kann nach [6; 7] in die folgenden Arbeitsaufgaben unterteilt werden:

- Anreißen und ziehen
- Heben
- Schwenken
- Entleeren
- Rückschwenken
- Senken und ansetzen

Im Teillastbereich können Arbeiten wie beispielsweise Planieren und Grabenaushub durchgeführt werden. Beim Planieren werden mit der Grabenlöffelkante Erdanhäufungen verteilt, sodass eine ebene Fläche entsteht [7]. Das Ausheben eines Grabens erfolgt unter Angabe der gewünschten Breite, Länge und Tiefe des Grabens, wobei das ausgehobene Material unmittelbar neben dem Graben abgeladen wird [7]. Bagger werden außerdem für Hebe-Aufgaben eingesetzt, wobei diese oftmals auch einen Schwenkprozess beinhalten. Für Hebetätigkeiten ist es vorteilhaft anstelle des Löffels einen Haken als Anbaugerät zu verwenden [6]. Die genannten Tätigkeiten können immer auch in Verbindung mit Fahraufgaben auftreten, beispielsweise wenn die Entladestelle nicht in unmittelbarer Nähe zur Entnahmestelle ist.

Gerade im Hinblick auf spätere Effizienzbetrachtungen verschiedener Hybridisierungsstrukturen ist es wichtig, den prozentualen Anteil der einzelnen Tätigkeiten am gesamten Einsatzprofil eines Baggers abschätzen zu können. Dazu sind in Abbildung 1 exemplarisch einige Diagramme aufgeführt. Unter Vernachlässigung der Leerlauf und Motor Stopp Phasen wird in allen drei Diagrammen deutlich, dass das Leistungsbaggern (Laden/Entladen) den größten Anteil des Einsatzprofils ausmacht. Der erhöhte Fahranteil bei Fecke [8] ist darin begründet, dass die Daten explizit für einen Mobilbagger ermittelt wurden, während etwa die Daten von Kagoshima et al. [9] auf der Untersuchung eines Raupenbaggers basieren.

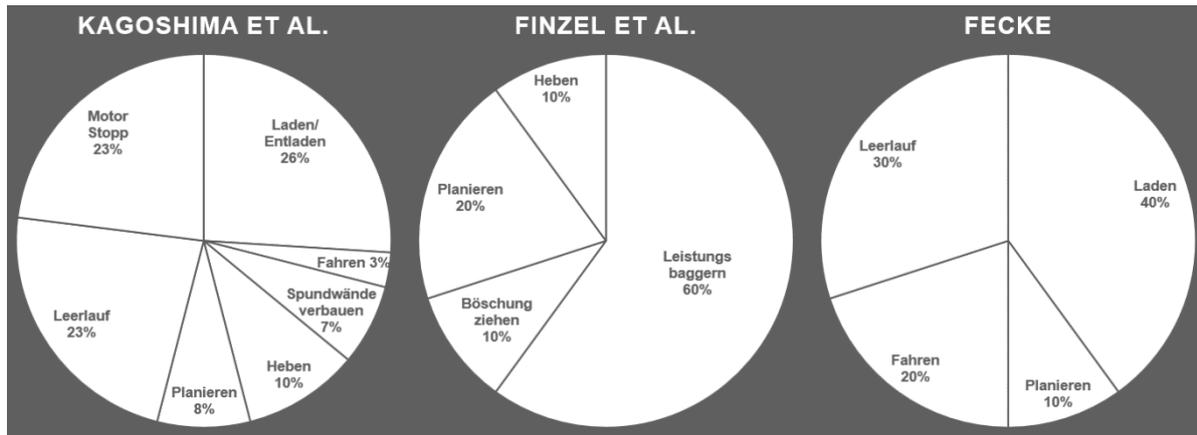


Abbildung 1: Einsatzprofile eines Hydraulikbaggers nach Kagoshima et al. [9], Finzel et al. [10] und Fecke [8]

2.2 Referenzzyklen

Da in der Literatur unterschiedliche Begrifflichkeiten benutzt werden, wird für die Verwendung in diesem Projekt zunächst eine Terminologie festgelegt. Anschließend werden bereits existierende Prüfzyklen, beispielsweise für PKW, untersucht. Zudem werden Anforderungen an Referenzzyklen herausgearbeitet und dargestellt. Unter Berücksichtigung dieser Anforderungen werden Methoden zur Erstellung von Referenzzyklen recherchiert.

2.2.1 Festlegen einer Terminologie

Bei der Betrachtung von Referenzzyklen werden in der Literatur verschiedene Begrifflichkeiten für die Summe mehrerer Zyklen und für die Teilprozesse einzelner Zyklen verwendet. Es ist daher notwendig, zum Projektstart eine klare Terminologie festzulegen. Da im Rahmen des Projekts „TEAM - Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen“ [11] eine solche Terminologie bereits definiert wurde, findet diese auch in diesem Projekt Anwendung (siehe Abbildung 2).

Demnach beschreibt ein Einsatzprofil die Gesamtheit aller betrachteter Vorgänge. Das Einsatzprofil beinhaltet verschiedene spezifische Verfahren. Ein Verfahren wiederum lässt sich als Summe von mehreren Verfahrenszyklen darstellen. Jeder Verfahrenszyklus steht dabei für die Erfüllung eines Arbeitsergebnisses und beinhaltet Arbeitsaufgaben und Prozesse in einer bestimmten Abfolge. Als Arbeitsaufgabe wird eine Zustandsänderung der Maschine charakterisiert. Bei einem Prozess handelt es sich um mehrere Arbeitsaufgaben, die sich in einer festgelegten Reihenfolge wiederholen. [11]

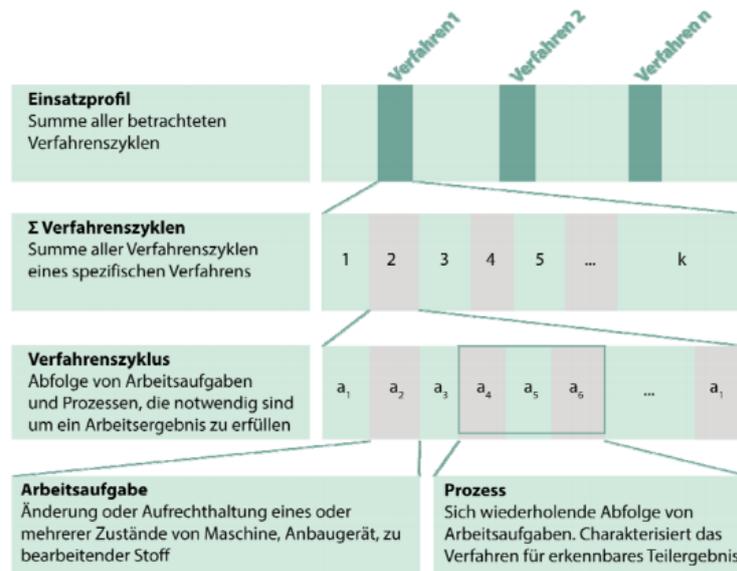


Abbildung 2: Terminologie nach TEAM-Abschlussbericht [11]

Am Beispiel eines Hydraulikbaggers kann gezeigt werden, wie die Terminologie praktisch angewendet werden kann. Das Einsatzprofil eines Hydraulikbaggers besteht aus mehreren spezifischen Verfahren, unter anderem dem Leistungsbaggern, Planieren und Grabenaushub. Zur Untersuchung des Leistungsbaggerns können verschiedene Verfahrenszyklen herangezogen werden, beispielsweise ein 90-Grad- und 180-Grad-Ladespiel. Der Verfahrenszyklus kann schließlich in einzelne Arbeitsaufgaben unterteilt werden. Dazu gehören auch initiale Aufgaben wie das Starten des Motors oder die Fahrt zur Arbeitsstätte. Einige Arbeitsaufgaben wiederholen sich und stellen damit einen Prozess innerhalb des Verfahrenszyklus dar. Beim 90-Grad-Ladespiel bilden die Arbeitsaufgaben Anreißen/Ziehen, Heben, Schwenken, Entleeren, Rückschwenken und Senken/Ansetzen den Prozess des Materialumschlags.

2.2.2 Bekannte Prüfzyklen

Kraftfahrzeuge werden hinsichtlich ihres Kraftstoffverbrauchs häufig unter Verwendung des „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) und des „Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure“ (WLTP) bewertet und verglichen. Beide Prüfzyklen geben ein bestimmtes Geschwindigkeitsprofil über der Zeit vor. [12]

Für die Betrachtung von mobilen Arbeitsmaschinen muss neben der Fahraufgabe auch die Arbeitsaufgabe im Prüfzyklus abgebildet werden. Unter dem Gesichtspunkt, dass mobile Arbeitsmaschinen gegebenenfalls sogar mehrere Arbeitsaufgaben erfüllen können, gestaltet sich die Erstellung von Prüfzyklen deutlich komplexer und erfolgt daher meist spezifisch für die verschiedenen

mobilen Arbeitsmaschinen. Beispielhaft können der DLG-Powermix für Traktoren, der Liebherr-Normtest für Radlader und der Linde-Leistungstest für Gabelstapler genannt werden. [12]

Mit den „Japan Construction Mechanization Association“ (JCMA) gibt es definierte Testspezifikationen für die Betrachtung des Kraftstoffverbrauchs von Baggern, Radladern und Planiertrauen. Für die Untersuchung eines Baggers werden dabei der 90-Grad-Zyklus, das Ziehen eines Planums, eine Transportfahrt und Leerlauf vorgegeben. Sämtlich Arbeitsaufgaben werden allerdings als reine Leerbewegungen in der Luft ausgeführt. Die Last wird in den Tests demnach nicht berücksichtigt und der Zyklus ist daher nicht praxisnah. [12]

2.2.3 Anforderungen an Referenzzyklen

Die Belastbarkeit von Referenzzyklen hängt von einigen Aspekten ab. Im Allgemeinen sollten Referenzzyklen realistische und häufige Einsatzfälle abbilden. Da eine Effizienzbetrachtung bei energieintensiven Einsatzfällen von besonderem Interesse ist, sollten vermehrt solche Fälle untersucht werden. [11]

Bezüglich der Prüfverfahren ist zudem eine möglichst gute Reproduzierbarkeit sowie Realitätsnähe wünschenswert. Da diese beiden Zielgrößen aber im Zielkonflikt zueinanderstehen, gilt es einen geeigneten Mittelweg zu finden. Bei dieser Abwägung können auch wirtschaftliche Aspekte einfließen, beispielsweise die Kosten für die Prüfverfahren. [11]

2.2.4 Methoden zur Erstellung von Referenzzyklen

In der Literatur lassen sich verschiedene Herangehensweisen zur Ermittlung von Referenzzyklen finden. Ein Vorgehen zur Entwicklung eines standardisierten Lastzyklus nach Deiters [13] sowie eine Methode zur Ermittlung der Energieeffizienz nach Geimer [11] eignen sich für die Anwendung im Rahmen dieses Projekts und werden im Folgenden dargestellt.

Die Systematik des Vorgehens nach Deiters [13] orientiert sich an Abbildung 3. Es werden zunächst zu untersuchende Arbeitsaufgaben festgelegt, wobei zwischen quasistationären Arbeitsaufgaben und zyklischen Arbeitsspielen unterschieden werden kann. Die zu untersuchenden Tätigkeiten des Baggers lassen sich vor allem als zyklische Arbeitsspiele darstellen. Das heißt, mehrere Einzelaufgaben werden in einer bestimmten Reihenfolge mehrfach wiederholt. Aufgrund verschiedener Einflussfaktoren können die einzelnen Zyklusdurchläufe variieren, weshalb eine hohe Anzahl an Wiederholungen wünschenswert ist. [13]

Die charakteristischen Größen für das zyklische Arbeitsspiel werden identifiziert und mit geeigneten Sensoren bei gezielten Referenzmessungen erfasst, sodass die Zeitverläufe dieser Größen für den untersuchten Zyklus dargestellt werden können. Es gilt nun die Zeitverläufe zu analysieren und die

einzelnen Arbeitsaufgaben innerhalb des Zyklus zu identifizieren. Um die Zeitverläufe der einzelnen Zyklusdurchläufe zu standardisieren, ist abschließend noch ein weiterer Verfahrensschritt notwendig. Dafür können verschiedene stochastische Ansätze gewählt werden. [13]

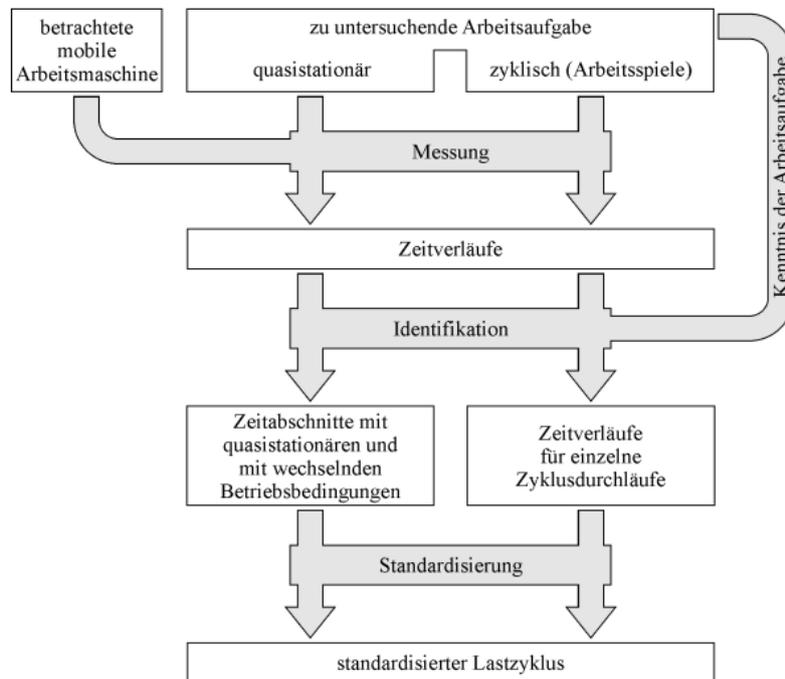


Abbildung 3: Systematik zu Ableitung standardisierter Lastzyklen [13]

Die Methode zur Ermittlung der Energieeffizienz nach Geimer [11] stellt einen ganzheitlicheren Ansatz dar. Der Ablaufplan, dargestellt in Abbildung 4, gliedert sich in Analyse-, Entscheidungs- und Synthesephase. Die Ableitung von Referenzzyklen findet dabei in der Analysephase statt. Zunächst wird ein Einsatzprofil der zu untersuchenden mobilen Arbeitsmaschine festgelegt. Im zweiten Schritt werden Messdatensätze erfasst und ausgewertet. Dabei werden verschiedene Typen von Messdaten unterschieden. Einerseits können ungerichtete Messdaten Auskunft darüber geben, welchen Anteil einzelne Arbeitsaufgaben am Einsatzprofil haben. Andererseits können gezielt Messdaten zur Analyse einzelner Arbeitsaufgaben aufgezeichnet werden. Im Rahmen dieses Projekts werden im ersten Schritt Messdaten gezielt erfasst, weshalb für die Bestimmung der prozentualen Aufteilung des Einsatzprofils auf bisherige Forschungsergebnisse zurückgegriffen wird. Analog zum Vorgehen nach Deiters [13] werden die Zyklen analysiert und Zeitverläufe geeigneter Kenngrößen abgeleitet, sodass unter Verwendung geeigneter Algorithmen am Ende der Analysephase Bewegungs- und Lastkollektive zur Verfügung stehen. [11]

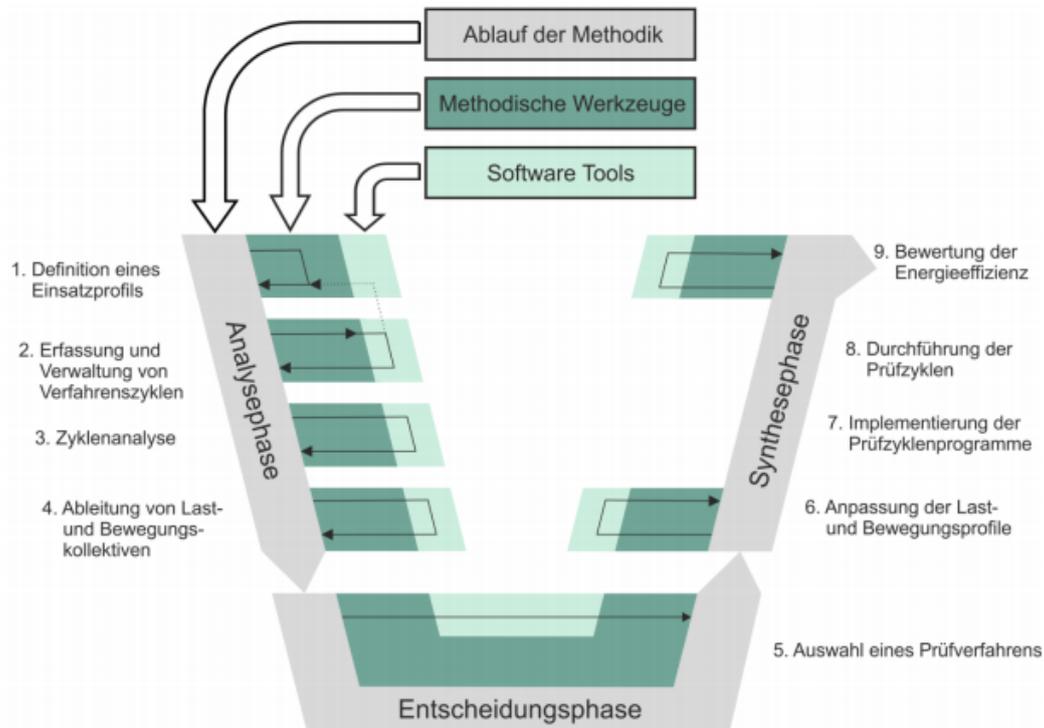


Abbildung 4: Ablaufplan der Methodik zur Effizienzbewertung [11]

2.3 Hybridkonzepte für Hydraulikbagger

Die Recherche hat ergeben, dass bereits heute eine Reihe von hybridisierten Baggern in der Forschung und teilweise auf dem Markt existieren (siehe Tabelle 3). Die Gemeinsamkeit aller Lösungen ist der Dieselmotor als Primärenergiewandler. Der Unterschied der verschiedenen Hybridstrukturen liegt in der Art und dem Gegenstand der Hybridisierung. Bei der Art der Hybridisierung lässt sich zwischen hydraulischer und elektrischer Hybridisierung unterscheiden. Der Gegenstand der Hybridisierung gibt an, welches Teilsystem hybridisiert wird. Für den Hydraulikbagger sind die Teilsysteme Fahrtrieb, Schwenkwerk und Arbeitsausrüstung (Hub, Ausleger, Löffel, Stiel) relevant.

Tabelle 3: Hybridisierte Hydraulikbagger

Bagger		
2008	Komatsu PC200-8	diesel-elektrischer Parallel-Hybrid [14]
	Hitachi ZAXIS 200	diesel-elektrischer Parallel-Hybrid [14]
2009	Mecalac 12MTX HYBRID	Prototyp [15]
	Kobelco SK80H	diesel-elektrischer Parallel-Hybrid
2010	Komatsu HB 205	diesel-elektrischer Hybrid
	Komatsu HB215LC	diesel-elektrischer Hybrid
2011	Komatsu HB215LC-1	diesel-elektrischer Hybrid
2012	Kobelco SK200H-9	diesel-elektrischer Parallel-Hybrid
2013	Liebherr R9XX Hybrid	diesel-elektrisch-hydraulischer Hybrid, Konzeptstudie [16]
	CATERPILLAR Cat 336E H	hydraulischer Hybrid [17; 18]
2014	CATERPILLAR Cat 390F	hydraulischer Hybrid [19]
	Hitachi ZH210LC-5	diesel-elektrischer Hybrid [20]
2015	CATERPILLAR Cat 323F & 336F XE	hydraulischer Hybrid [21]
2017	Komatsu HB365LC/NLC-3 Hybrid	diesel-elektrischer Hybrid [22]
	Kobelco SK210HLC-10 Hybrid	diesel-elektrischer Hybrid [23; 24]
2020	Komatsu HB215LC-2	diesel-elektrischer Hybrid [25]
	Volvo EC300E Hybrid	hydraulischer Hybrid [26; 27]

Abbildung 5 stellt entsprechend dieser beiden Unterscheidungsmerkmale dar, welche Hybridstrukturen bereits bekannt sind. Es ist ersichtlich, dass die Antriebsstrukturen breit gefächert sind. Auffällig ist eine Häufung bei der Hybridisierung des Schwenkwerks, sowohl elektrisch als auch hydraulisch. Die Hybridisierung des Fahrantriebs eines Hydraulikbaggers ist demgegenüber der Ausnahmefall und tritt nur in Kombination mit der Hybridisierung der anderen beiden Teilfunktionen auf.

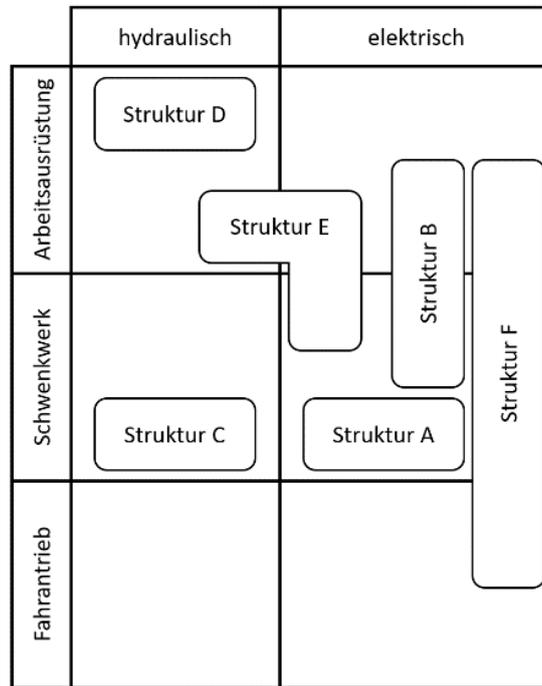


Abbildung 5: Klassifizierung Hybridstrukturen Bagger

Struktur A

Bei Struktur A handelt es sich um eine rein elektrische Hybridisierung des Schwenkwerks eines Baggers. Der Fahrtrieb und die Arbeitsantriebe (*Boom*, *Bucket* und *Arm*) werden von zwei Hydraulikpumpen mit Energie versorgt. Diese Antriebsstruktur (siehe Abbildung 6) kommt beispielsweise beim Komatsu PC200-8 zum Einsatz [14]. Da der Fahrtrieb bei Struktur A bis E nicht Gegenstand der Hybridisierung ist, wird in den entsprechenden Schaubildern auf die Darstellung des Fahrtriebs verzichtet.

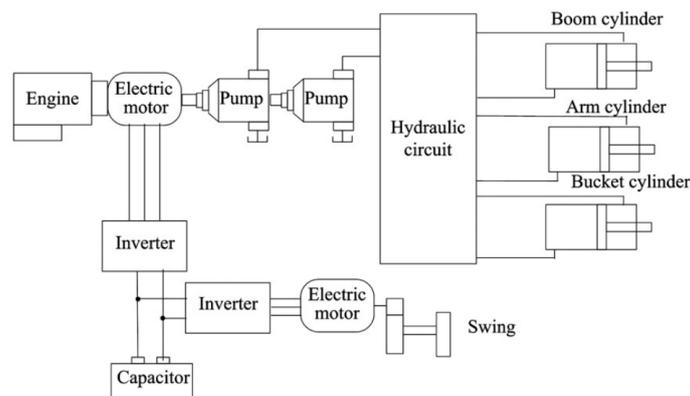


Abbildung 6: Antriebsstruktur A, Komatsu PC200-8 [14]

Im Vergleich zur konventionell rein hydraulischen Maschine wurde der Schwenkantrieb elektrisch umgesetzt. In Kombination mit einem elektrischen Speicher (*Capacitor*) und einem Elektromotor auf der Abtriebswelle des Verbrennungsmotors können verschiedene hybride Betriebsstrategien realisiert werden. Als Speicher kommen Kondensatoren (alle Komatsu Bagger, Kobelco SK200H-9), NiMH-Batterien (Kobelco SK80H) und Lithium-Ionen-Batterien (Kobelco SK210HLC-10) zum Einsatz. Die Betriebsstrategien konzentrieren sich auf die Rekuperation der Bewegungsenergie aus dem Schwenkantrieb. Bei den Systemen mit Batterien, wie dem Kobelco SK210HLC-10, wird diese zusätzlich bei geringer Motorlast geladen. Weitere Funktionen sind die Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors und das Bereitstellen einer Boost-Funktion. Nach Angaben der Hersteller erreichen die Systeme eine Kraftstoffeinsparung zwischen 25 und 41%, je nach Maschine und Einsatzszenario. [22][28][14]

Struktur B

Die Struktur B ist eine Erweiterung der Struktur A, eingeführt mit dem Hitachi Zaxis/ZX200. Zusätzlich zum elektrischen Schwenkantrieb verfügt diese Struktur über einen Hydromotor im Rücklauf der Hydraulikzylinder der Arbeitsausrüstung, siehe Abbildung 7. Dieser ist mit einem elektrischen Generator verbunden, der über einen Umrichter Energie aus der Arbeitsausrüstung in Doppelschichtkondensatoren (im Folgenden auch vereinfachend Kondensator genannt) einspeist. Um den Gesamtwirkungsgrad des Systems zu steigern, können die Verbraucher in unterschiedlichen Kreisen zusammengefasst werden. Die Betriebsstrategie entspricht ebenfalls der Struktur A mit dem Zusatz der Rekuperation aus der Arbeitsausrüstung, Das System erreicht laut Herstellerangaben eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 25%. [14]

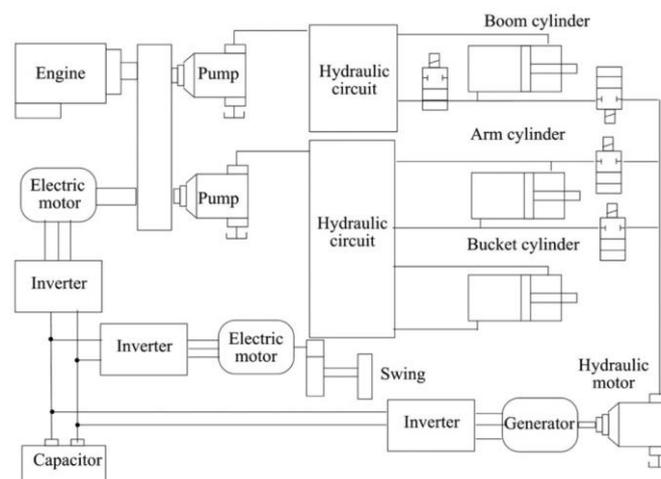


Abbildung 7: Antriebsstruktur B, Hitachi Zaxis/ZX200 [14]

Struktur C

Analog zur elektrischen ist auch eine hydraulische Hybridisierung des Schwenkwerks möglich. Die Firma Caterpillar setzt in ihren Maschinen, ausgehend vom Cat 336E H, auf diese Strategie (Cat 390F, Cat 323F und 336F XE). Über einen speziellen Ventilblock mit getrennten Steuerkanten ist es möglich, Bewegungsenergie aus dem Schwenkwerk in zwei Hydrospeichern zwischenzuspeichern, siehe Abbildung 8. [29] Die gespeicherte Energie wird beim Beschleunigen des Schwenkwerkes wieder abgerufen. Caterpillar gibt für den Cat 336E H eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 25% gegenüber dem konventionellen Cat 336D an. [18]

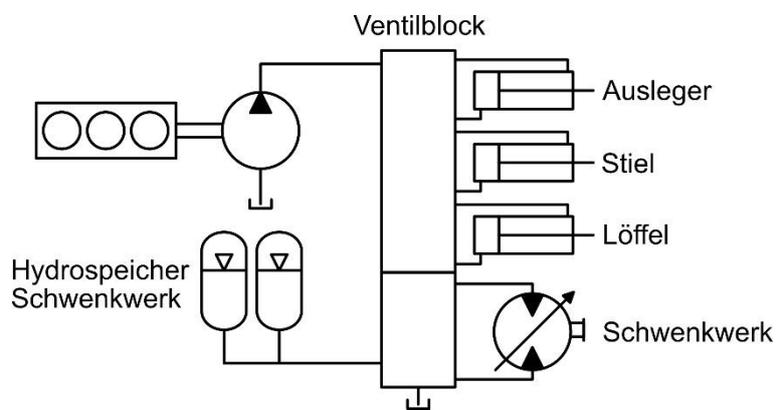


Abbildung 8: Antriebsstruktur C, Cat 336E H [18]

Struktur D

Im Jahr 2020 hat Volvo mit dem EC300E Hybrid einen neuen hydraulischen Hybridantrieb eingeführt, siehe Abbildung 9. Im Gegensatz zur Struktur C setzt man hier auf die Rekuperation der potentiellen Energie des Auslegers. Die zurückgewonnene Energie kann auf zwei Wegen genutzt werden: Je nach Bedarf leitet die Ventiltechnik die Energie aus dem Speicher entweder wieder zurück in die Zylinder des Auslegers, um diesen anzuheben, oder auf einen Hydromotor. Der Hydromotor sitzt auf einer gemeinsamen Welle mit der Pumpe und dem Verbrennungsmotor. So kann der Dieselmotor bei Lastspitzen mit der rekuperierten Energie unterstützt werden. Nach Herstellerangaben ist eine Kraftstoffeinsparung von 12 - 17% erreichbar. [27; 26]

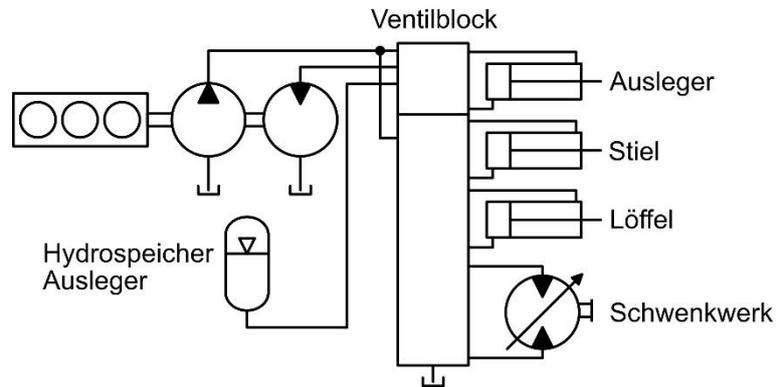


Abbildung 9: Antriebsstruktur D, Volvo EC300E Hybrid [27; 26]

Struktur E

Die Struktur E stellt eine Kombination aus elektrischer und hydraulischer Hybridisierung (Kombination aus Strukturen A und D) dar und existiert bisher nur als Prototyp im Rahmen einer Konzeptstudie, dem Liebherr R9XX, Abbildung 10.

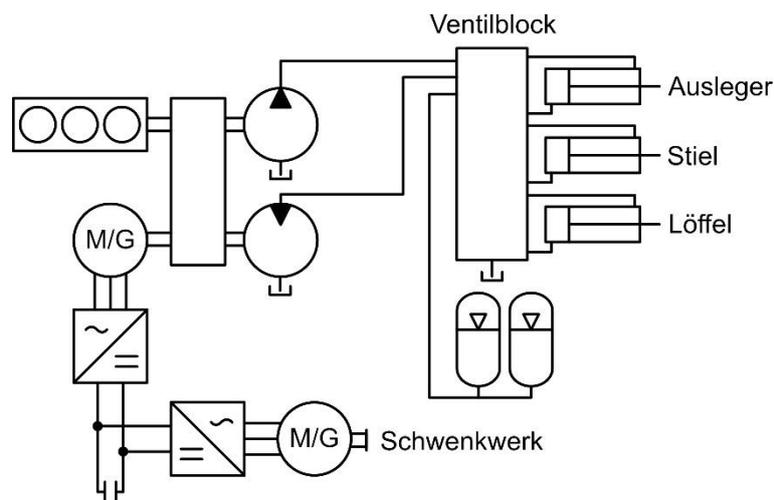


Abbildung 10: Antriebsstruktur E, Liebherr R9XX [16]

Das Schwenkwerk ist elektrisch ausgeführt und an einen Gleichstrom-Zwischenkreis mit Kondensator angebunden. An diesem ist auch eine elektrische Motor-/Generator-Einheit angebunden, die wiederum über ein Verteilergetriebe mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist. Am Verteilergetriebe sind zudem eine Pumpe und ein Hydromotor angeflanscht. Die Pumpe versorgt die Arbeitsausrüstung mit Energie, während mit dem Hydraulikmotor hydraulische Energie in mechanische gewandelt und in den mechanischen Teil und darüber hinaus auch in den elektrischen Kreis geführt werden kann. Die Zylinder der Arbeitsausrüstung sind über Ventile auch mit zwei Hydrospeichern verbunden. Somit eröffnen sich viele Freiheiten für die Betriebsstrategie des Hybridantriebs. Kinetische Energie aus dem Schwenkwerk kann in den elektrischen Kreis und potentielle Energie aus der Arbeitsausrüstung in den hydraulischen Kreis rekuperiert werden. Außerdem ist es möglich, den Verbrennungsmotor aus beiden Kreisen zu

unterstützen. Anstelle eines 200 kW-Dieselmotors, der für einen Bagger dieser Leistungsklasse üblich ist, kann dadurch ein 160 kW-Dieselmotor verwendet werden. Mit dem aus der Arbeitsausrüstung rückströmendem Öl kann zudem über den Hydromotor, das Verteilergetriebe und die E-Maschine der Kondensator geladen werden. Der Hersteller gibt eine potentielle Kraftstoffeinsparung von 30 - 40% an. Diese ist im Vergleich zu anderen Strukturen besonders unabhängig vom Einsatzszenario, da aus Schwenkwerk und Arbeitsausrüstung rekuperiert werden kann und die Systeme miteinander interagieren können. [16]

Struktur F

Eine elektrische Hybridisierung aller drei Teilsysteme stellt Struktur F dar. Diese Antriebsstruktur wird beispielsweise in einer Studie von Kobelco betrachtet. Im Gegensatz zu den bisher genannten Hybridbaggern, die ein Einsatzgewicht zwischen 15 und 40 Tonnen haben, handelt es sich in diesem Fall um einen sechs Tonnen Minibagger. Das Konzept, dargestellt in Abbildung 11, ist prinzipiell aber auf Bagger höherer Leistungsklassen übertragbar. [9]

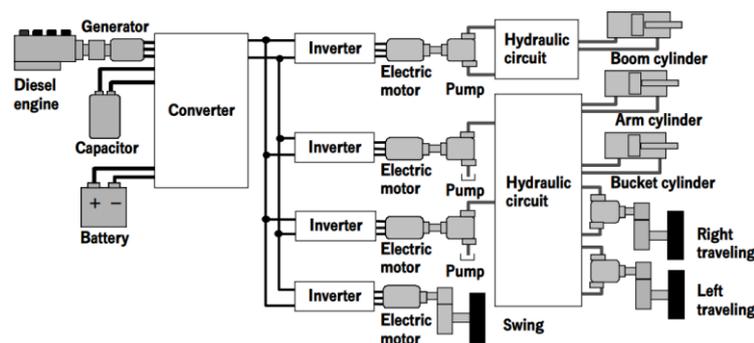


Abbildung 11: Antriebsstruktur F, Kobelco [9]

Bei dem Konzept von Kobelco handelt es sich um eine serielle Hybridstruktur. Der Dieselmotor treibt einen Generator an, der die mechanische Energie in elektrische Energie wandelt. Das Drehwerk wird direkt von einem Elektromotor angetrieben. Die anderen Verbraucher werden hydraulisch betrieben, wobei die Pumpen jeweils von Elektromotoren angetrieben werden. Zur Speicherung der Energie besitzt das System einen Kondensator und eine Batterie. [9]

Einem anderen Ansatz folgt ein Prototyp der Firma Hitachi, wobei der grundlegende Unterschied darin besteht, dass dieser eine parallele Antriebsstrangtopologie aufweist (Abbildung 12). Der Verbrennungsmotor und ein Elektromotor sind nicht in Reihe geschaltet, sondern über ein Getriebe miteinander verbunden. Über dieses Getriebe wird auch die Hydraulikpumpe, welche die Arbeitskinematik versorgt, angetrieben. Zur Speicherung der Energie beim Absenken des Hubarms besitzt das System einen hydraulischen Motor, der mit einem Generator verbunden ist. Für das Drehwerk

und den Fahrtrieb wird auf weitere hydraulische Komponenten verzichtet, sodass der Antrieb über insgesamt drei Elektromotoren rein elektrisch erfolgt. [30]

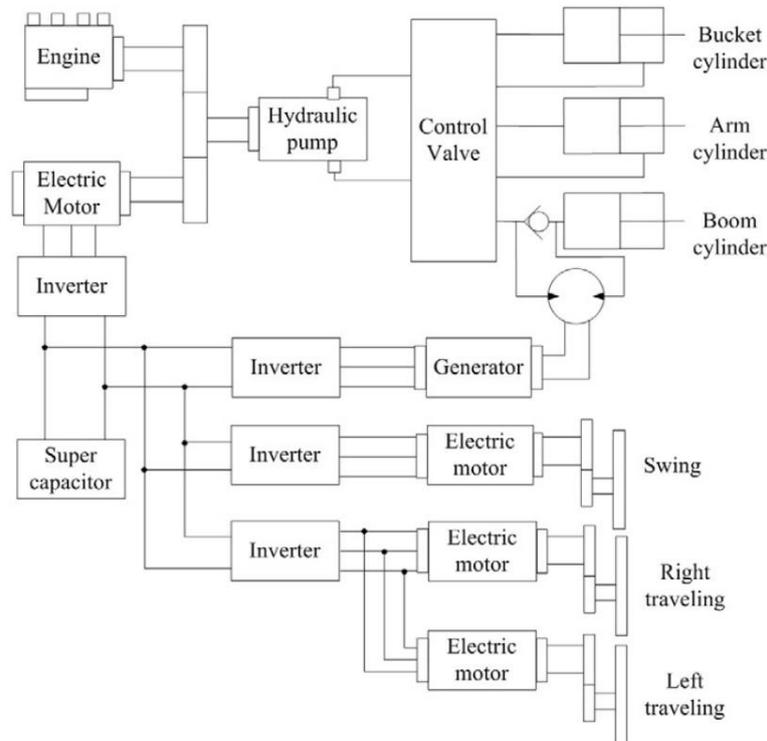


Abbildung 12: Antriebsstruktur F, Hitachi [30]

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass es eine Vielzahl verschiedener Hybridstrukturen für Bagger in der Forschung und am Markt gibt, die alle ihre spezifischen Vor-/Nachteile sowie Einsatzbereiche haben. Je nach Struktur und Einsatz geben die Hersteller 12 – 41% Energieeinsparung an, wobei sich diese Angaben meist auf eine konkrete Tätigkeit und nicht auf den ganzheitlichen Einsatz des Fahrzeugs beziehen. Für Hybride mit elektrischem Leistungspfad werden höhere Einsparpotenziale genannt. Aufgrund der großen Masse des Oberwagens und den damit einhergehenden großen Trägheitskräften ist insbesondere beim Abbremsen der Drehbewegung großes Potenzial zur Rekuperation kinetischer Energie vorhanden. Daraus resultiert, dass vor allem die elektrische Hybridisierung des Schwenkwerks vermehrt zum Einsatz kommt. In Kombination mit der Hybridisierung der Arbeitskinematik, beispielsweise dargestellt durch die Konzeptstudie R9XX der Firma Liebherr, kann laut Hersteller aufgrund des kombinierten Ansatzes ein besonders hohes, vom Einsatzszenario unabhängiges Einsparpotenzial erreicht werden. Ein solch ganzheitlicher Ansatz ist allerdings mit deutlich höheren Investitionskosten verbunden. Die Identifikation einer optimalen Hybridstruktur ist demnach stark vom Einsatzprofil des Baggers und der Bereitschaft, Investitionen zu tätigen, abhängig.

3 Entwicklung und Umsetzung eines Sensorkonzepts

Für die Datenakquise wird ein Sensorkonzept entwickelt und an einem Versuchsträger umgesetzt. Zunächst wird der Versuchsträger vorgestellt, die Zielsetzung definiert und entsprechende Anforderungen an das Sensorkonzept abgeleitet. Anschließend werden alle notwendigen Messgrößen herausgearbeitet und ein Konzept erläutert, das es ermöglicht, die verschiedenen Messsignale aufzuzeichnen.

3.1 Versuchsträger

Beim Versuchsträger handelt es sich um den Hydraulikbagger A914 Compact der Firma Liebherr (siehe Abbildung 13). Der Bagger hat ein Einsatzgewicht von 15,2 bis 17,5 Tonnen und ist aufgrund seiner Räder der Klasse der Mobilbagger zuzuordnen.



Abbildung 13: Der Versuchsträger: Liebherr A914 Compact

Die Antriebsstruktur des Baggers ist in Abbildung 14 dargestellt und wird im weiteren Verlauf als konventionell bezeichnet. Ein Dieselmotor treibt eine Verstellpumpe sowie zwei Zahnradpumpen an. Die beiden Zahnradpumpen (nicht dargestellt) dienen der Versorgung des Lüftungs- und Lenkungskreises sowie des Brems- und Vorsteuerkreises. Die Verstellpumpe stellt die benötigte hydraulische Leistung für sämtliche Hauptverbraucher bereit. Neben einem Hydraulikmotor für den Fahrtrieb und einem weiteren Hydraulikmotor im Schwenkwerk zählen dazu auch die insgesamt fünf Hydraulikzylinder. Während der Hauptarm durch das Ein- und Ausfahren von zwei Hydraulikzylindern bewegt wird, erfolgt die Betätigung des Auslegers, Stiels und Löffels jeweils durch einen Hydraulikzylinder.

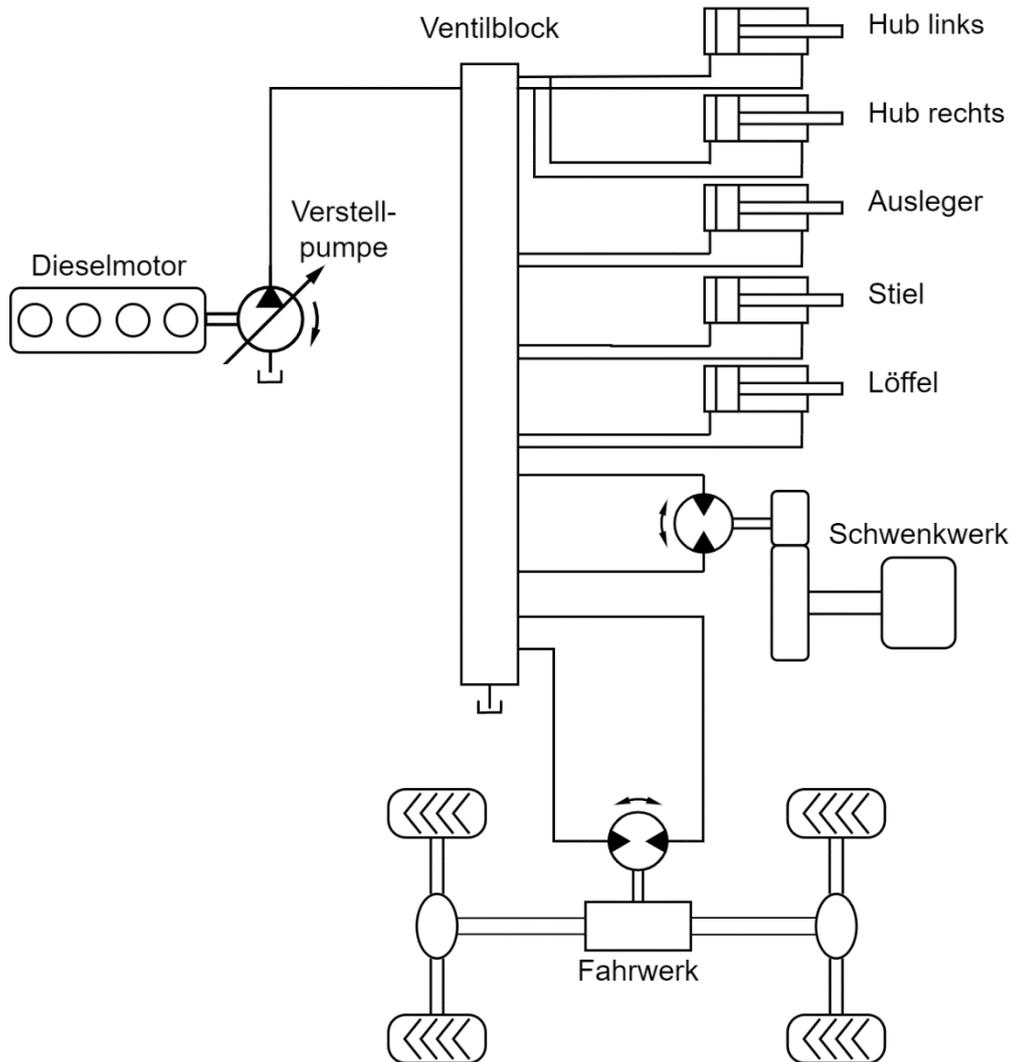


Abbildung 14: Antriebsstruktur des Versuchsträgers

Die hydraulische Steuerung erfolgt über ein Load-Sensing-System (LS-System). Der sogenannte Load-Sensing-Druck (LS-Druck) entspricht dem Druck am lasthöchsten Verbraucher. Die Verstellpumpe wird derart geregelt, dass sich am Pumpenausgang ein Druck einstellt, der geringfügig höher ist als der LS-Druck. Der geförderte Volumenstrom der Pumpe richtet sich nach dem Bedarf der Verbraucher. [31]

Am Versuchsträger sind von Werk aus bereits einige Messkupplungen für den Einbau von Drucksensoren vorhanden. Diese Anschlüsse werden im Folgenden als Minimes-Anschlüsse bezeichnet.

3.2 Zielsetzung und Anforderungen an das Sensorkonzept

Da im Rahmen des Projekts Vergleichsbetrachtungen und Potenzialbewertungen verschiedener Hybridisierungsstrukturen vorgenommen werden sollen, werden belastbare Referenzzyklen benötigt. Die Entwicklung des Sensorkonzepts erfolgt daher unter der Prämisse, dass alle notwendigen Daten zur Ableitung von Bewegungs- und Lastkollektiven beziehungsweise zur Darstellung des Leistungsflusses erhoben werden. Dabei werden sowohl die Fahrbewegung als auch die Bewegungen der Arbeitseinheiten sowie die Drehbewegung des Baggers berücksichtigt.

Die Beschaffenheit und Einsatzzwecke des Hydraulikbaggers führen zu einigen Anforderungen, die an das Sensorkonzept gestellt werden. Aufgrund des zunehmend optimierten Bauraummanagements, steht in neuen Hydraulikbaggern in der Regel nur wenig Platz zum Einbau von Messtechnik und Sensorik zur Verfügung. Das Sensorkonzept sollte demnach vorsehen, dass die benötigten Komponenten in einer kompakten Form am Bagger angebracht werden können.

Eine weitere Anforderung besteht in der Robustheit des Sensorkonzepts. Aufgrund der üblichen Tätigkeiten eines Baggers und der geplanten Erprobung auf einer Baustelle sind die Sensorik und zugehörige Hardware-Komponenten im Freien starken Belastungen ausgesetzt. Das Sensorkonzept muss daher staub-, schwingungs- und wetterfest sein.

Zur Datenerhebung wird der Versuchsträger von professionellen Fahrern bedient. Die Aufzeichnung der Daten sollte daher nach Möglichkeit automatisch mit dem Starten der Maschine beginnen. Sofern dies nicht möglich ist, sollte die Handhabung des Sensorkonzepts einfach sein, sodass vor den Versuchsdurchführungen nur wenig Schritte zur Aktivierung der Datenaufzeichnung ausgeführt werden müssen und diese möglicherweise auch von den Fahrern durchgeführt werden können.

3.3 Benötigte Messgrößen

Im Folgenden wird zunächst dargestellt, welche Messgrößen für dieses Forschungsvorhaben von Interesse sind. Der Zielsetzung kann entnommen werden, dass sowohl sämtliche Bewegungen des Baggers als auch der Leistungsfluss bei den verschiedenen Tätigkeiten nachvollzogen werden sollen.

Daher werden im ersten Schritt die Messgrößen bestimmt, die repräsentativ für die Bewegungen eines Hydraulikbaggers sind. Der Versuchsträger besitzt vier Arbeitseinheiten: Hub, Ausleger, Stil und Löffel. Die Bewegungen dieser Arbeitseinheiten können über die Ausfahrwege der entsprechenden Arbeitszylinder ermittelt werden. Die Messung der Ausfahrwege erfolgt mithilfe optischer Abstandssensoren. Die Bewegung des Drehwerks, das heißt der Drehwinkel zwischen Ober- und Unterwagen, wird von Werk aus aufgezeichnet und kann vom Liebherr-Steuergerät ausgelesen werden.

Zur Bestimmung der Fahrbewegung wird ein GPS-Sensor am Dach des Baggers angebracht, sodass zu jedem Zeitpunkt die Position des Baggers bestimmt werden kann.

Neben der reinen Bewegung des Baggers soll auch die erbrachte Leistung der einzelnen Verbraucher bestimmt werden. Die Verbraucher stellen in diesem Fall entweder mechanische oder hydraulische Leistung bereit. Als charakteristische Größen für die mechanische Leistung werden gemäß folgender Formel die Drehzahl und das Drehmoment benötigt.

$$P_{mech} = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$

Die hydraulische Leistung kann über den Volumenstrom und die Druckdifferenz an einer Verdrängermaschine entsprechend folgender Formel bestimmt werden.

$$P_{hydr} = Q \cdot \Delta p$$

Das Sankey-Diagramm in Abbildung 3.15 stellt exemplarisch den Leistungsfluss im Bagger dar und dient als Grundlage zur Bestimmung der benötigten Messgrößen. Demnach gilt es zunächst den Dieselmotor zu betrachten. Dieser wandelt in einem Verbrennungsprozess chemische Energie in mechanische Energie. Die mechanische Leistung, die der Dieselmotor dabei zur Verfügung stellt, wird über die Drehzahl und das Drehmoment des Motors bestimmt. Diese beiden Größen können ebenso wie der Kraftstoffverbrauch aus dem Motorsteuergerät ausgelesen werden. Die mechanische Leistung des Dieselmotors wird dafür genutzt, eine Verstellpumpe und zwei weitere Zahnradpumpen anzutreiben.

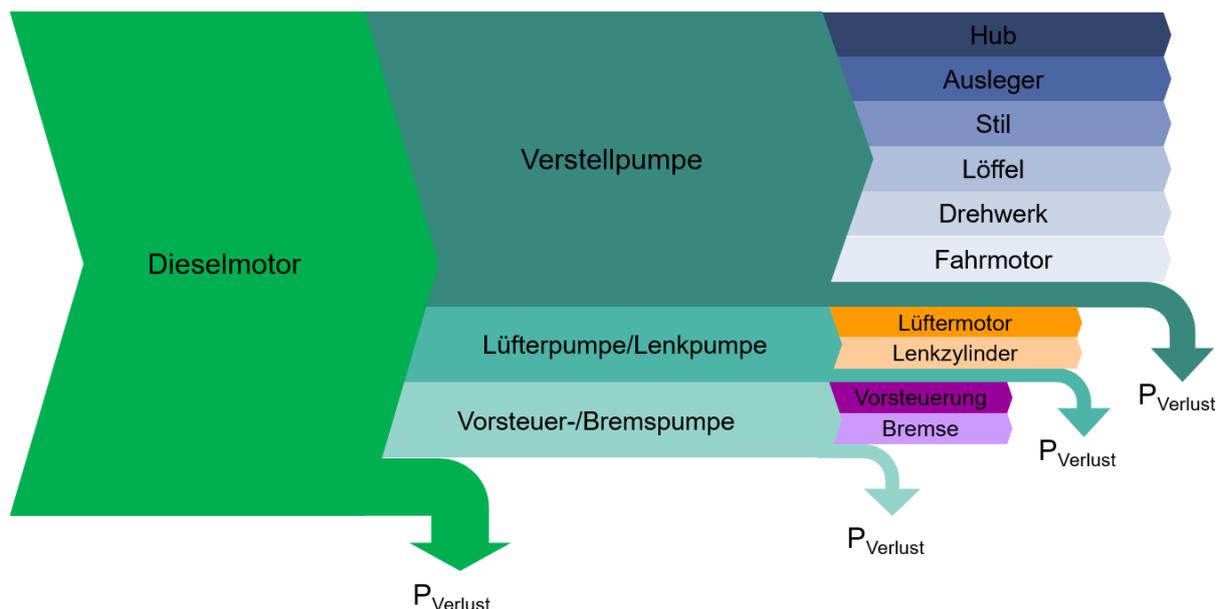


Abbildung 3.15: Sankey-Diagramm zur Darstellung des Leistungsflusses (exemplarisch, qualitativ)

Bei den beiden Zahnradpumpen handelt es sich zum einen um die Lüfter-/Lenkpumpe und zum anderen um die Vorsteuer-/Bremspumpe. Die Pumpen sind direkt an die Verstellpumpe angeflanscht und besitzen ein konstantes Schluckvolumen. Der bereitgestellte Volumenstrom der Zahnradpumpen kann daher aus der Abtriebsdrehzahl des Dieselmotors und dem Schluckvolumen berechnet werden. Zur Bestimmung der Druckdifferenz wird in beiden Fällen der Tankdruck benötigt. Zudem kann bei der Lüfter-/Lenkpumpe der Druck am Pumpenausgang am dafür vorgesehenen Minimes-Anschluss gemessen werden. Für die Vorsteuer-/Bremspumpe kann der Druck am Pumpenausgang dem Liebherr-Steuergerät entnommen werden.

Die Verstellpumpe versorgt das Fahrwerk, das Drehwerk und die Arbeitseinheiten (Hub, Ausleger, Stil, Löffel) mit der benötigten Ölmenge. Der geförderte Volumenstrom der Verstellpumpe kann aufgrund der komplexen Regelung nicht rechnerisch ermittelt werden und wird daher gemessen. Um auch geringe Volumenströme präzise erfassen zu können, wird ein Volumenstromsensor in der Ausführung als Schraubenspindelzähler am Pumpenausgang verbaut. Am Volumenstromsensor ist außerdem ein Temperatursensor angebracht, sodass Aussagen zu den Eigenschaften des Fluids getroffen werden können. Der Druck am Ausgang der Verstellpumpe kann ebenso wie der LS-Druck an einem Minimes-Anschluss ermittelt werden, der Druck am Pumpeneingang entspricht wiederum dem Tankdruck.

Zur Betrachtung der einzelnen Verbraucher (Fahrwerk, Drehwerk, Arbeitseinheiten) wird jeweils der Druck vor und nach dem Verbraucher bestimmt. Beim Drehwerk können dafür weitere Minimes-Anschlüsse genutzt werden. Für die anderen Verbraucher wurden entsprechende Zwischenflanschblöcke gefertigt, die einen einfachen und sicheren Einbau der Drucksensoren ermöglichen. Der Volumenstrom zu den Verbrauchern kann mithilfe der Ausfahrwege und der Geometrien der Zylinder rechnerisch ermittelt.

Zur problemlosen Identifizierung der ausgeführten Tätigkeiten des Baggers wird zudem eine Kamera auf dem Dach des Versuchsträgers angebracht.

Durch die Möglichkeit sämtliche Daten des Liebherr-Steuergeräts auslesen zu können, werden noch viele weitere Informationen, unter anderem Fahrereingaben, aufgezeichnet. Im Zuge der Referenzmessungen kann daher eine umfassende Datenbank aufgebaut werden, die alle erforderlichen Daten für den weiteren Projektverlauf beinhaltet.

3.4 Konzept zur Erfassung und Speicherung der Sensordaten

Das entwickelte Sensorkonzept basiert auf der Verwendung eines ifm-Steuergeräts¹, das sich aufgrund seiner kompakten und robusten Bauweise sehr gut für den Einsatz in einer mobilen Arbeitsmaschine eignet. Der Aufbau des Sensorkonzepts ist schematisch in Abbildung 16 dargestellt.

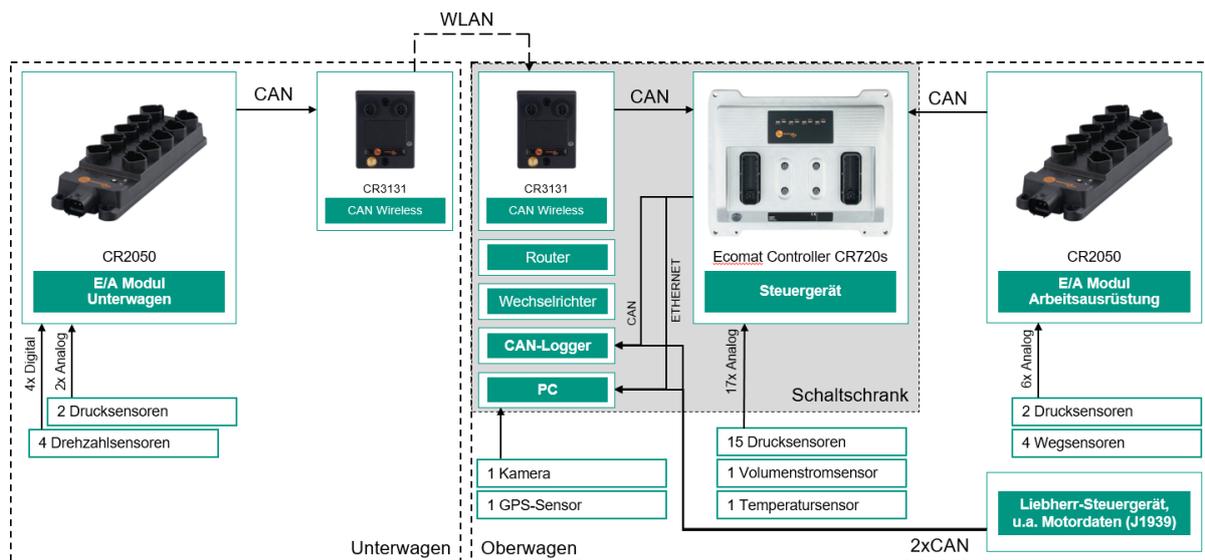


Abbildung 16: Schematische Darstellung des Sensorkonzepts

Das ifm-Steuergerät erlaubt die standardisierte Programmierung nach IEC-61131-3 unter Verwendung der integrierten Entwicklungsumgebung CODESYS². Es besitzt Eingänge für bis zu 24 analoge und 16 digitale Sensoren. Zudem werden 4 CAN-Schnittstellen bereitgestellt, über die zum Beispiel zusätzliche IO-Module eingebunden werden können. In diesem Fall werden zwei IO-Module (CR2050³) verwendet, um zum einen die Anzahl der möglichen Eingänge zu erhöhen und zum anderen eine Dezentralisierung zu ermöglichen. Ein IO-Modul wird dafür verwendet, die Sensorsignale, die an den Arbeitseinheiten erfasst werden, aufzunehmen. Das zweite IO-Modul wird im Unterwagen angebracht und bietet Anschlussmöglichkeiten für alle im Unterwagen platzierten Sensoren. Über eine WLAN-Brücke (CR3130⁴) können die Sensorsignale aus dem Unterwagen kabellos zum Steuergerät im Oberwagen transferiert werden.

¹ <https://www.ifm.com/de/de/product/CR720S>

² <https://de.codesys.com/>

³ <https://www.ifm.com/de/de/product/CR2050>

⁴ <https://www.ifm.com/de/de/product/CR3130>

Zum Auslesen des Steuergeräts wird ein Industrie-PC⁵ verwendet. Dieser ist über eine Ethernet-Schnittstelle mit dem Steuergerät verbunden und kann wahlweise einen TCP oder UDP-Datenstream von diesem erhalten und loggen. Zusätzlich ist über ein USB-to-CAN-Interface das Liebherr-Steuergerät mit dem PC verbunden, sodass auch diese Daten aufgezeichnet werden können. Der PC wird auf dem Betriebssystem Ubuntu⁶ betrieben, wobei die Datenaufzeichnung unter Verwendung des Frameworks ROS⁷ (Robot Operating System) erfolgt. Demzufolge werden die Daten in Form von Rosbags gespeichert.

Als Back-Up werden CAN-Logger⁸ verwendet, die sowohl mit dem eigens verbauten ifm-Steuergerät als auch mit dem Liebherr-Steuergerät verbunden sind. Auf diese Weise wird gewährleistet, dass auch im Falle des Ausfalls des Industrie-PCs Daten aufgezeichnet werden.

Um jederzeit auf den Industrie-PC zugreifen zu können, ist zudem ein Router⁹ verbaut. Dieser unterstützt LAN, WLAN und LTE Verbindungen und gewährleistet somit, dass auch außerhalb des KIT-Campus eine Verbindung zum PC hergestellt werden kann.

Zu den weiteren Komponenten, die am Bagger verbaut sind, gehören ein DC/DC-Wandler¹⁰ und ein Wechselrichter¹¹ mit Ladefunktion. Der DC/DC-Wandler wandelt die 24V-Netzspannung des Hydraulikbaggers auf die vom Industrie-PC geforderte 12V-Spannung. Der Wechselrichter stellt einen 230V-Anschluss zur Verfügung und bietet zudem die Möglichkeit, die Batterie des Baggers zu laden.

Zur Unterbringung der genannten Steuerungskomponenten ist ein Schaltschrank hinter der Fahrerkabine des Baggers angebracht.

⁵ <https://www.faytech.com/de/produkt/special-products/industrial-pcs/i5-7300u-industrial-pc/>

⁶ <https://ubuntu.com/>

⁷ <https://www.ros.org/>

⁸ <https://www.csselectronics.com/products/can-bus-data-logger-wifi-canedge2>

⁹ <https://teltonika-networks.com/de/product/rut955/>

¹⁰ https://www.minipc.de/de/catalog/il/1114?gclid=CjwKCAjwiuuRBhBvEiwAFXKaNDP570cd2fWEIRC5WpFbH9HcocAJbXEOgqS_qaJVYJbVABPFJ-7tHRoCB08QAvD_BwE

¹¹ <https://www.ective.de/ECTIVE-CSI-5-500W-Sinus-Wechselrichter-mit-Ladegeraet-NVS-und-USV-Funktion-12V-und-24V>

4 Datenakquise und -auswertung

Im Rahmen der Datenakquise kam der ausgerüstete Versuchsträger auf verschiedenen Baustellen zum Einsatz, mit dem Ziel, häufig auftretende Tätigkeiten zu identifizieren und Referenzzyklen für diese ableiten zu können. Letzteres erfolgte unter Verwendung einer in einer studentischen Arbeit [1] entwickelten Methode.

Zunächst werden Informationen zur Durchführung der Referenzmessungen bereitgestellt. Anschließend wird aufgezeigt, in welche Schritte sich die Methode zur Ermittlung von Referenzzyklen gliedert und wie die Methode angewendet werden kann. Exemplarisch wird abschließend der Referenzzyklus eines 90-Grad-Ladespiels vorgestellt.

4.1 Durchführung der Referenzmessungen

Die Referenzmessungen erstreckten sich insgesamt über einen Zeitraum von sechs Monaten. Der Versuchsträger kam im Rahmen der Referenzmessungen an über 100 Tagen zum Einsatz, wobei der Bagger an folgenden drei Einsatzorten jeweils von professionellen Fahrern betrieben wurde:

Recycling-Deponie Magstadt:

Auf einer Recycling-Deponie in Magstadt wurde der Bagger an elf Tagen eingesetzt. Es wurden fast ausschließlich Ladetätigkeiten durchgeführt, in der Form, dass Kies auf einen LKW geladen wurde. Der Schwenkwinkel betrug dabei in den meisten Fällen etwa 90 Grad, weshalb sich die in Magstadt aufgenommenen Daten sehr gut für die Ermittlung eines Referenzzyklus für das 90-Grad-Ladespiel eignen.

Baustelle Ehingen:

Das Einsatzprofil des Versuchsträgers auf einer Großbaustelle in Ehingen war vielfältiger. Neben Ladetätigkeiten wurde der Bagger unter anderem auch für Transport- und Planieraufgaben eingesetzt.

Baustelle Neu-Ulm:

Die Mehrheit der Referenzmessungen wurde auf einer Großbaustelle in Neu-Ulm erhoben. Wiederum war das Einsatzspektrum des Hydraulikbaggers breit gefächert. Zu den häufigsten Tätigkeiten zählten Laden, Grabenaushub, Transportfahrten und Planieren.

4.2 Methode zu Ermittlung von Referenzzyklen

Die Methode zur Ermittlung von Referenzzyklen wurde im Rahmen der studentischen Arbeit von Baumgarten [1] entwickelt und orientiert sich stark an der in Kapitel 2.2.4 vorgestellten Methode von Deiters [13]. Zur Anwendung der Methode wird ein Softwaretool mit insgesamt sieben Teilprogrammen zur Verfügung gestellt. Abbildung 17 zeigt die elf Schritte der Methode und gibt an, in welchem Teilprogramm des Softwaretools diese ausgeführt werden.



Abbildung 17: Methode zur Ermittlung von Referenzzyklen

4.2.1 Prozessschritte der Methode

Gemäß Abbildung 17 kann die Methode in elf Prozessschritte untergliedert werden, die im Folgenden näher erläutert werden:

1. Glättung

In einem ersten Schritt kann eine Glättung auf die Daten angewendet werden, um gegebenenfalls vorhandenes Rauschen zu eliminieren. Bei guter Qualität der Messdaten ist dieser Schritt nicht erforderlich.

2. Interpolation

Da die Sensorsignale unterschiedliche Abtastraten und Zeitstempel haben, werden durch Interpolation Werte für einheitliche Zeitstempel ermittelt.

3. Identifikation untersuchter Tätigkeit

Die Messdaten enthalten unterschiedliche Tätigkeiten sowie viele Stillstandszeiten. In diesem Schritt werden die Bereiche identifiziert und herausgefiltert, welche die zu untersuchende Tätigkeit beinhalten.

4. Trennung der Zyklen

Die im vorherigen Schritt identifizierten Bereiche werden in einzelne Zyklen unterteilt.

5. Unterteilung in Arbeitsschritte

Jeder Zyklus wird in zuvor definierte Arbeitsschritte unterteilt. Für den 90-Grad-Zyklus erfolgt die Unterteilung in vier Arbeitsschritte.

- Positionieren und Löffeln füllen
- Heben und Schwenken
- Löffel entleeren
- Rückschwenken und senken

6. Berechnung der durchschnittlichen Dauer eines Arbeitsschritts

Für jeden der definierten Arbeitsschritte wird die Durchschnittsdauer berechnet. Dafür wird der arithmetische Mittelwert aus allen vorliegenden Messzyklen berechnet.

7. Synchronisation der Arbeitsschritte

Die ermittelte durchschnittliche Dauer eines Arbeitsschritts bildet die Grundlage für die Synchronisation. Die Messdaten werden innerhalb der einzelnen Arbeitsschritte auf die entsprechende mittlere Dauer gestaucht beziehungsweise gestreckt.

8. Skalierung der Arbeitsschritte

Da durch die Stauchung/Streckung (Synchronisation) die Charakteristik einzelner Messgrößen geändert wird, kann eine Skalierung sinnvoll sein.

Inwiefern sich die Charakteristik verändern kann, wird am Beispiel des Schwenkvorgangs deutlich: Da die Messdaten Streuungen enthalten, wird exemplarisch angenommen, dass der Arbeitsschritt Schwenken in den Messdaten Rotationen von 80 bis 100 Grad bei einer Dauer von vier bis sechs Sekunden beinhaltet. Weiter wird angenommen, dass die durchschnittliche Dauer des Arbeitsschritts fünf Sekunden und der durchschnittliche Schwenkwinkel 90 Grad beträgt. Ein Vorgang mit einem Schwenkwinkel von 100 Grad und einer Dauer von sechs Sekunden, würde durch die Synchronisation auf die mittlere Dauer von fünf Sekunden gestaucht werden. Da der Schwenkwinkel weiterhin 100 Grad beträgt, würde dies zunächst zu einer Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit führen. Durch eine zusätzliche Skalierung des Schwenkwinkels kann dieser Effekt vermieden werden.

Für den Fall, dass bei der zu analysierenden Tätigkeit die Masse des Schaufelinhalts stark variiert, ist insbesondere eine Skalierung betreffender Messgrößen hinsichtlich dieser Masse sinnvoll.

9. Interpolation

Nach der Synchronisation und Skalierung wird eine Interpolation durchgeführt, sodass die Messwerte aller Zyklen dieselben Zeitstempel aufweisen. Dies ist notwendig, da im nächsten Schritt für jeden Zeitstempel die Mittelwerte bestimmt werden.

10. Berechnung eines gemittelten Referenzzyklus

Für jeden Zeitstempel können aus den Werten einer Messgröße die arithmetischen Mittelwerte aus allen vorliegenden Zyklen berechnet werden. Auf diese Weise werden die gemittelten zeitlichen Verläufe der Messgrößen für die untersuchte Tätigkeit bereitgestellt. Anstelle des arithmetischen Mittelwerts ist auch die Berechnung des Median möglich.

11. Identifikation eines gemessenen Referenzzyklus durch Methode des kleinsten Fehlers

Der *gemittelte Referenzzyklus* weist im Vergleich zu den Messzyklen erkennbar glattere Verläufe auf und erreicht beispielsweise bei den Druckwerten nicht das gleiche Niveau wie in den Messzyklen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich die einzelnen Messzyklen in gewissen Maße voneinander unterscheiden und etwa lokale Maxima leicht versetzt auftreten. Die Mittelung der Werte führt folglich zu den genannten Effekten.

Daher wird in einem letzten Schritt unter Anwendung der Methode des kleinsten Fehlers ein realer Messzyklus identifiziert, dessen Messdaten die geringsten Abweichungen zu den gemittelten Verläufen aufweisen. Es kann ausgewählt werden, mit welcher Gewichtung die Messgrößen in der Analyse berücksichtigt werden. Dieser *gemessene Referenzzyklus* wird schließlich als *Referenzzyklus* bezeichnet und dient als Grundlage für folgende Analysen und Simulationen.

4.2.2 Anwendung der Methode

Die Anwendung der Methode erfolgt über Jupyter Notebook, eine webbasierte interaktive Umgebung für wissenschaftliche Datenauswertung. Jupyter Notebook ist in der Distribution Anaconda enthalten und basiert auf der Programmiersprache Python. Eine Vielzahl an kostenfrei zur Verfügung stehenden Packages ermöglichen eine einfache und schlanke Programmierung.

Der Prozess zur Ermittlung eines Referenzzyklus erfordert die Ausführung von insgesamt sechs Teilprogrammen. Ein weiteres Programm steht abschließend zur Visualisierung der Ergebnisse zur Verfügung.

1. Erstellung von Fahrer- und Tätigkeitsprofilen

In diesem Teilprogramm können Profile für verschiedene Fahrer und Tätigkeiten angelegt werden. Diesen Profilen können die erhobenen Messdaten in einem späteren Schritt zugeordnet werden, sodass abschließend Referenzzyklen für bestimmte Fahrer und Tätigkeiten bestimmt werden können. Bei der Erstellung eines Tätigkeitenprofils werden einige Angaben vom Benutzer abgefragt. Beispielsweise ist anzugeben, in wie viele Arbeitsschritte die Tätigkeit unterteilt werden soll und wie groß die Abtastrate, das heißt das Intervall zwischen zwei Zeitstempeln, sein soll.

2. Datenaufbereitung

Die Messdaten, die in Form von CSV-Dateien vorliegen sollten, werden im zweiten Teilprogramm eingelesen und können gemäß einer vorgegebenen Datei-Nomenklatur direkt einem Fahrer- und Tätigkeitenprofil zugeordnet werden.

Bei Bedarf kann mit dem Savgol-Filter eine Glättung durchgeführt werden. Durch die individuelle Einstellung des Filterfensters und des Polynomgrads ist es möglich, die Korrektur der aufgenommenen Sensorsignale je nach Qualität unterschiedlich stark vorzunehmen. Als default-Werte sind für das Filterfenster 41 und den Polynomgrad 3 hinterlegt.

Entsprechend der angegebenen Abtastrate wird auf den gesamten Datensatz eine Interpolation angewendet. Standardmäßig erfolgt die Interpolation linear, es kann aber auch manuell auf eine quadratische Interpolation umgestellt werden.

Zudem werden im zweiten Teilprogramm alle weiteren notwendigen Korrekturen an den Messdaten vorgenommen. Dazu gehört in diesem Fall, die Korrektur eines zeitlichen Offsets der Daten, die vom Liebherr-Steuergerät aufgezeichnet werden. Außerdem werden die Werte des Drehwinkels des Oberwagens derart bearbeitet, dass keine Sprünge von 360° auf 0° auftreten. Da der Winkelsensor je nach Position des Oberwagens einen Wert zwischen 0° und 360° ausgibt, kann beispielsweise bei einer Rotation um 5° der Fall auftreten, dass der Wert von 2° auf 357° oder bei umgekehrte Rotationsrichtung von 357° auf 2° springt. Diese Sprünge

erschweren die weitere Analyse der Daten. Durch eine Verschiebung der Werte zu einem einheitlichen Startwert, können die Sprünge beseitigt und die Daten untereinander vergleichbar gemacht werden.

3. Identifikation der einzelnen Messzyklen

Zunächst kann der Benutzer manuell Bereiche aus den Messdaten entfernen, in denen keine relevanten Daten vorhanden sind. Dafür werden die zeitlichen Verläufe gewünschter Messgrößen graphisch dargestellt. So können zum Beispiel längere Stillstandszeiten erkannt und durch das Setzen von Markierungsmarken in das Diagramm direkt entfernt werden. Dieser Schritt der manuellen Bearbeitung ist nicht zwingend erforderlich, verkürzt aber im weiteren Verlauf die Rechendauer und verringert die Fehleranfälligkeit.

Anschließend werden die einzelnen Zyklen identifiziert und voneinander getrennt. Für das 90-Grad-Ladespiel ist dieser Vorgang automatisiert. Dafür werden die Werte des Winkelsensors und des Wegesensors des Löffelzylinders analysiert. Die Trennung der Zyklen wird dem Benutzer in den Abbildungen durch Trennungsstriche dargestellt und kann gegebenenfalls manuell optimiert werden.

Nach Durchlauf dieses Teilprogramms liegt für jeden einzelnen Messzyklus eine CSV-Datei vor. Diese CSV-Dateien werden in den folgenden beiden Teilprogrammen zunächst weiter unterteilt und abschließend für die Berechnung des Referenzzyklus herangezogen.

4. Einteilung in Arbeitsschritte

Gemäß den initialen Einstellungen des Tätigkeitenprofils wird ein Zyklus in die angegebene Anzahl an Arbeitsschritten unterteilt. Das Vorgehen gleicht dem Prozess zur Trennung der einzelnen Zyklen im vorherigen Teilprogramm. Wiederum werden die Trennungen für das 90-Grad-Ladespiel auf Basis der Auswertung einzelner Messgrößen automatisiert vorgenommen und können bei Bedarf anschließend korrigiert werden. Sofern eine andere Tätigkeit untersucht wird, muss die Einteilung in die Arbeitsschritte manuell vorgenommen werden.

5. Ermittlung eines gemittelten Referenzzyklus

Die ersten vier Teilprogramme können beliebig oft und unabhängig voneinander ausgeführt werden, sodass jederzeit weitere Profile angelegt und neue Messdaten hinzugefügt werden können. Nach dem Einlesen aller relevanten Daten und deren Aufbereitung durch die Teilprogramme zwei bis vier, finden im fünften Teilprogramme die Prozesse zur Ermittlung eines *gemittelten Referenzzyklus* statt.

Der Benutzer kann zunächst auswählen, von welchen Fahrer- und Tätigkeitenprofilen die Daten betrachtet werden sollen. Für die ausgewählten Messdaten wird die durchschnittliche Dauer der Arbeitsschritte berechnet und basierend darauf die Synchronisation ausgeführt. Je nach

Einstellung werden die Daten noch skaliert, bevor abschließend die gemittelten zeitlichen Verläufe der Messgrößen berechnet und visualisiert werden.

6. Identifikation eines gemessenen Referenzzyklus

Die Verläufe des *gemittelten Referenzzyklus* können im sechsten Teilprogramm dafür genutzt werden, aus allen Messdaten einen Messzyklus zu identifizieren, der dem gemittelten Zyklus am nächsten kommt. Der Benutzer hat dafür die Möglichkeit, auszuwählen welche Messgrößen wie stark in die Analyse einfließen sollen. Für die ausgewählten Größen werden die Abweichungen zum gemittelten Referenzzyklus nach der Methode des kleinsten Fehlers berechnet und entsprechend der gewünschten Gewichtung berücksichtigt.

Auf diese Weise wird dem Benutzer letztlich ein Messzyklus ausgegeben, der nach abschließender individueller Überprüfung als repräsentativ für die Gesamtheit der Messdaten einer Tätigkeit angenommen und fortan als Referenzzyklus verwendet werden kann.

7. Visualisierung der Referenzzyklen

Dieses Teilprogramm dient zur Visualisierung und Überprüfung der ermittelten Referenzzyklen. Der Benutzer kann sich die zeitlichen Verläufe aller aufgezeichneten Messgrößen anzeigen lassen. Zudem können beispielsweise die für unterschiedliche Fahrer ermittelten Referenzzyklen in einem Schaubild miteinander verglichen werden. Für die weitere Verwendung können die erstellten Abbildungen exportiert werden.

4.3 Referenzzyklus eines 90-Grad-Ladespiel

Auf Basis der erhobenen Messdaten auf der Recycling-Deponie in Magstadt werden unter Verwendung der entwickelten Methode Referenzzyklen für das 90-Grad-Ladespiel ermittelt. Die der Analyse zugrundeliegenden Messdaten beinhalten insgesamt 315 Zyklen des 90-Grad-Ladespiels, wobei 198 Zyklen Fahrer 1 und 117 Zyklen Fahrer 2 zuzuordnen sind. Das Softwaretool ermöglicht sowohl die Ermittlung von getrennten Referenzzyklen für Fahrer 1 und 2 als auch die Bestimmung eines gesamten Referenzzyklus. Da Fahrer 1 mehr Erfahrung im Umgang mit dem Versuchsträger besitzt und mehr Messdaten auf Fahrer 1 entfallen, wird im Folgenden der für Fahrer 1 ermittelte Referenzzyklus vorgestellt. Gemäß der verwendeten Methode handelt es sich bei dem Referenzzyklus um einen gemessenen Zyklus, der die geringsten Abweichungen im Vergleich zum gemittelten Zyklus aufweist.

Die Bewegung des Baggers wird beim 90-Grad-Ladespiel durch den Drehwinkel und die Bewegungen des Hub-, Stiel- und Löffelzylinders beschrieben (siehe Abbildung 18). Der Ausleger wird von den Fahrern während des Zyklus nicht betätigt. Da der Bagger während des Ladespiels an einem festen Ort steht, finden ebenso keine Fahrbewegungen statt.

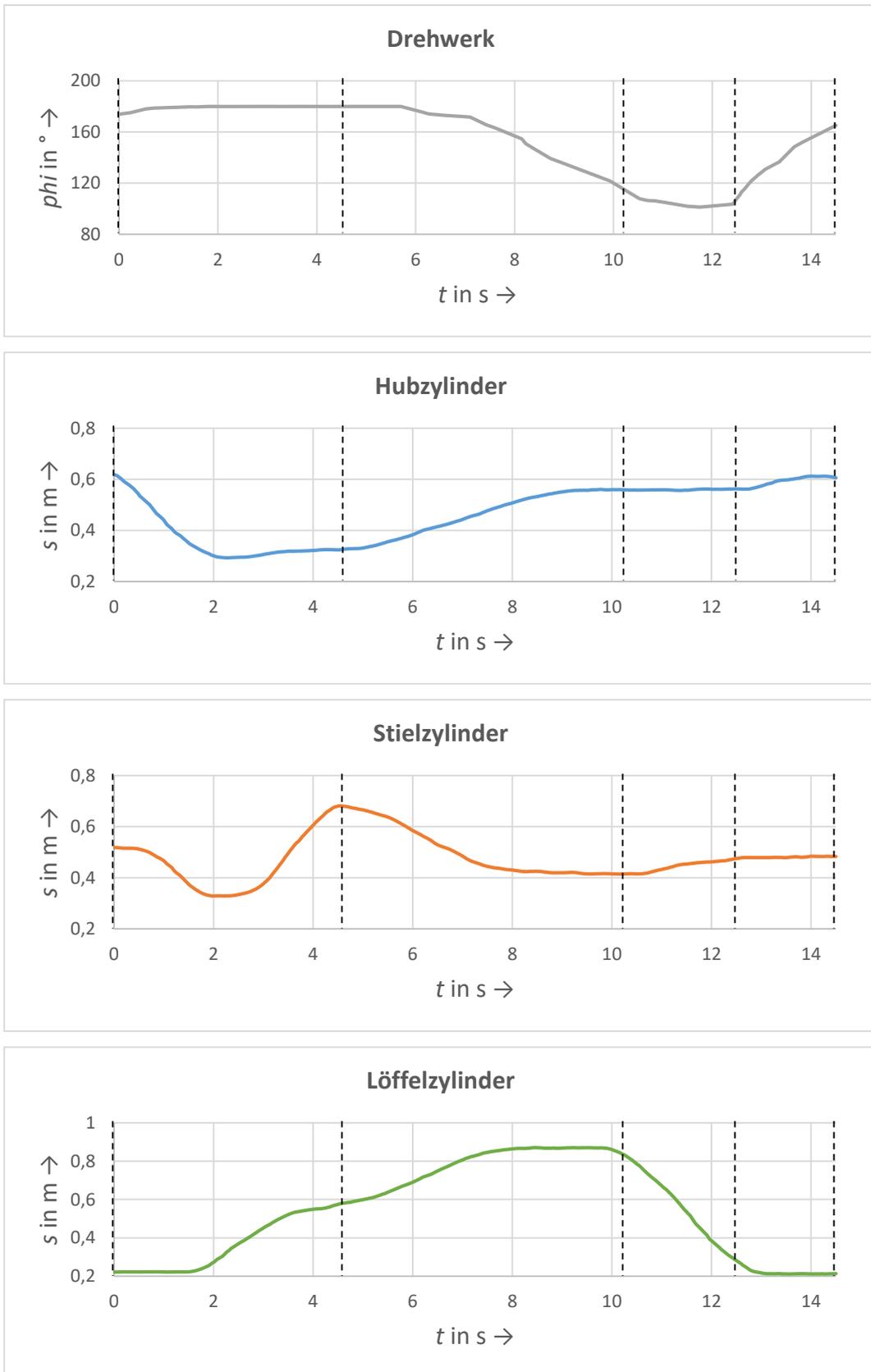


Abbildung 18: Schwenkwinkel des Drehwerks und Ausfahrwege der Hub-, Stiel- und Löffelzylinders

Anhand von Abbildung 18 lassen sich die vier definierten Arbeitsschritte des ca. 14,5 Sekunden dauernden Ladespiels erkennen. Die Begrenzungen der Arbeitsschritte sind in den Diagrammen durch gestrichelte Linien dargestellt. Der erste Arbeitsschritt *Positionieren und Löffel füllen* findet in den ersten 4,5 Sekunden statt. Zunächst werden in den ersten beiden Sekunden der Hub- und Stielzylinder eingefahren, wodurch der Positioniervorgang beschrieben wird. Durch das Ausfahren des Stiel- und Löffelzylinder wird anschließend der Löffel mit dem Grabgut befüllt. Im zweiten Arbeitsschritt steht das *Heben und Schwenken* an. Der Hebevorgang setzt mit dem Ausfahren des Hubzylinders bereits ab Sekunde 5 ein, der Schwenkvorgang beginnt etwa eine Sekunde später. Gleichzeitig wird der Stielzylinder wieder eingefahren und der Löffel weiter ausgefahren, sodass sich die Schaufel am Ende des zweiten Arbeitsschritts über dem LKW befindet. Der dritte Arbeitsschritt *Entleeren* wird durch das Einfahren des Löffelzylinders charakterisiert und findet zwischen Sekunde 10 und 12,5 statt. Abschließend wird in den letzten beiden Sekunden der Oberwagen wieder zurückgeschwenkt. Da beim vierten Arbeitsschritt *Rückschwenken* der Löffel nicht befüllt ist, ist die Rotationsgeschwindigkeit in diesem Fall erkennbar höher als beim Schwenkvorgang im zweiten Arbeitsschritt.

Charakteristisch für die hydraulische Leistung des Systems sind der Druck und der Volumenstrom der Verstellpumpe, die den Volumenstrom für den Drehmotor und die Hydraulikzylinder bereitstellt. Die zeitlichen Verläufe der beiden Größen sind in Abbildung 19 dargestellt.

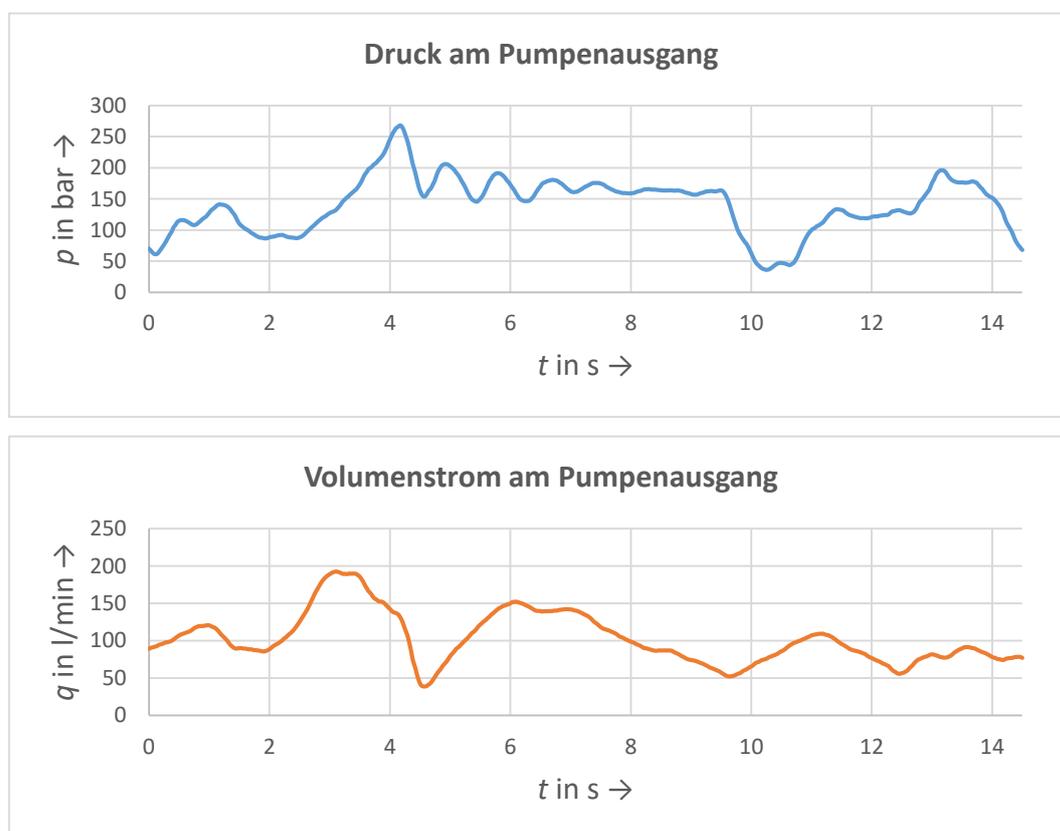


Abbildung 19: Druck und Volumenstrom am Pumpenausgang

Da es sich bei dem hydraulischen System des Versuchsträgers um ein Load-Sensing System handelt, entspricht der Druck am Pumpenausgang dem des lasthöchsten Verbrauchers. Im Verlauf des Referenzzyklus wird ein maximaler Druck von etwa 250 bar erreicht. Dieser Betriebspunkt tritt während des Vorgangs des Löffel Befüllens auf und ist auf die Grabkräfte zurückzuführen.

Der Volumenstrom am Pumpenausgang teilt sich auf die vier Verbraucher (Drehmotor, Hub-, Stiel- und Löffelzylinder) auf. Demnach treten dann hohe Volumenströme am Pumpenausgang auf, wenn mehrere Verbraucher gleichzeitig betätigt werden. Dies ist beim 90-Grad-Ladespiel insbesondere während der ersten beiden Arbeitsschritte der Fall.

Neben dem Verlauf der Öl-Temperatur, die während des Referenzzyklus am Ausgang der Verstellpumpe durchschnittlich 39,0°C beträgt, stehen auch die zeitlichen Verläufe sämtlicher weitere Messgrößen (siehe Kapitel 3.3) zur Verfügung.

5 Rechnerische Potenzialanalyse

Der im vorherigen Kapitel vorgestellte Referenzzyklus für das 90-Grad-Ladespiel von Fahrer 1 wird unter der Prämisse, Potenziale für die Hybridisierung aufzudecken, rechnerisch analysiert. Im Zuge dessen wird berechnet, welche hydraulische Leistung von der Pumpe bereitgestellt wird, wie sich diese auf die Verbraucher aufteilt und wie groß der Energiebedarf der Verbraucher über die Dauer eines Zyklus ist. Um abschließend erste Aussagen darüber treffen zu können, inwiefern durch Hybridisierungsmaßnahmen die Effizienz des Systems gesteigert werden kann, werden Rekuperationspotenziale untersucht und insbesondere die Elektrifizierung des Schwenkwerks betrachtet.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden im Folgenden die Beziehungen zwischen den Größen in Form von Größengleichungen dargestellt. Das heißt auf die Angaben von Einheiten wird verzichtet.

5.1 Leistungsbetrachtung

Allgemein lässt sich die hydraulische Leistung P unter Angabe des Drucks p und des Volumenstroms Q gemäß folgender Größengleichung berechnen:

$$P = Q \cdot p$$

Drucksensoren am Pumpenausgang und am Ein- und Ausgang der Verbraucher liefern die benötigten Druckwerte. Der Volumenstrom wird lediglich am Pumpenausgang aufgezeichnet, weshalb der Volumenstrom zu und von den Verbrauchern ($Q_{Zylinder}$, $Q_{Drehmotor}$) unter Verwendung dieser Gleichungen berechnet wird:

$$Q_{Zylinder} = A_{Zylinder} \cdot v_{Zylinder}$$

$$Q_{Drehmotor} = V_{Drehmotor} \cdot n_{Drehmotor}$$

Die Flächen der Hydraulikzylinder $A_{Zylinder}$ (sowohl kolben- als auch stangenseitig) sind ebenso wie das Schluckvolumen des Drehmotors $V_{Drehmotor}$ bekannt. Die Ausfahrgeschwindigkeit der Hydraulikzylinder $v_{Zylinder}$ und die Rotationsgeschwindigkeit des Oberwagens $\omega_{Oberwagen}$ entsprechen den zeitlichen Ableitungen der aufgezeichneten Zylinderwege $s_{Zylinder}$ beziehungsweise des Drehwinkels $\varphi_{Oberwagen}$:

$$v_{Zylinder} = \dot{s}_{Zylinder}$$

$$\omega_{Oberwagen} = \dot{\varphi}_{Oberwagen}$$

Um die Drehzahl des Drehmotors $n_{Drehmotor}$ zu erhalten, werden zudem die Übersetzung des Drehwerksgetriebes $i_{Drehgetriebe}$ und des Drehkranz $i_{Drehkranz}$ berücksichtigt:

$$n_{Drehmotor} = \omega_{Drehmotor} \cdot i_{Drehgetriebe} \cdot i_{Drehkranz}$$

Damit ergeben sich für die Leistung der Pumpe, des Drehwerks und der Hydraulikzylinder folgende Größengleichungen:

$$P_{Pumpe} = Q_{Pumpe} \cdot p_{Pumpe}$$

$$P_{Zylinder} = A_{Zylinder} \cdot \dot{s}_{Zylinder} \cdot p_{Zylinder}$$

$$P_{Drehmotor} = V_{Drehmotor} \cdot \dot{\phi}_{Oberwagen} \cdot i_{Drehgetriebe} \cdot i_{Drehkranz} \cdot p_{Drehmotor}$$

Je nachdem wie die Verbraucher angesteuert werden, werden bei den Berechnungen für die Hydraulikzylinder und den Drehmotor unterschiedliche Messgrößen und Kennwerte in die Gleichung eingesetzt:

Beim Ausfahren eines Zylinders wird für den Druck der Wert des Sensors am Anschluss *Zylinder ausfahren* eingesetzt und die kolbenseitige Querschnittsfläche des Zylinder für die Berechnung verwendet. Im gegensätzlichen Fall werden analog dazu der Wert des Drucksensors am Anschluss *Zylinder einfahren* und die stangenseitige Querschnittsfläche berücksichtigt.

Für den Drehmotor gilt es die Fälle Drehen links und Drehen rechts zu unterscheiden. Entsprechend der Drehrichtung wird ausgewählt, ob der Drucksensor am Anschluss *Drehen links* oder *Drehen rechts* die benötigten Werte für die Berechnung liefert.

Die Leistungsverläufe der Pumpe, der Hydraulikzylinder und des Drehwerks über den betrachteten Referenzzyklus sind in Abbildung 20 dargestellt. Die Pumpe liefert am lasthöchsten Punkt nach etwa 4 Sekunden eine Leistung von ca. 60 kW, wovon ca. 45 kW für das Ausfahren des Stielzylinders benötigt werden. Damit ist der Stielzylinder der Verbraucher mit der kurzzeitig höchsten Leistungsanforderung. Zum Ausfahren der beiden Hubzylinder werden über einen längeren Zeitraum bis zu 20 kW Leistung gefordert, für die Betätigung des Löffelzylinders sind bis zu 15 kW nötig. Am Leistungsverlauf des Drehwerks wird der Geschwindigkeitsunterschied zwischen dem Schenkvorgang zum LKW und dem Rückschwenken deutlich. Letzteres wird schneller durchgeführt und resultiert in einer kürzeren aber höheren Leistungsanforderung.

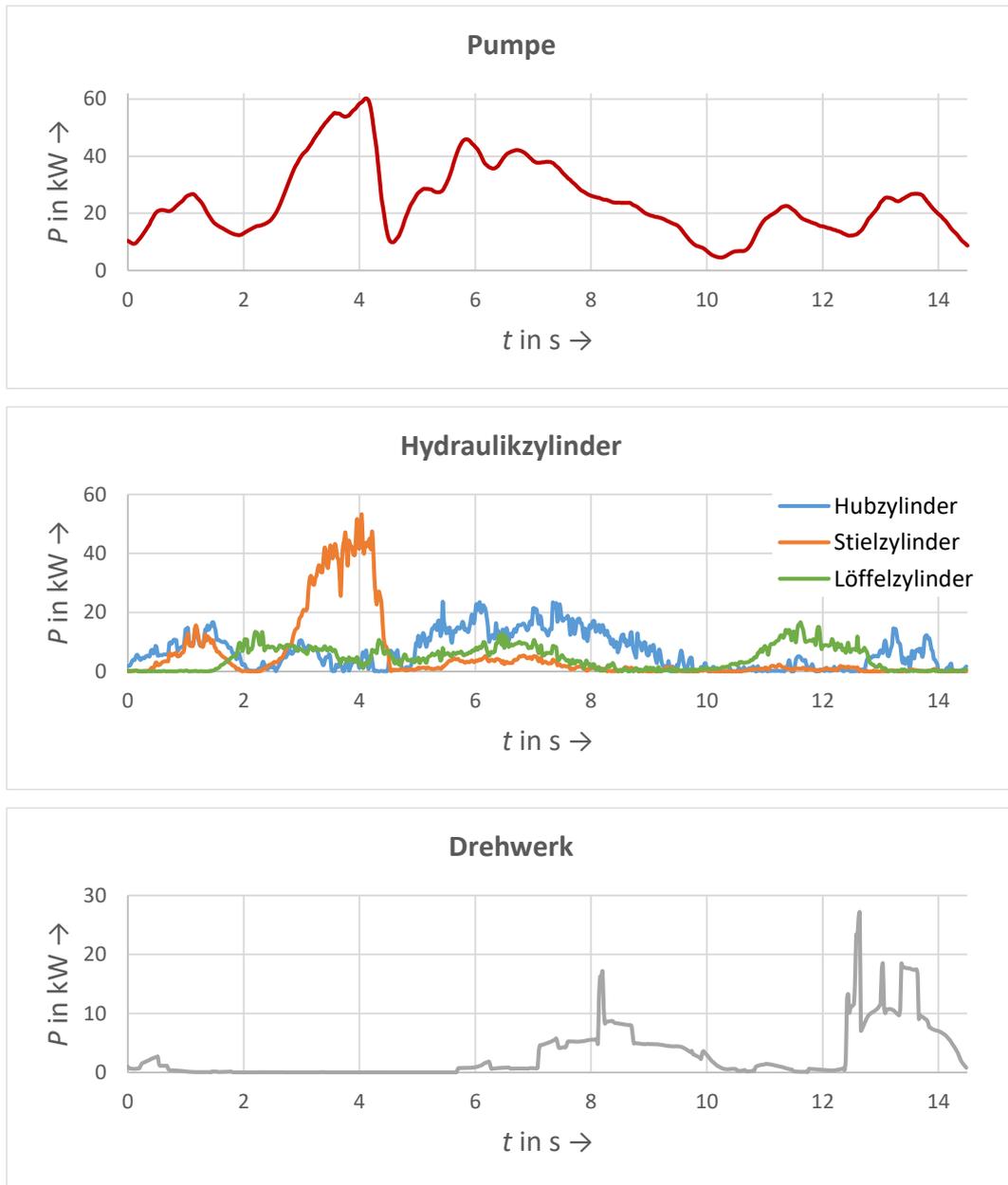


Abbildung 20: Leistungsverläufe der Pumpe, der Hydraulikzylinder und des Drehwerks

5.2 Energiebetrachtung

Durch Integration der Leistung P über der Zeit t lässt sich berechnen, welche Energiemenge W über einen definierten Zeitraum bereitgestellt beziehungsweise verbraucht wird.

$$W = \int_{t_1}^{t_2} P dt$$

Abbildung 21 stellt die für die Dauer eines Referenzzyklus ermittelten Energiemengen der Pumpe und Verbraucher dar. Die Verstellpumpe stellt insgesamt eine Energiemenge von 359,1 kJ bereit. Aus der Addition der Energiemengen der Verbraucher (281,7 kJ) folgt, dass 77,4 kJ respektive 22% der bereitgestellten Energie nicht genutzt werden. Unter Annahme eines Gesamtwirkungsgrads der Verstellpumpe von 85% [32], beträgt die benötigte Antriebsenergie für die Hydraulikpumpe 422,5 kJ. Diese Energie wird von einem Dieselmotor bereitgestellt, der allerdings noch Nebenverbraucher betreibt und daher im Rahmen der Potenzialanalyse nicht näher betrachtet wird.

Die Analyse der Verbraucher zeigt, dass für die Betätigung der Hydraulikzylinder größere Energiemengen notwendig sind als für die des Drehmotors. Insbesondere das Ausfahren der zwei Hubzylinder besitzt mit 80,2 kJ einen hohen Energieanteil. Dies ist auf die großen Gewichtskräfte zurückzuführen, die der Ausfahrbewegung der Hubzylinder entgegenwirken. Aus den auftretenden Grabkräften resultiert, dass auch das Ausfahren der Stiel- und Löffelzylinder energieintensiver als das Einfahren ist. Obwohl der Hinschwenkvorgang (Drehen links) mit gefüllter Schaufel vollzogen wird, wodurch höhere Trägheitsmomente wirken, wird aufgrund der höheren Rotationsgeschwindigkeit für das Rückschwenken mit leerer Schaufel mehr Energie benötigt.

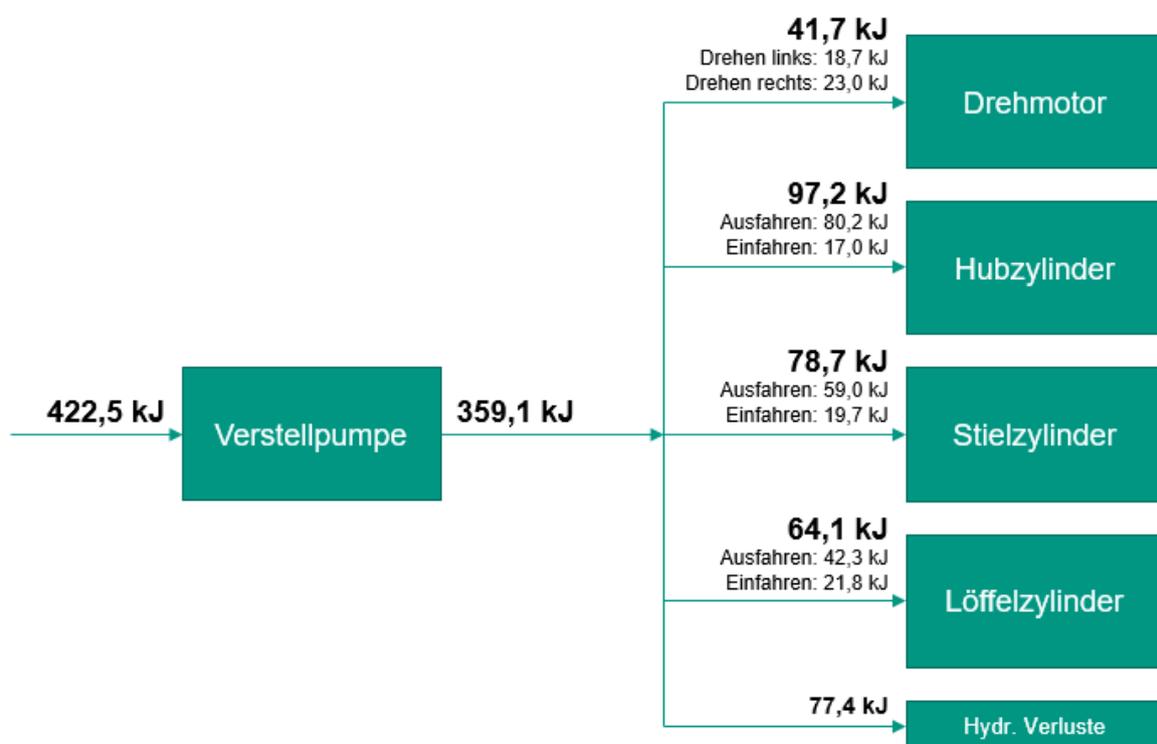


Abbildung 21: Berechnete Energiemenge der Pumpe und Verbraucher für den Referenzzyklus

5.3 Rekuperationspotenzial

Die Funktion, beispielsweise bei Bremsvorgängen Energie zu speichern und zu einem späteren Zeitpunkt wiederzuverwenden, stellt einen wesentlichen Vorteil hybrider Antriebsstrukturen dar. Im Fall des Hydraulikbaggers gibt es verschiedene Möglichkeiten Energie zu rekuperieren. Prinzipiell kann Energie aus dem Fahrtrieb beim Abbremsen der Fahrbewegung rekuperiert werden. Da der Fahrtrieb beim 90-Grad-Ladespiel nicht zum Einsatz kommt, wird dieser Fall nicht berücksichtigt. Es ist aber ebenso möglich bei der Abbremsung der Drehbewegung des Oberwagens oder beim Absenken der Hydraulikzylinder Energie zu speichern. Letzteres ist aufgrund der großen bewegten Masse und der in Richtung der Gewichtskraft wirkenden Einfahrbewegung insbesondere bei den Hubzylindern vielversprechend.

5.3.1 Rekuperation durch Absenken des Hubzylinders

Nach Abbildung 22 wird zum Einfahren eines Hubzylinders eine Leistung aufgebracht, die durch den Druck p_{ein} und den Volumenstrom Q_{ein} am Anschluss *Zylinder einfahren* charakterisiert ist. Am Anschluss *Zylinder ausfahren* des Zylinders herrscht dementsprechend der Druck p_{aus} und der Volumenstrom Q_{aus} . Die sich daraus ergebende Leistung könnte unter Verwendung einer geeigneten Hybridisierungsmaßnahme dazu genutzt werden, einen Speicher aufzuladen. Naheliegend wäre dafür die Verwendung eines Hydraulikspeichers. Denkbar ist aber auch einen Hydromotor an der Anschlussleitung *Zylinder ausfahren* zu platzieren und mit diesem einen Generator zu betreiben, der einen elektrischen Speicher auflädt.

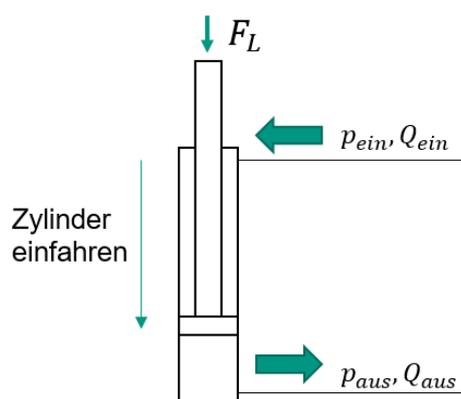


Abbildung 22: Leistungsbetrachtung beim Einfahren eines Hydraulikzylinders

Welche Leistung über den Referenzzyklus am Anschluss *Zylinder ausfahren* zur Verfügung steht und prinzipiell rekuperiert werden kann, zeigt Abbildung 23. Der Absenkvorgang findet innerhalb der ersten beiden Sekunden des Referenzzyklus statt und führt am Anschluss *Zylinder ausfahren* zu Leistungen über 30 kW. Da beim Versuchsträger zwei Hydraulikzylinder für die Betätigung des Hubs zuständig

sind, steht die Leistung zweimal zur Verfügung. Insgesamt ergibt sich damit das Potenzial zur Rekuperation einer Energiemenge in Höhe von 74,6 kJ pro Zyklus. Unter der allgemeinen Annahme eines Gesamtwirkungsgrads der Rekuperation von 50% kann eine Energiemenge von 37,3 kJ pro Zyklus eingespart werden. Bezogen auf die bereitgestellte hydraulische Energie der Verstellpumpe (359,1 kJ) entspricht dies einer prozentualen Einsparung in Höhe von ca. 10,4%.

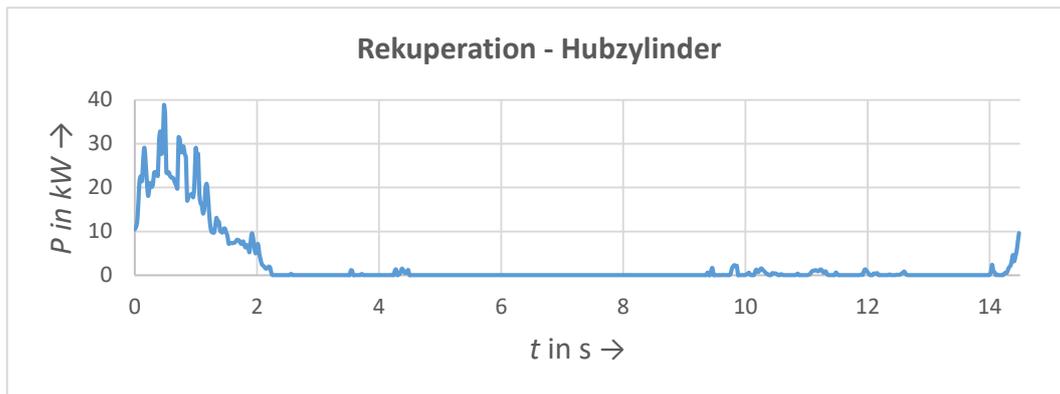


Abbildung 23: Theoretisch rekuperierbare Leistung beim Einfahren des Hubzylinders

5.3.2 Rekuperation durch Abbremsen der Drehbewegung

Analog zum Vorgehen beim Hydraulikzylinder kann auch die abtriebsseitig zur Verfügung stehende Leistung des Drehmotors zur Rekuperation genutzt werden. Der zeitliche Verlauf dieser Leistung ist in Abbildung 24 dargestellt.

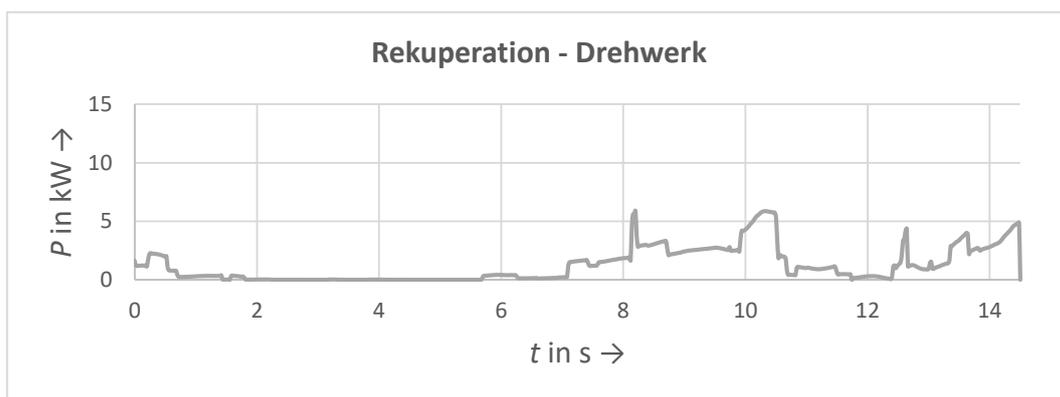


Abbildung 24: Theoretische rekuperierbare Leistung beim Abbremsen der Drehbewegung

Die Leistung am Abtrieb des Drehmotors erreicht während des Referenzzyklus einen Höchstwert von ca. 6 kW. Die rekuperierbare Energiemenge pro Zyklus beträgt 18,0 kJ, womit die Einsparung pro Zyklus bei dem angenommenen Gesamtwirkungsgrad von 50% bei 9,0 kJ liegt (ca. 2,5% der hydraulischen Energie). Demzufolge ist beim 90-Grad Zyklus das Rekuperationspotenzial beim Absenken der Hubzylinder etwa um den Faktor 4 größer ist als beim Abbremsen der Drehbewegung.

5.4 Elektrifizierung des Drehwerks

Wie aus dem Stand der Technik hervorgeht (Kapitel 2.3) gehört die Elektrifizierung des Drehwerks zu den bisher meist verbreiteten Hybridisierungsmaßnahmen bei Hydraulikbaggern. Neben der Möglichkeit, Energie beim Abbremsen der Drehbewegung zu rekuperieren, bringt die Elektrifizierung des Schwenkwerks einen weiteren Vorteil mit sich. Ein elektrischer Drehmotor weist einen höheren Gesamtwirkungsgrad auf als ein hydraulischer Motor. Zudem können weitere Verluste im Hydrauliksystem reduziert werden.

Da beim Versuchsträger ein Load-Sensing-System (LS-System) vorliegt, wird im ersten Schritt ermittelt, wie sich der LS-Druck und damit auch der Pumpendruck ändern, wenn das Drehwerk nicht hydraulisch betrieben wird. Der LS-Druck entspricht immer dem Druck des lasthöchsten Verbrauchers. Demnach ändert sich der LS-Druck lediglich in den Bereichen, in denen das Drehwerk der lasthöchste Verbraucher ist. Abbildung 25 zeigt den Verlauf des Pumpendrucks für das konventionelle Antriebssystem mit hydraulischem Drehmotor und für den Fall, dass der Drehmotor elektrifiziert ist. Wesentliche Unterschiede zwischen den beiden Verläufen sind nur in den letzten beiden Sekunden des Zyklus zu erkennen, in denen der Rückschwenkvorgang stattfindet.

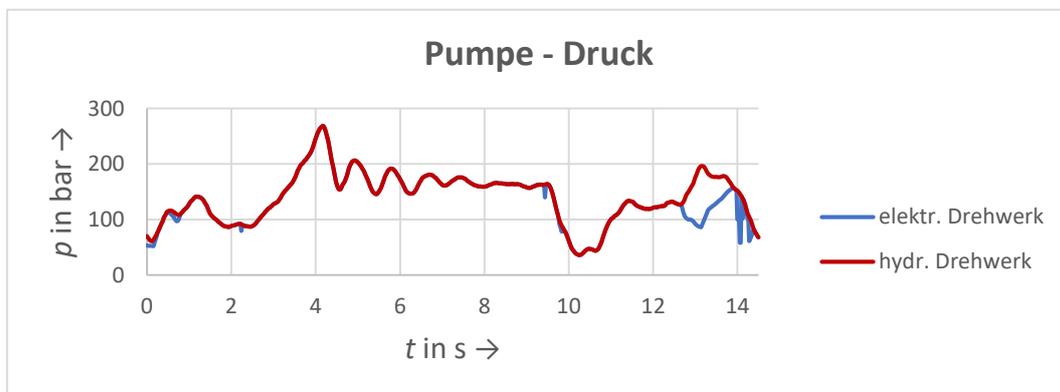


Abbildung 25: Druck am Pumpenausgang für die Fälle eines hydraulisch und elektrisch betriebenen Drehwerks

Der von der Verstellpumpe zur Verfügung gestellte Volumenstrom richtet sich nach dem Bedarf der Verbraucher. Eine Elektrifizierung des Schwenkwerks führt folglich dazu, dass der beim konventionellen Bagger auftretende Volumenstrom zum Drehmotor vom geförderten Volumenstrom der Pumpe subtrahiert werden kann. Die Verläufe des Volumenstroms für beide Fälle sind in Abbildung 26 dargestellt. Erwartungsgemäß weichen die beiden Kurven in diesem Schaubild nicht nur während des Rückschwenkvorgangs, sondern auch während des Hinschwenkens voneinander ab.

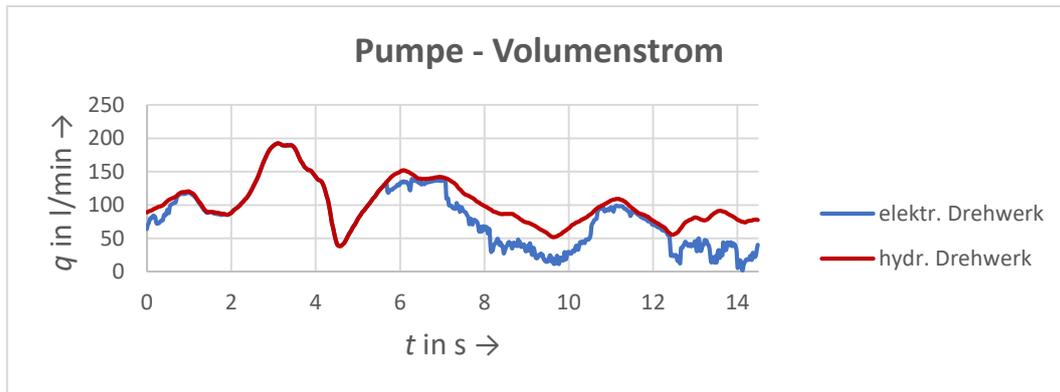


Abbildung 26: Volumenstrom am Pumpenausgang für die Fälle eines hydraulisch und elektrisch betriebenen Drehwerks

Ausgehend von den Werten des Drucks und des Volumenstroms am Pumpenausgang kann die Pumpenleistung bestimmt werden (siehe Abbildung 27). Die Integration der Pumpenleistung über die Dauer des Referenzzyklus ergibt, dass die Pumpe durch die Elektrifizierung des Schwenkwerks 288,9 kJ anstatt zuvor 359,1 kJ bereitstellen muss. Bei einem Gesamtwirkungsgrad der Verstellpumpe von 85% sinkt die benötigte Energiemenge zum Antreiben der Pumpe demnach von 422,5 kJ auf 339,9 kJ.

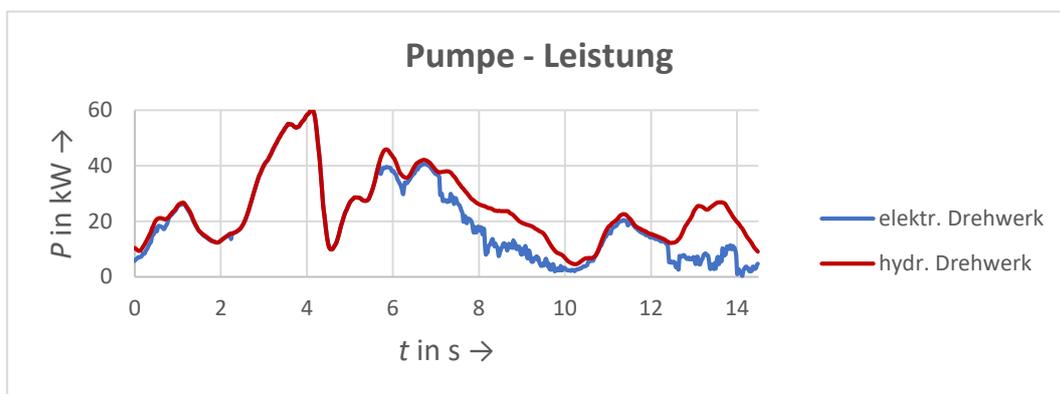


Abbildung 27: Bereitgestellte Leistung der Verstellpumpe für die Fälle eines hydraulisch und elektrisch betriebenen Drehwerks

Im nächsten Schritt wird berechnet, welche Energie vom Verbrennungsmotor für den Antrieb des elektrischen Drehmotors bereitgestellt werden muss. Dafür wird exemplarisch die in Kapitel 2.3 vorgestellte Struktur A betrachtet. Der Verbrennungsmotor treibt in diesem Fall einen elektrischen Generator an, der Strom in einen elektrischen Energiespeicher speist. Die gespeicherte Energie wird wiederum dafür genutzt, den elektrischen Drehmotor zu betreiben.

Zur Nachbildung des Energieflusses sind die Wirkungsgrade der drei elektrischen Komponenten zu berücksichtigen. Basierend auf Angaben aus der Literatur wird sowohl für den elektrischen Generator als auch für den elektrischen Drehmotor ein Wirkungsgrad von 90 % angenommen [33]. Für den

elektrischen Speicher wird in der Literatur ein Energienutzungsgrad von 90 % angegeben [34]. Um weitere Verluste beispielsweise durch die Leistungselektronik zu berücksichtigen, wird für die Batterie jedoch ein konservativer Gesamtwirkungsgrad von 80 % angenommen.

Abbildung 28 stellt den Energiefluss für den konventionellen Bagger mit hydraulischem Drehmotor dar. Die für einen Zyklus benötigte Energiemenge beträgt in diesem Fall 422,5 kJ. Demgegenüber ist für einen hybridisierten Bagger mit elektrischem Drehmotor nur eine Energiemenge von 394,7 kJ vom Verbrennungsmotor bereit zu stellen. Der Energiefluss für diesen Fall wird in Abbildung 29 aufgezeigt. Demnach kann durch die Elektrifizierung des Drehwerks ohne Berücksichtigung von Rekuperationspotenzialen bereits eine Energiemenge von 27,8 kJ eingespart werden. Die prozentuale Einsparung beträgt somit etwa 6,6%.

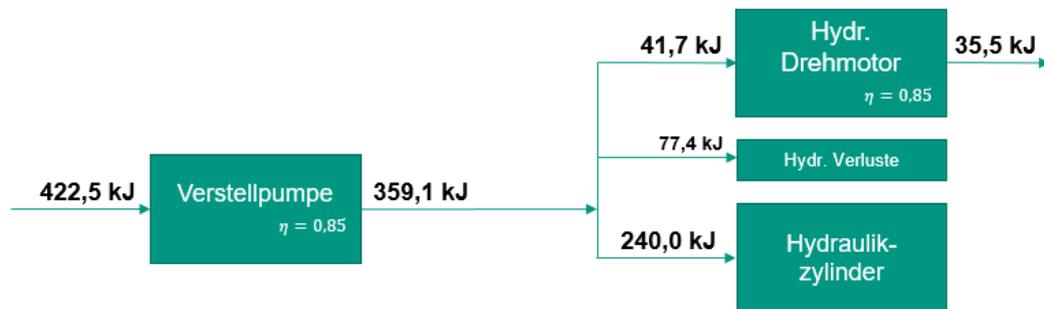


Abbildung 28: Energiefluss für den konventionellen Bagger mit hydraulischem Drehmotor

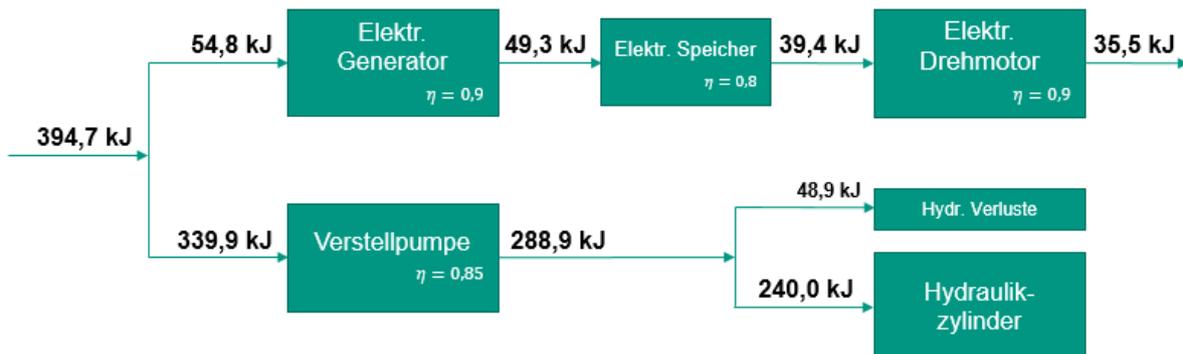


Abbildung 29: Energiefluss für hybridisierten Bagger mit elektrischem Drehmotor

Die Einsparungen sind in erster Linie darauf zurückzuführen, dass der hydraulische Betrieb des Drehmotors mit erheblichen hydraulischen Verlusten einhergeht. Dadurch, dass der Lastdruck am Drehmotor meist deutlich unter dem LS-Druck liegt, treten über einen großen Teil des Referenzzyklus

hohe Verlustleistungen auf. Die Druck-Volumenstrom Diagramme in Abbildung 30 zeigen qualitativ auf, wie sich die Verlustleistung reduziert, wenn das Drehwerk als hydraulischer Verbraucher wegfällt.

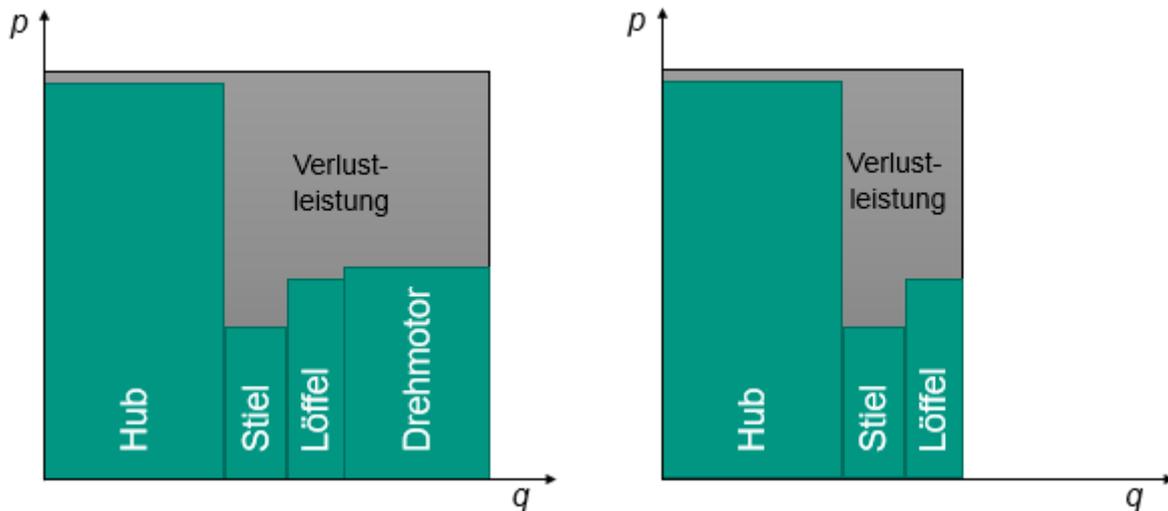


Abbildung 30: Qualitative p-q-Diagramme (links: mit hydraulischem Drehmotor, rechts: ohne hydraulischen Drehmotor)

5.5 Effizienzsteigerung durch Hybridisierungsmaßnahmen

In den vorherigen drei Teilkapiteln wurde aufgezeigt, welche Energiemengen pro Zyklus durch Rekuperation aus den Hubzylindern und dem Drehwerk sowie durch die Elektrifizierung des Drehwerks eingespart werden können und welche Effizienzsteigerungen sich daraus ergeben. Zusammenfassend sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen in Tabelle 4 aufgelistet.

Tabelle 4: Einspar- und Effizienzsteigerungspotenziale

	Eingesparte Energiemenge pro Zyklus	Effizienzsteigerung
Rekuperation Hubzylinder	37,3 kJ	10,4 %
Rekuperation Drehmotor	9,0 kJ	2,5 %
Elektrifizierung Drehmotor (ohne Rekuperation)	27,8 kJ	6,6 %

Die Elektrifizierung des Schwenkwerks führt beim betrachteten Referenzzyklus ohne die Nutzung von Rekuperationspotenzialen zu einer Effizienzsteigerung von 6,6%. Da die Möglichkeit zur Rekuperation der kinetischen Energie aus dem Drehwerk aber mit der Elektrifizierung einhergeht, kann die Effizienz des Systems durch diese Hybridisierungsmaßnahme sogar um 9,1% gesteigert werden.

Die Einsparungen in Folge der Rekuperation aus dem Drehmotor können beispielsweise auch unter Verwendung eines Hydraulikspeichers erzielt werden. In diesem Fall beträgt die Effizienzsteigerung allerdings lediglich 2,5%.

Durch die Rekuperation der potentiellen Energie beim Absenken des Drehwerks kann die Effizienz um 10,4% gesteigert werden. Um dieses Potenzial abzurufen, sind verschiedene Hybridisierungsmaßnahmen denkbar. Zum einen könnte die Energie in einem hydraulischen Speicher zwischen gespeichert werden und zu einem späteren Zeitpunkt zum Ausfahren der Hubzylinder verwendet werden. Alternativ besteht die Möglichkeit, mit einem Hydraulikmotor einen elektrischen Generator anzutreiben, der auf diese Weise Energie in einen elektrischen Speicher speist.

Letzteres ist aufgrund der zusätzlichen elektrischen Komponenten insbesondere in Kombination mit der Elektrifizierung des Schwenkwerks sinnvoll. Ein solches Konzept entspricht der in Kapitel 2.3 vorgestellten Struktur B. Insgesamt kann die Effizienz für den Referenzzyklus den Berechnungen zufolge um 19,5% gesteigert werden. Da durch die Kombination der beiden Hybridisierungsmaßnahmen sowohl das Teilsystem Drehwerk als auch das Teilsystem Hubzylinder hybridisiert werden, kann angenommen werden, dass auch bei anderen Tätigkeiten eine signifikante Effizienzsteigerung erreicht werden kann.

Zusätzliche Potenziale zur Kraftstoffeinsparung ergeben sich beispielsweise durch die mit der Hybridisierung einhergehenden Möglichkeiten der Lastpunktverschiebung und des Rightsizings. Im Rahmen der Potenzialanalyse werden diese jedoch nicht näher untersucht.

6 Simulation

Unter Verwendung der Simscape Erweiterungen¹² (Electrical, Driveline, Multibody, Fluids) wird innerhalb der MATLAB Simulink Umgebung ein Gesamtmodell des Hydraulikbaggers erstellt. Es wird im Folgenden zunächst der Aufbau des Gesamtmodells, das sich unter anderem aus einem Mehrkörpersimulationsmodell und einem hydraulischen Modell zusammensetzt, vorgestellt. Anschließend werden die einzelnen Teilmodelle näher erläutert und auf die Parametrierung der Komponenten eingegangen. Ausgehend von dem Modell des konventionellen Hydraulikbaggers werden zudem Hybridisierungsmaßnahmen implementiert und untersucht. Die Ergebnisse der Simulation werden abschließend dargestellt.

6.1 Aufbau des Simulationsmodells

Abbildung 31 zeigt den Aufbau des Simulationsmodells des Versuchsträgers und die Einteilung in die verschiedenen Teilsysteme. Blau hinterlegt ist das Mehrkörpersimulationsmodell, das auf Basis der Simscape Multibody Plattform implementiert ist. Der hydraulische Teil, modelliert mit Simscape Fluids, ist gelb hinterlegt. Für die grün hinterlegte Modellierung der Verbrennungskraftmaschine (VKM) wird Simscape Driveline verwendet. Zudem werden im Teilsystem *Simulation Input* die abzufahrenden Referenzyklen vorgegeben und im Teilsystem *Scopes* Diagramme zur Visualisierung der Simulationsergebnisse bereitgestellt.

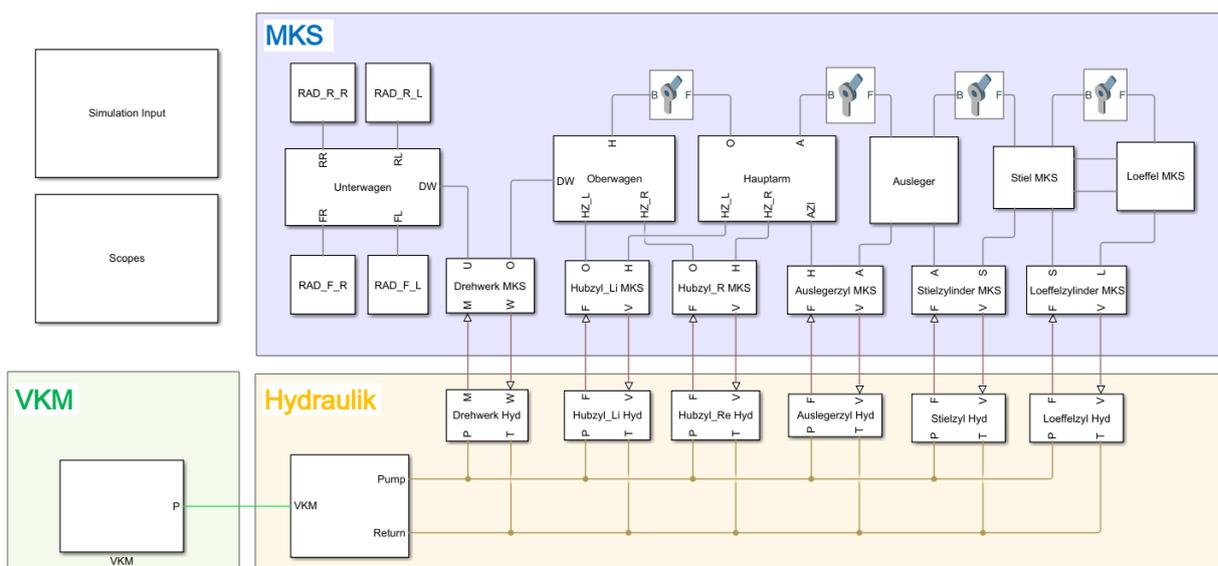


Abbildung 31: Gesamtmodell des konventionellen Hydraulikbaggers

¹² <https://de.mathworks.com/products/simscape.html>

Die Kopplung des MKS-Modells mit dem hydraulischen Modell erfolgt über den Austausch charakteristischer Größen der Verbraucher. In Abbildung 32 wird diese Kopplung am Beispiel des Drehwerks und des linken Hubzylinders aufgezeigt. Das Drehmoment des Drehwerks (M) beziehungsweise die auf den linken Hubzylinder wirkende Kraft (F) werden im hydraulischen Modell berechnet und dienen als Input für das MKS-Modell. Aus dem MKS-Modell gehen wiederum die Verfahrensgeschwindigkeiten der Verbraucher (w, v) hervor und werden an das hydraulische Teilmodell übermittelt.

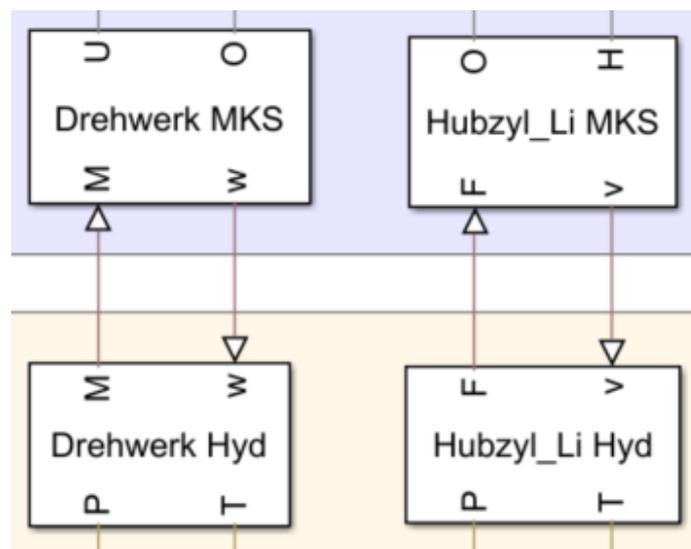


Abbildung 32: Kopplung des MKS-Modells mit dem hydraulischen Modell

Die Verbrennungskraftmaschine und die im hydraulischen Teil simulierte LS-Pumpe sind über einen physikalischen Leistungspfad miteinander verbunden. Dieser Leistungspfad beinhaltet Informationen über das Drehmoment und die Drehzahl.

6.2 Mehrkörpersimulationsmodell

Für die Implementierung des Mehrkörpersimulationsmodells des Baggers wird auf die Bibliothek der Simulink Erweiterung Simscape Multibody zurückgegriffen. Unter Verwendung von insbesondere drei verschiedenen Blöcken aus dieser Bibliothek können die verschiedenen Komponenten nachgebildet werden. Die Parametrierung des Modells erfolgt auf Grundlage von Liebherr bereitgestellter geometrischer Informationen. Zur Modellverifikation wird das erstellte 3D-Modell des Baggers untersucht.

6.2.1 Simscape Multibody Bibliothek

Das Mehrkörpersimulationsmodell setzt sich im Wesentlichen aus drei verschiedenen Blöcken zusammen, die der Simscape Multibody Bibliothek zu entnehmen sind (siehe Abbildung 33). Der Hydraulikbagger wird nachgebildet, indem diese Blöcke mehrfach verwendet und miteinander verbunden werden.



Abbildung 33: Verwendete Blöcke aus der Simscape Multibody Bibliothek

File Solid

Der Block *File Solid* stellt ein festes Element dar, wobei Geometrien, Trägheiten und weitere Teileinformationen von einer externen Datei abgeleitet werden. Es können beliebig viele *Frames* angelegt werden, die Kontaktflächen/-punkte definieren und somit ermöglichen, Elemente in gewünschter Position und Ausrichtung miteinander zu verbinden. Der untersuchte Hydraulikbagger wird in 24 Elemente unterteilt, sodass das Mehrkörpersimulationsmodell insgesamt 24 *File Solid* Blöcke enthält. Zu den 24 Elementen gehören die einzelnen Teile der Arbeitsausrüstung (Hub, Ausleger, Stiel, Löffel) und die dazugehörigen Zylinderstangen und -rohre sowie Verbindungslaschen. Der Unter- und Oberwagen sowie die Fahrerkabine und die vier Räder sind ebenfalls jeweils als ein Element implementiert.

Revolute Joint

Sofern zwischen zwei Elementen ein Rotationsfreiheitsgrad gegeben sein soll, werden diese mit dem Block *Revolute Joint* miteinander verbunden. In den Blockeinstellungen können initiale Werte, Feder- und Dämpfungskennwerte sowie Begrenzungen der Rotationsbewegung angegeben werden. Des Weiteren kann das Rotationsgelenk durch das Aufprägen eines Drehmoments oder einer Drehbewegung betätigt werden. Im vorliegenden Modell wird beispielsweise beim Drehgelenk zwischen Unter- und Oberwagen von dieser Funktion Gebrauch gemacht. Wie in Kapitel 6.1 beschrieben, wird für das MKS-Modell des Drehwerks das Drehmoment als Eingangsgröße verwendet.

Prismatic Joint

Der Block *Prismatic Joint* entspricht dem Block *Revolute Joint* mit dem Unterschied, dass kein rotatorischer sondern ein translatorischer Freiheitsgrad repräsentiert wird. Anwendung findet dieser Block bei der Verbindung der Zylinderrohre mit den zugehörigen Zylinderstangen. Für die Betätigung des Schubgelenks wird die Kraft auf den Zylinder als Eingangsgröße benötigt.

6.2.2 Komponenten im MKS-Modell

Die Komponenten des Hydraulikbaggers sind nach dem Baukastenprinzip unter Verwendung der vorgestellten Blöcke *File Solid*, *Revolute Joint* und *Prismatic Joint* in einzelnen Teilsystemen implementiert. Diese Teilsysteme werden im Folgenden vorgestellt.

Unterwagen

Im Zentrum des Teilsystems *Unterwagen*, dargestellt in Abbildung 34, steht ein *File Solid* Block. Dieser beinhaltet die CAD-Daten des Unterwagens. Zudem sind fünf Frames definiert, die jeweils zu einem Verbindungsport führen. Über diese Verbindungsporte *RL*, *RR*, *FL*, *FR* können die vier Reifen mit dem Unterwagen verbunden werden, der Anschluss *DW* stellt die Verbindung zum Drehwerk dar.

Mit den Blöcken *World Frame* und *Mech Config* beinhaltet das Teilsystem *Unterwagen* noch zwei Blöcke, die für die Simulation des MKS-Modells zwingend notwendig sind. Der Block *World Frame* definiert ein Koordinatensystem, das in Ruhe ist und als globales Referenzsystem des Modells betrachtet werden kann. Im Block *Mech Config* werden grundlegende Eigenschaften des Simulationsmodells hinterlegt, beispielsweise ein Vektor zur Beschreibung der Gravitationskraft.

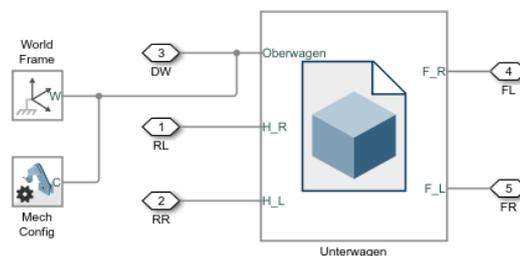


Abbildung 34: Teilsystem *Unterwagen* im MKS-Modell

Oberwagen

Der Oberwagen setzt sich aus drei Elementen (*Cabin*, *Body*, *Anbindung Arbeitsausrüstung*) zusammen, die starr miteinander verbunden sind (Abbildung 35). Der *File Solid* Block *Body* ist zudem über Verbindungsport *DW* mit dem Drehwerk verbunden. Der Block *Anbindung Arbeitsausrüstung* beinhaltet die Verbindungsflaschen, an die über Port *H* der Hauptarm und über Port *HZ_L* und *HZ_R* der linke und rechte Hubzylinder angeschlossen werden.

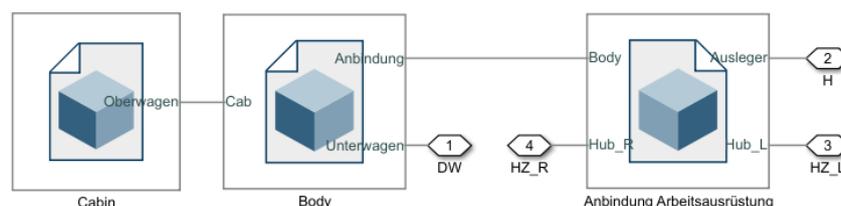


Abbildung 35: Teilsystem *Oberwagen* im MKS-Modell

Hauptarm, Ausleger, Stiel

Die Modellierung der drei Elemente des Baggerarms erfolgt jeweils nach dem gleichen Schema, weshalb beispielhaft für den Hauptarm, Ausleger und Stiel das Teilsystem *Hauptarm* betrachtet wird (Abbildung 36). Das Bauteil selbst sowie die benötigten Frames sind im *File Solid Block* hinterlegt. Die Anschlussporte stellen den Kontakt zu den Komponenten her, die mit dem Bauteil verbunden sind. Im Falle des Hauptarms sind das der Oberwagen (Anschlussport *O*), die beiden Hubzylinder (*HZ_L*, *HZ_R*), der Ausleger (*A*) sowie der Auslegezylinder (*AZ*).

Wie aus Abbildung 31 (Seite 45) ersichtlich wird, sind zwischen den Komponenten jeweils *Revolute Joint* Blöcke geschaltet. Diese führen dazu, dass die einzelnen Bauteile nicht starr miteinander verbunden sind, sondern die Rotation um eine definierte Achse erlauben.

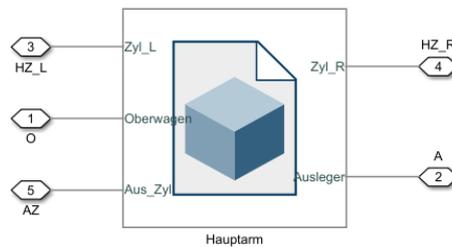


Abbildung 36: Teilsystem *Hauptarm* im MKS-Modell

Löffel

Aufgrund der zusätzlichen Schwingen und Koppelstange gestaltet sich der in Abbildung 37 dargestellte Aufbau des Teilsystems *Loeffel* komplexer. Über zwei Schwingen ist die Koppelstange mit dem Stiel verbunden. Zudem ist die Koppelstange mit dem Löffelzylinder und dem Löffel selbst verbunden. Der Löffel besitzt neben der Verbindung zur Koppelstange auch eine Verbindung zum Stiel. Die *Revolute Joint* Blöcke sorgen wiederum für den benötigten Rotationsfreiheitsgrad.

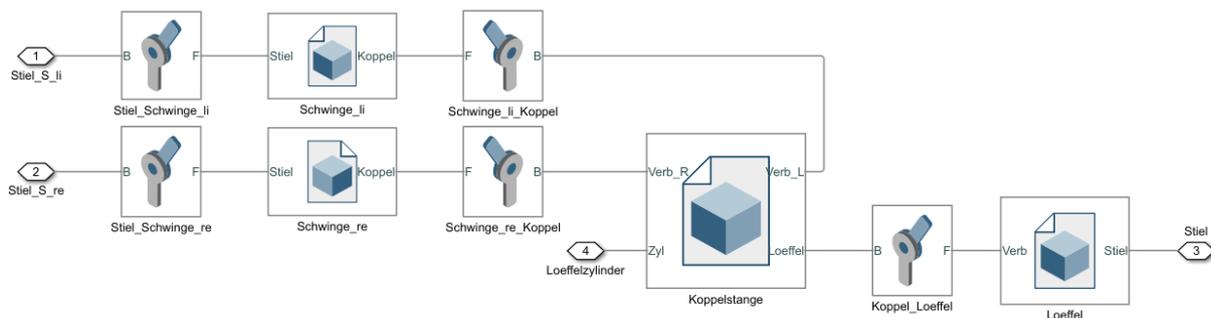


Abbildung 37: Teilsystem *Loeffel* im MKS-Modell

Hydraulikzylinder

Zur Erläuterung der Funktionsweise eines Hydraulikzylinders im MKS-Modell wird exemplarisch das in Abbildung 38 dargestellte Teilsystem *Stielzylinder* betrachtet. Das Teilsystem beinhaltet die beiden *File Solid* Blöcke *Stielzylinderrohr* und *Stielzylinderstange*. Das Stielzylinderrohr ist über den *Revolute Joint* Block *Ausleger_Stielzyl* und Anschlussport *A* mit dem Ausleger verbunden. Analog gestaltet sich die Verbindung zwischen der Stielzylinderstange und dem Stiel (Anschlussport *S*). Das Stielzylinderrohr und die Stielzylinderstange sind über den *Prismatic Joint* Block *Schubgelenk Stielzylinder* miteinander verbunden, wodurch die translatorische Ein- und Ausfahrbewegung des Hydraulikzylinders realisiert werden kann. Die auf den Zylinder wirkende Kraft F geht als Eingangsgröße in den Block rein. Die Position $stielzyl_pos_ist_mks$ und die relative Geschwindigkeit der Hubzylinderstange zum Hubzylinderrohr v stellen Ausgangsgrößen dar. Durch den Austausch der Kraft- und Geschwindigkeitswerte ist das MKS-Modell an dieser Stelle mit dem hydraulischen Modell gekoppelt.

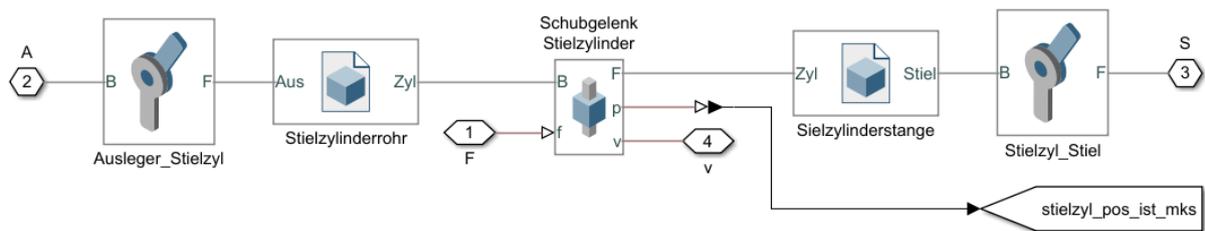


Abbildung 38: Teilsystem *Stielzylinder* im MKS-Modell

Drehwerk

Eine Kopplung zwischen dem MKS-Modell und dem hydraulischen Modell findet auch im Teilsystem *Drehwerk* statt (Abbildung 39). In diesem Fall werden die Größen Drehmoment M und Winkelgeschwindigkeit w zwischen den Teilmodellen ausgetauscht. Das Drehmoment dient als Eingangsgröße für den *Revolute Joint* Block *Drehwerk*, der den Unterwagen (Anschlussport U) mit dem Oberwagen (O) verbindet. Neben der Rotationsgeschwindigkeit wird auch die Position der Drehwerks $swing_pos_ist_mks$ ausgegeben.

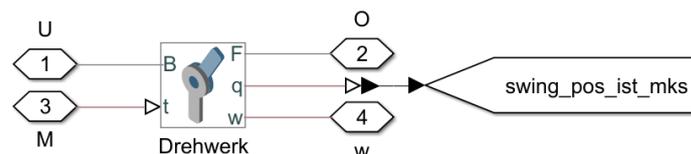


Abbildung 39: Teilsystem *Drehwerk* im MKS-Modell

6.2.3 Parametrierung des MKS-Modells

Die Grundlage für die Parametrierung des MKS-Modells bilden vom Hersteller zur Verfügung gestellte Informationen zum Versuchsträger. Diese beinhalten die Schwerpunktlage, den Massenbetrag und Massenträgheitsmomente der einzelnen als *File Solid* Block implementierten Bauteile. Die Werte sind in einem Matlab Skript hinterlegt und können als Variablen im Simulinkmodell eingelesen werden. Abbildung 40 zeigt dies am Beispiel des Hauptarms und lässt zudem erkennen, dass ein CAD-Modell im Format einer STEP-Datei für jedes Bauteil hinterlegt ist.

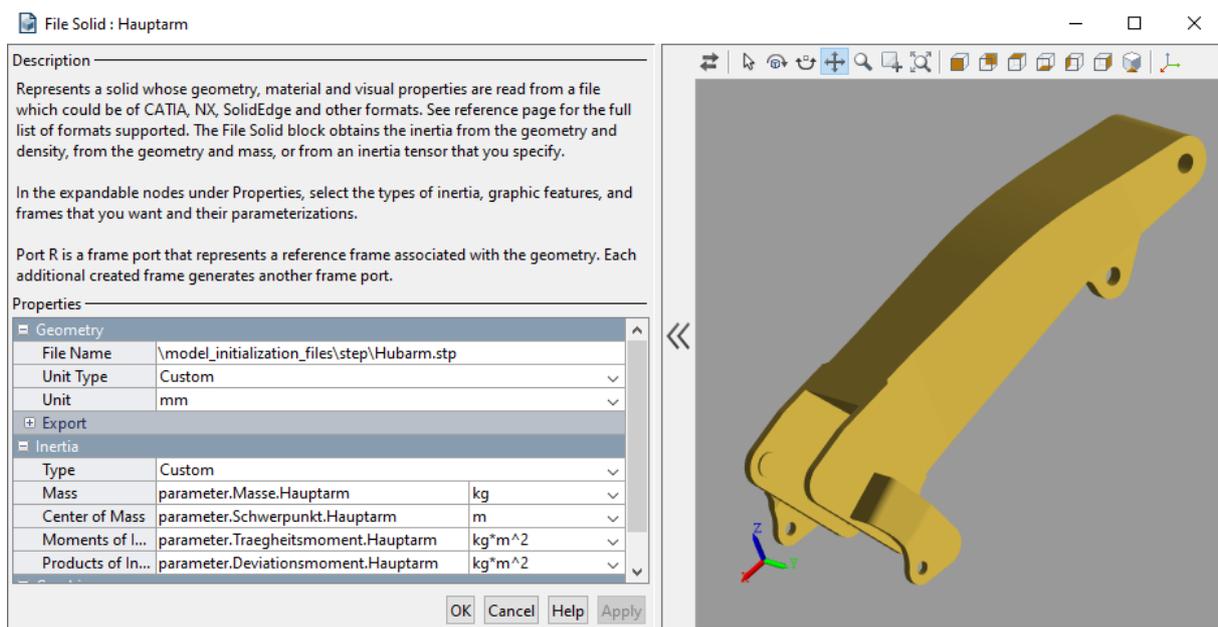


Abbildung 40: Parametrierung des Hauptarms

Aufgrund bereitgestellter 2D-Zeichnungen des untersuchten Baggers entsprechen die geometrischen Nachbildungen der Bauteile nahezu exakt dem Original. Das 3D-Modell des Hydraulikbaggers, das in Matlab Simulink durch die Verbindungen der einzelnen Bauteile entsteht, ist in Abbildung 41 dargestellt.

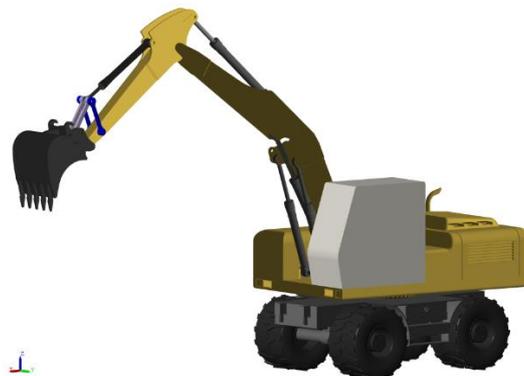


Abbildung 41: 3D-Modell des Hydraulikbaggers in Matlab Simulink

Weitere Parametrierungen sind an den Rotations- und Schubgelenken vorzunehmen. Parameter zur Bestimmung der inneren Mechanik der Gelenke sind die Federsteifigkeit und der Dämpfungskoeffizient. Diese Kennwerte wurden auf Grundlage bestehender Simulationsmodelle ausgewählt. Für den Fall, dass ein Hydraulikzylinder bis zum Anschlag ausgefahren wird, gilt es, zusätzliche Feder- und Dämpfungskennwerte zur Berechnung der Anschlagkräfte anzugeben. Da bei den betrachteten Referenzzyklen die Verbraucher nicht bis zum Anschlag betätigt werden, sind diese Kennwerte jedoch nicht funktionsrelevant. Für die Hydraulikzylinder ist zudem die Angabe eines minimalen und maximalen Hubwegs erforderlich. Diese Werte können den Fahrzeugdaten entnommen werden.

6.3 Hydraulisches Modell

Für die Modellierung und Simulation der fluidtechnischen Teilsysteme wird auf die Komponentenbibliothek von Simscape Fluids zurückgegriffen. Das Load-Sensing System mit einer verstellbaren Pumpeneinheit steht im Mittelpunkt des hydraulischen Modells. Ausgehend davon werden die Verbraucher angesteuert und mit der benötigten Ölmenge versorgt. Als entscheidende Steuergröße dienen die Ausfahrwege der Steuerventile zu den Verbrauchern. Die Ausfahrwege werden durch Abgleichen der Soll- und Ist-Positionen der Aktoren mithilfe eines PID-Controllers ermittelt.

6.3.1 Modellierung des Load-Sensing Systems

Die Pumpe im untersuchten Bagger verfügt über eine Druckbegrenzungsfunktion und eine Load Sensing-Einheit. Die Modellierung dieser Funktionen ist in Abbildung 42 dargestellt.

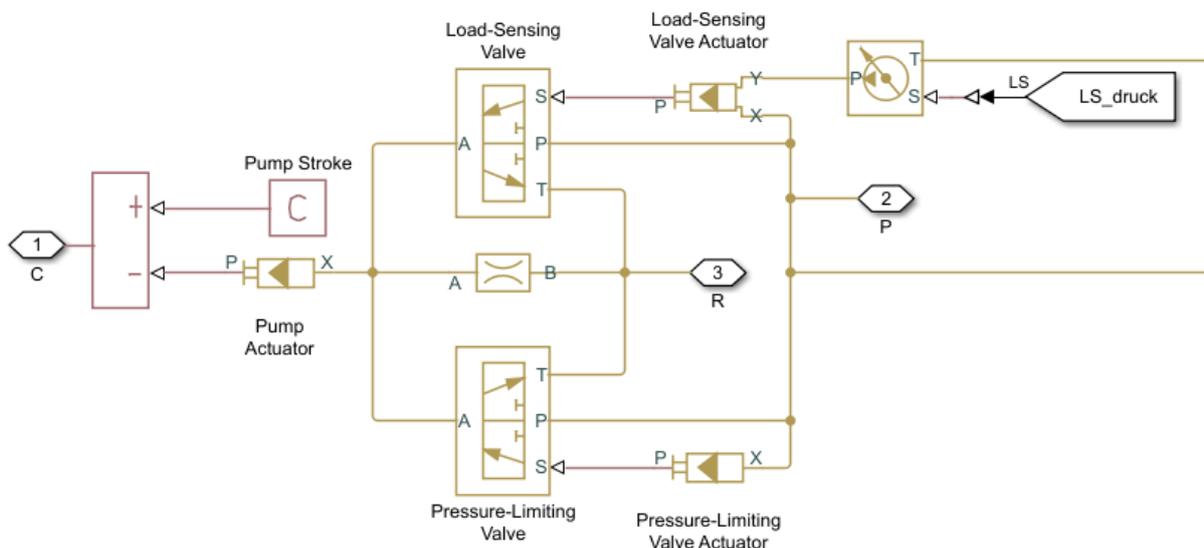


Abbildung 42: Teilsystem LS-Pumpe

Das Simscape-Blockelement *Pump Actuator* funktioniert wie ein Pilotventil für die Pumpe. Die Eingaben für dieses Ventil sind die Kombination der Outputs des *Load-Sensing Valve* und des *Pressure-Limiting Valve*. Zu beachten ist, dass die Berechnung des LS-Drucks auf mathematische Weise erfolgt. Über Drucksensoren werden die anliegenden Lastdrücke an den Verbrauchern ermittelt und miteinander verglichen. Der höchste Wert der Verbraucherdruck wird ausgewählt und als Drucksignal an das *Load-Sensing Valve* weitergegeben. Das *Load-Sensing Valve* nutzt diesen LS-Druckwert und stellt einen geeigneten Differenzdruck ein. Das *Pressure-Limiting Valve* hat die Aufgabe die Pumpe abzuschalten, wenn der LS-Druck über den eingestellten Druck ansteigt, sodass der Ölfluss im System angehalten wird.

6.3.2 Modellierung der Verbraucher

Einbindung der Verbraucher

Die Einbindung der Verbraucher in das hydraulische Modell erfolgt sowohl für die Hydraulikzylinder als auch für das Dreh- und Fahrwerk nach dem gleichen Schema, das in Abbildung 43 beispielhaft anhand des linken Hubzylinders gezeigt wird. Ein 4/3-Wegeventil regelt den Volumenstrom zu und von den Verbrauchern. Der Anschluss *P* stellt die Verbindung zur LS-Pumpe dar, wobei durch ein Rückschlagventil sichergestellt wird, dass Öl lediglich in Richtung des Verbrauchers fließen kann. Der Anschluss *T* führt zum Tank, *A* sowie *B* führen zum jeweiligen Verbraucher. Die Auslenkung des Ventils wird durch die Steuergröße *S* definiert.

Im Fall der Hydraulikzylinder dient die im MKS-Modell ermittelte Geschwindigkeit v als Input für den Verbraucher. Der sich aus den anliegenden Drücken berechnete Wert der Kraft auf den Kolben (F) wird in entgegengesetzter Richtung dem MKS-Modell übermittelt. Analog dazu werden beim Dreh- und Fahrwerk das Drehmoment und die Winkelgeschwindigkeit zwischen den Teilmodellen transferiert.

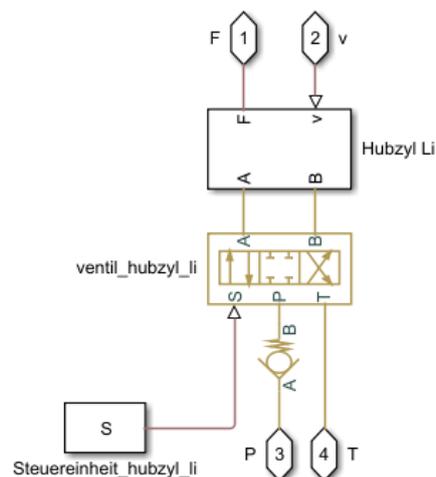


Abbildung 43: Modellierung der Verbraucher am Beispiel des linken Hubzylinders

ergeben sich durch das Drehwerksgetriebe und den Drehkranz zwei Übersetzungsstufen, wobei beide eine unveränderliche Übersetzung haben. Während die Winkelgeschwindigkeit w eine Eingangsgröße darstellt und mit dem Block *Ideal Angular Velocity Source* dem System aufgeprägt wird, wird das Drehmoment M mit dem Block *Ideal Torque Sensor* berechnet und fungiert als Ausgangsgröße. Zusätzlich wird der Ausschwenkwinkel des Oberwagens *swing_pos_ist* zu Diagnosezwecken erfasst.

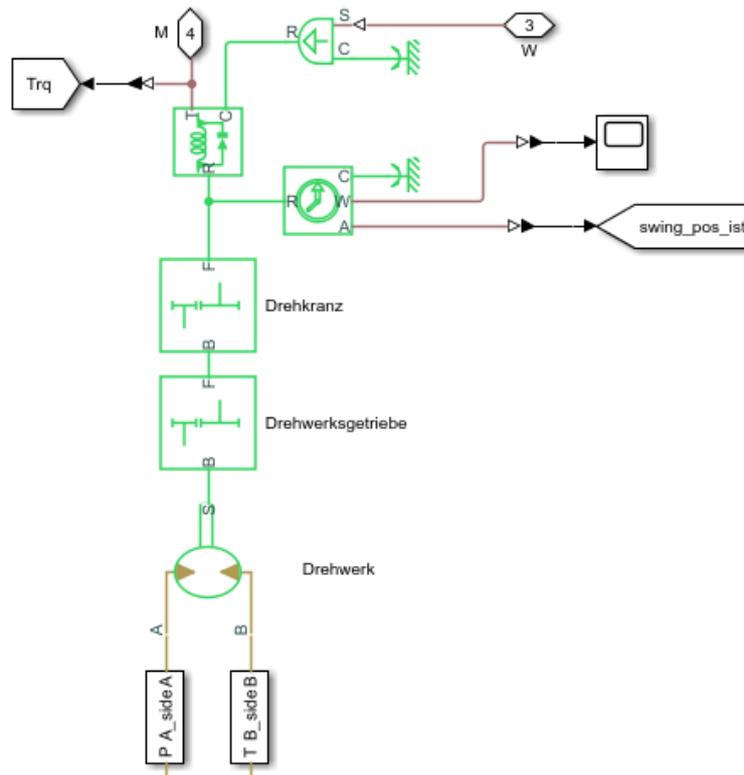


Abbildung 45: Hydraulische Modellierung des Drehwerks

6.3.3 PID-Controller zur Ansteuerung der Verbraucher

Als Reglertyp werden PID-Regler gewählt, da diese auch bei schwankenden Eingangssignalen eine hohe Robustheit bieten. Zu beachten ist dabei jedoch der zusätzliche Rechnerbedarf, der durch den Einsatz von PID-Reglern entsteht. Die Parametrierung der PID-Regler umfasst die Festlegung der P-, I- und D-Gains sowie die Festlegung der Sättigungswerte.

Die Bestimmung der P-, I- und D-Gains kann unter Verwendung verschiedener Methoden erfolgen. Hauptsächlich wird die *Response Optimizer Toolbox* von Simulink verwendet, um ein erstes Verständnis der P-, I- und D-Verstärkungen zu erhalten. Die Testdaten, bestehend aus den bekannten Zylinderpositionen, werden als Soll-Werte eingegeben. Die simulierten Zylinderpositionen werden nachgeführt und die P-, I- und D-Werte als Designparameter festgelegt. Die Aggressivität und die Empfindlichkeit der Regler werden feinfühlig eingestellt.

6.3.4 Parametrierung des hydraulischen Modells

Einige Parametrierungen werden direkt in den Simulink-Blöcken der einzelnen Verbraucher eingepflegt. So werden bei den Hydraulikzylindern beispielsweise die Parameter Kolbenfläche, Kolbenhub, Leervolumen und anfänglicher Kolbenabstand angegeben. Diese Angaben können größtenteils den Fahrzeug- oder Messdaten entnommen werden.

Durch den Simulink-Block *transl_friction_re* werden die Reibungskräfte beim Ein-/Ausfahren der Hydraulikzylinder repräsentiert. Die Reibungskraft wird als Funktion der Relativgeschwindigkeit beschrieben und ergibt sich aus der Summe der Stribeck-, Coulomb- und viskosem Reibung.

Zur Parametrierung der Steuerventile stehen in Simscape mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Eine vereinfachte Option beruht auf der Verwendung der maximalen Fläche und des maximalen Steuerwegs. Bei dieser Methode wird der Druckabfall am Ventil von Matlab berechnet. Eine weitere Möglichkeit sieht vor, dass ein dreidimensionales Kennfeld hinterlegt wird, das den Druckabfall in Abhängigkeit des Volumenstroms und der Ventilöffnung angibt. Für diese Forschungsarbeit wird zunächst die vereinfachte Option gewählt. Zu beachten ist, dass die Parameter des Steuerventils starken Einfluss auf die Auswahl der PID-Regler-Parameter haben.

6.4 Modell des Verbrennungsmotors

Die Entwicklung des Teilmodells *Verbrennungsmotor* basiert weitestgehend auf den Ergebnissen einer studentischen Arbeit [2], die sich sowohl mit der Modellierung als auch mit der Parametrierung des Dieselmotors auseinandersetzt. Da die Qualität des Messdaten des Verbrennungsmotors nicht ausreichend für die Parametrierung dieser Komponente ist, werden Informationen (z.B. Kennfelder) vergleichbarer Motoren herangezogen. Die Aussagekraft des Modells der Verbrennungskraftmaschine ist daher beschränkt. Dennoch ermöglicht die Modellierung des Dieselmotors eine grobe Abschätzung, welche Kraftstoff einsparungen durch die Hybridisierungsmaßnahmen erreicht werden können.

6.4.1 Modellierung des Verbrennungsmotors

Der Dieselmotor des Hydraulikbaggers wird mit dem Block *Generic Engine*, der Bestandteil der Simscape Driveline Bibliothek ist, modelliert. Neben der Modellierung von dieselpetriebenen Verbrennungskraftmaschinen eignet sich der Block auch für die Modellierung von Ottomotoren.

Wie in Abbildung 46 dargestellt, hat der Block *Generic Engine* zwei Eingangs- und drei Ausgangssignale. Zu den Eingangssignalen gehört das Stellsignal (T), das zwischen den Werten 0 und 1 liegt und angibt, welcher Bruchteil des maximal möglichen Drehmoments gefordert wird. Für die Ermittlung des Stellsignals wird die Differenz zwischen der maximalen und der aktuellen Drehzahl des

Motors unter Verwendung eines PI-Reglers betrachtet. Die Anschlüsse B und F stellen mechanische Verbindungen dar, die dem Motorblock (B) und der Motorkurbelwelle (F) zugeordnet sind. Da die Verstellpumpe auf der Motorkurbelwelle positioniert ist, ist Anschluss F mit der Pumpe (Verbindungsport P) verbunden. Zudem werden an Anschluss F über Sensoren das vom Verbrennungsmotor bereitgestellte Drehmoment und die Drehzahl ermittelt. Über die Ausgänge P und FC des *Generic Engine* Blocks sind des Weiteren die Leistung (P) und der Verbrauch (FC) des Motors auszulesen.

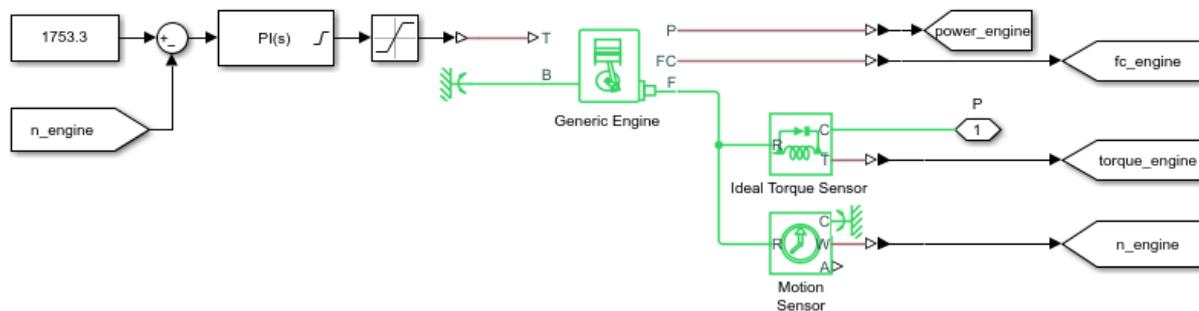


Abbildung 46: Modellierung des Verbrennungsmotors

6.4.2 Parametrierung des Verbrennungsmotors

Zur Parametrierung des Verbrennungsmotors wird diesem eine tabellarische Leistungs-Drehzahlcharakteristik vorgegeben. Erste Informationen dazu können dem Datenblatt des Versuchsträgers entnommen werden. Abbildung 47 listet die angegebenen Motordaten auf. Die Literaturrecherche hat zudem ergeben, dass der Motortyp Liebherr D924 von FTP Industrial hergestellt wird [2]. Da keine weiteren Informationen zum Liebherr D924 zur Verfügung stehen, wird die Leistungs-Drehzahlcharakteristik des Dieselmotor N45 verwendet. Dieser Motor wird ebenfalls von FTP Industrials hergestellt und weist den gleichen Hubraum sowie die gleichen Bohrung/Hub-Abmessungen auf.

Leistung nach ISO 9249	105 kW (143 PS) bei 1.800 min ⁻¹
Motortyp	Liebherr D924
Bauart	4-Zylinder-Reihenmotor
Bohrung/Hub	104/132 mm
Hubraum	4,5 l

Abbildung 47: Motordaten des Dieselmotors im Liebherr A 914 Compact

Des Weiteren ist das Verbrauchskennfeld für die Parametrierung des Dieselmotors erforderlich. Dieses steht weder vom Liebherr-Motor D924 noch vom Vergleichsmotor N45 zur Verfügung. Daher wird das Verbrauchskennfeld eines Dieselmotors mit 100 kW Leistung, der in einem Traktor zum Einsatz kommt herangezogen und über eine Skalierung an die Leistungs-Drehzahlcharakteristik des N45 angepasst.

6.5 Implementierung von Hybridisierungsmaßnahmen

Da die Potenzialanalyse ergeben hat, dass insbesondere die Elektrifizierung des Schwenkwerks und die Rekuperation der Energie beim Absenken der Hubzylinder zu signifikanten Effizienzsteigerungen des Systems führen können, werden zwei verschiedene Hybridisierungsmaßnahmen implementiert und untersucht. Die sich daraus ergebenden Hybridstrukturen werden anhand des Gesamtmodells erläutert. Anschließend wird auf die hinzugefügten Komponenten und deren Parametrierung eingegangen.

6.5.1 Darstellung der untersuchten Hybridisierungsstrukturen

Klassifiziert nach Art und Gegenstand der Hybridisierung (analog zu Kapitel 2.3) werden in Abbildung 48 die beiden Hybridstrukturen aufgezeigt, die für weitergehende Untersuchungen in das Simulationsmodell implementiert werden.

	Hydraulisch	Elektrisch
Arbeitsausrüstung (Hub-, Ausleger, Stiel, Löffel)		Struktur B
Drehwerk		Struktur A

Abbildung 48: Klassifizierung der implementieren Hybridstrukturen

Struktur A (vgl. Abbildung 6, Seite 11):

Bei Struktur A handelt es sich um die Elektrifizierung des Schwenkwerks. Das Simulationsmodell wird demnach um einen elektrischen Teil erweitert (Abbildung 49). Das MKS-Modell bleibt unverändert, im hydraulischen Teil des Modells entfällt lediglich das Teilmodell *Drehwerk*.

Das elektrische Teilsystem beinhaltet eine E-Maschine (*EM Motorwelle*), die auf der Motorkurbelwelle platziert ist und daher über einen grün gefärbten mechanischen Leistungspfad mit der Verbrennungskraftmaschine und der Verstellpumpe verbunden ist. Die E-Maschine ist zudem über einen blau dargestellten elektrischen Leistungspfad an die Batterie angebunden. Da die E-Maschine sowohl motorisch als auch generatorisch betrieben werden kann, ist der Leistungsfluss in beide Richtungen möglich. Das heißt die E-Maschine kann zum einen vom Dieselmotor angetrieben werden und die Batterie aufladen, zum anderen kann sie der Batterie Energie entnehmen und den Verbrennungsmotor unterstützen.

Eine zweite E-Maschine (*EM Drehwerk*) ist für den Antrieb des Drehwerks verantwortlich. Die E-Maschine ist ebenfalls über einen elektrischen Pfad mit der Batterie verbunden. Außerdem ist das Teilsystem durch den Austausch der Drehmoments M und der Winkelgeschwindigkeit ω mit dem MKS-Modell gekoppelt. Da auch diese E-Maschine generatorisch betrieben werden kann, ermöglicht sie die Rekuperation kinetischer Energie beim Abbremsen der Drehbewegung.

Neben den Komponenten enthält der elektrische Teil der Simulation noch ein Teilsystem zur Steuerung. Der Ladezustand (*SOC*) der Batterie geht als Eingangsgröße in diesen Block rein, die Drehmomentanforderungen für die beiden E-Maschinen (M_{EM_D} , M_{EM_M}) stellen die Ausgangsgrößen dar.

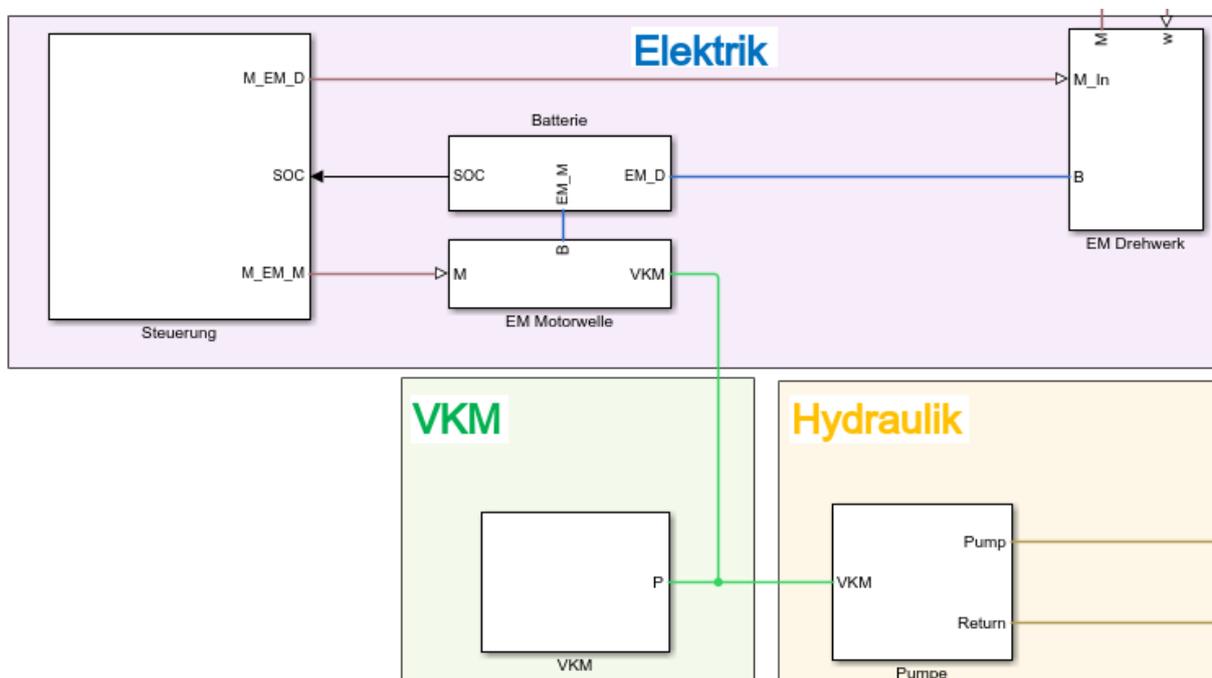


Abbildung 49: Ausschnitt des Simulationsmodells mit Hybridstruktur A

Struktur B (vgl. Abbildung 7, Seite 12):

Bei Struktur B handelt es sich um eine Erweiterung der Struktur A. Daher kann der für Struktur A hinzugefügte elektrische Teil auch für Struktur B verwendet werden. Hinzu kommt eine weitere E-Maschine (*EM Arbeitsausrüstung*) sowie ein hydraulischer Motor (*HM Arbeitsausrüstung*) im hydraulischen Teil des Simulationsmodells (Abbildung 50).

Der hydraulische Motor ist mit den tankseitigen Anschlüssen der Hubzylinder verbunden. Beim Einfahren der Hubzylinder treten an diesen Anschlüssen hohe Drücke und große Volumenströme auf, durch die der hydraulische Motor angetrieben werden kann.

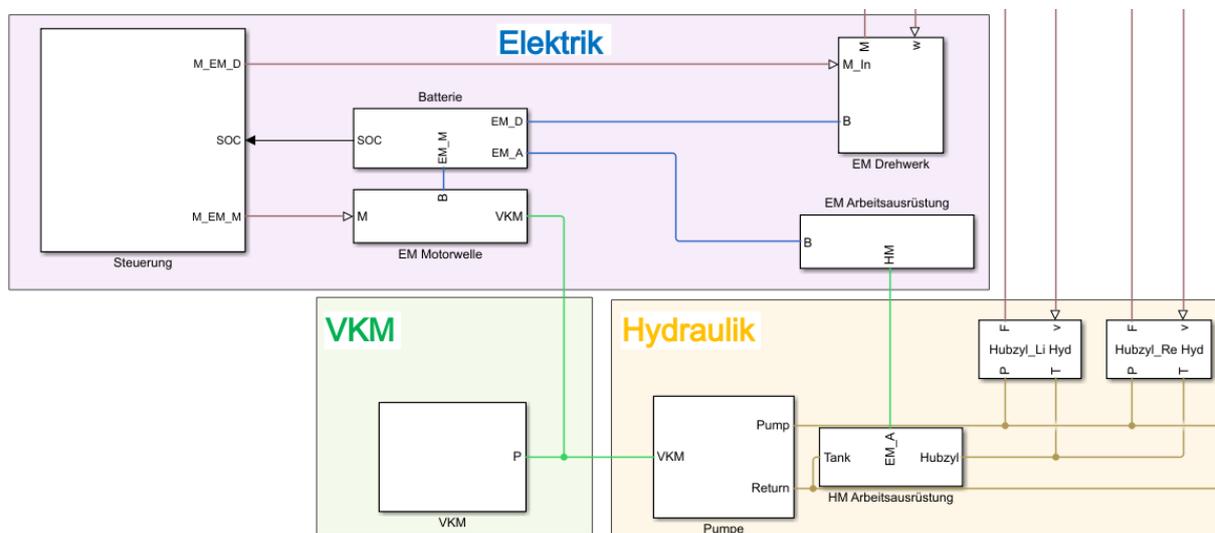


Abbildung 50: Ausschnitt des Simulationsmodells mit Hybridstruktur B

6.5.2 Modellierung zusätzlicher Komponenten

Die Hybridisierungsmaßnahmen führen zu zusätzlichen Komponenten in der Antriebsstruktur des Hydraulikbaggers. Da es sich um elektrische Hybridisierungsansätze handelt, gehören dazu E-Maschinen und eine Batterie. Für Struktur B ist zudem ein hydraulischer Motor notwendig.

E-Maschinen

Die Modellierung der E-Maschinen erfolgt für alle drei Komponenten (EM Motorwelle, EM Drehwerk, EM Arbeitsausrüstung) nach dem gleichen Prinzip. Dieses wird anhand des in Abbildung 51 dargestellten Teilsystems *EM Motorwelle* erläutert.

Der Block *Motor & Drive* repräsentiert die E-Maschine samt Steuerungselektronik und kann unter anderem für die Modellierung von bürstenlosen Motoren, wie beispielsweise permanenten Synchronmaschinen genutzt werden. Die Festlegung auf einen genauen Motortypen ist aber nicht notwendig. Da dies auch nicht Gegenstand der Forschungsarbeit ist, eignet sich der Block gut für den

betrachteten Anwendungsfall. Die Anschlüsse C und R ermöglichen die mechanische Anbindung des Motors an das System. Die dargestellte E-Maschine auf der Motorwelle ist auf diese Weise mit dem Verbrennungsmotor (VKM) verbunden. Auf der elektrischen Seite wird der Block über den $+$ und $-$ Port mit einem Wechselrichter und der Batterie (B) verbunden. Als Eingangsgröße wird der E-Maschine über den Port Tr das aufzubringende Drehmoment vorgegeben. Über den Anschluss w lässt sich die Winkelgeschwindigkeit des Motors auslesen.

Zusätzlich implementierte Sensoren, erlauben zudem die Aufzeichnung der Stromstärke (I_{EM_M}), der Spannung (U_{EM_M}) und des Drehmoments (M_{EM_M}) der E-Maschine.

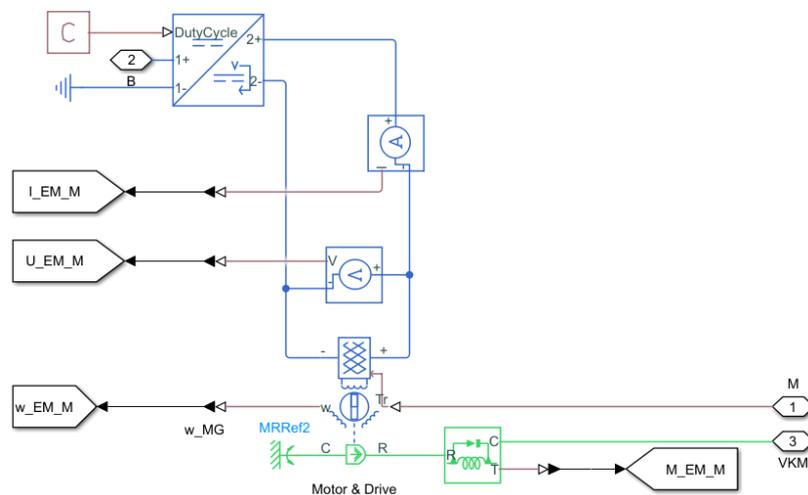


Abbildung 51: Teilsystem EM Motorwelle

Batterie

Im Rahmen der elektrischen Hybridisierung wird dem Modell neben dem elektrischen Energiewandler auch ein elektrischer Energiespeicher hinzugefügt. Das Teilsystem *Batterie* wird anhand Abbildung 52 erläutert. Die Batterie selbst wird mit dem Simulink-Block *HV Battery* modelliert. Über die blau dargestellten elektrischen Leistungsverbindungen sind die elektrischen Maschinen an die Batterie angeschlossen. Für die betrachtete Hybridstruktur B gehört dazu neben den elektrischen Maschinen auf der Motorwelle (EM_M) und zum Antrieb des Drehwerks (EM_D) auch die elektrische Maschine, welche es ermöglicht, Energie aus den Hydraulikzylindern der Arbeitsausrüstung zu rekuperieren (EM_A).

Sowohl die Spannung als auch die Stromstärke der Batterie werden mithilfe entsprechender Sensoren erfasst. Zudem wird im Teilsystem *SOC Calculation* der aktuelle Ladestand berechnet. Dieser ist von entscheidender Bedeutung für die Ansteuerung der elektrischen Komponenten.

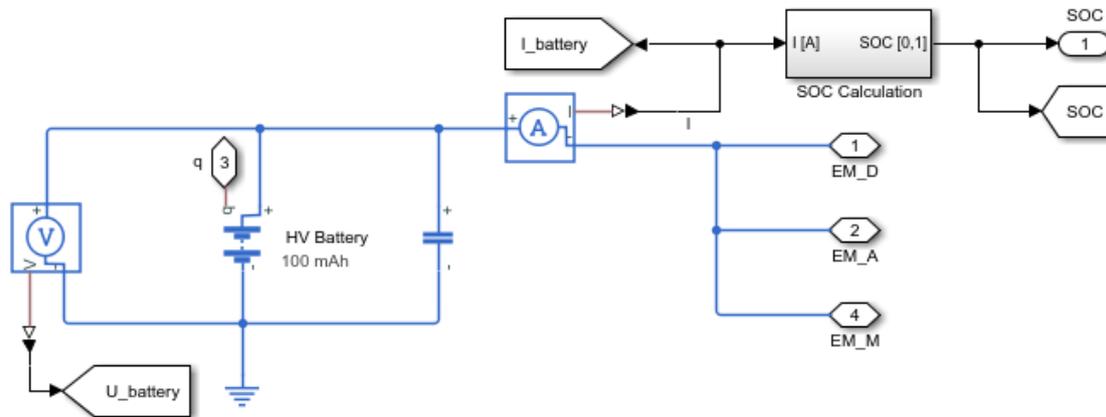


Abbildung 52: Teilsystem *Batterie* in Hybridstruktur B

Hydraulischer Motor

Zur Realisierung der Hybridstruktur B ist auch die Modellierung einer weiteren hydraulischen Komponente erforderlich. Dem System wird ein Hydraulikmotor hinzugefügt, der beim Absenken der Hubzylinder die hohen Drücke und Volumenströme am tankseitigen Anschluss der Hubzylinder nutzt, um eine elektrische Maschine im generatorisch anzutreiben, um auf diese Weise Energie in die Batterie zu speisen. Dieser Hydraulikmotor wird als *Fixed-Displacement Motor* im Simulationsmodell implementiert. Über die hydraulischen Anschlüsse A und B ist der Motor einerseits mit den Hubzylindern und andererseits mit dem Tank verbunden. Der mechanische Anschluss S stellt die Verbindung zur E-Maschine Arbeitsausrüstung (*EM_A*) dar. Mit Sensoren werden die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment des hydraulischen Motors ermittelt.

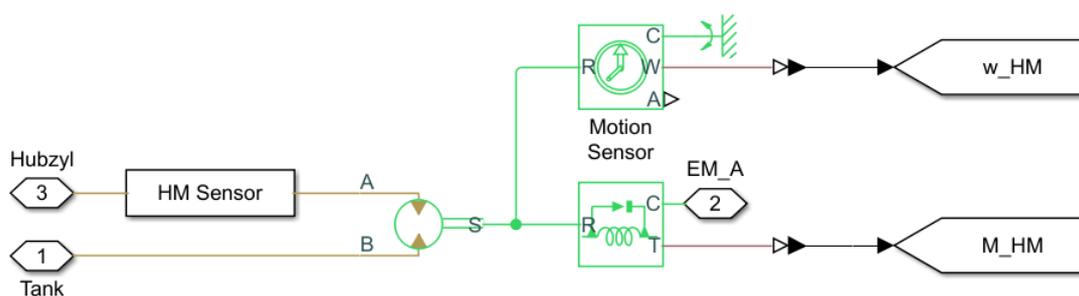


Abbildung 53: Teilsystem *HM Arbeitsausrüstung*

6.5.3 Parametrierung zusätzlicher Komponenten

Bei der Parametrierung der Komponenten, die im Zuge der Hybridisierungsmaßnahmen dem Modell hinzugefügt werden, liegt der Fokus darauf, die Komponenten so leistungstark auszulegen, dass keine Einbußen hinsichtlich der Produktivität auftreten.

EM Drehwerk

Für die elektrische Maschine des Drehwerks bedeutet dies, dass die maximale Drehzahl und das maximale Schwenkmoment des konventionellen Baggers erreicht werden müssen. Berechnungen einer studentischen Abschlussarbeit [2] zufolge, wird demnach für die E-Maschine eine maximale Leistung von 20 kW und ein maximales Drehmoment von 250 Nm gewählt. Zudem wird ein Wirkungsgradkennfeld definiert, das den kompletten Vier-Quadranten-Betrieb der E-Maschine abdeckt.

EM Motorwelle und EM Arbeitsausrüstung

Die E-Maschine auf der Motorwelle ermöglicht in erster Linie, Energie in die Batterie zu speisen, sie fungiert aber auch als Unterstützung für den Verbrennungsmotor bei Lastspitzen. Aus diesen beiden Funktionen ergibt sich die Anforderung einer maximalen Leistung von 20 kW und eines maximalen Drehmoments von 100 Nm. Dieselben Werte können auch für die E-Maschine zur Rekuperation der Energie aus der Arbeitsausrüstung verwendet werden. Für beide E-Maschinen wird zudem ein Wirkungsgrad von 90 % angenommen. [2]

Batterie

Die Nennspannung der Batterie wird auf 400 V festgelegt. Ausgehend davon, wird die Batteriekapazität so ausgelegt, dass erforderliche Entladeströme bereitgestellt und auftretende Ladeströme aufgenommen werden können. Da in der Simulation des 90-Grad-Ladespiels Lade- und Entladeströme Werte von bis zu 80 A erreichen, wird unter Annahme einer C-Rate von 10 1/h die Nennkapazität auf 8 Ah ausgelegt. Bei der Nennspannung in Höhe von 400 V resultiert daraus, dass die Batterie einen Energieinhalt von 3200 Wh hat. Weitere Informationen und Berechnungen dazu sind der studentischen Arbeit von Kögel [2] zu entnehmen.

6.5.4 Hybridstrategien

Die Ansteuerung der elektrischen Komponenten erfolgt nach einer sehr vereinfachten Betriebsstrategie, die der studentischen Arbeit von Kögel [2] entstammt. Im Zentrum der Betriebsstrategie steht der Ladezustand der Batterie (SOC). Da Lithium-Ionen-Batterien vorzugsweise in bestimmten SOC-Bereichen betrieben werden sollen, ist diese Größe maßgeblich dafür, ob die elektrische Maschine auf der Motorwelle motorisch oder generatorisch betrieben wird. Die anderen beiden elektrischen Maschinen werden derart angesteuert, dass möglichst das volle Potenzial der Rekuperation aus dem Drehwerk beziehungsweise aus den Hubzylindern abgerufen werden kann.

6.6 Simulationsergebnisse

Die konventionelle Antriebsstruktur des untersuchten Versuchsträgers sowie die beiden Hybridstrukturen A und B werden unter Verwendung des in Kapitel 4.3 vorgestellten Referenzzyklus eines 90-Grad-Ladespiels simuliert. Nach einer kurzen Einschwingphase von drei Sekunden wird der Zyklus dreimal hintereinander abgefahren. Aufgrund möglicher Einflüsse vom Übergang der Einschwingphase zum Start des ersten Zyklusdurchlaufs, werden nur der zweite und dritte Zyklusdurchlauf für die Bewertung der verschiedenen Antriebsstrukturen herangezogen.

Zur Validierung des Simulationsmodells werden zunächst die Simulationsergebnisse des konventionellen Modells mit den Messdaten verglichen. Anschließend werden die beiden Hybridstrukturen betrachtet und dem konventionellen Modell gegenübergestellt.

6.6.1 Vergleich des konventionellen Baggermodells mit Messdaten

Zunächst wird die Bewegung des Baggers betrachtet. Als Input werden der Drehwinkel des Oberwagens und die Ausfahrwege der Hydraulikzylinder des Referenzzyklus dem Modell vorgegeben. Über PID-Regler werden diese Soll-Werte mit den Ist-Werten verglichen und ausgehend von der Differenz die Aktoren angesteuert. In Abbildung 54 sind exemplarisch der Drehwinkel des Oberwagens und der Ausfahrweg des Löffelzylinders dargestellt.

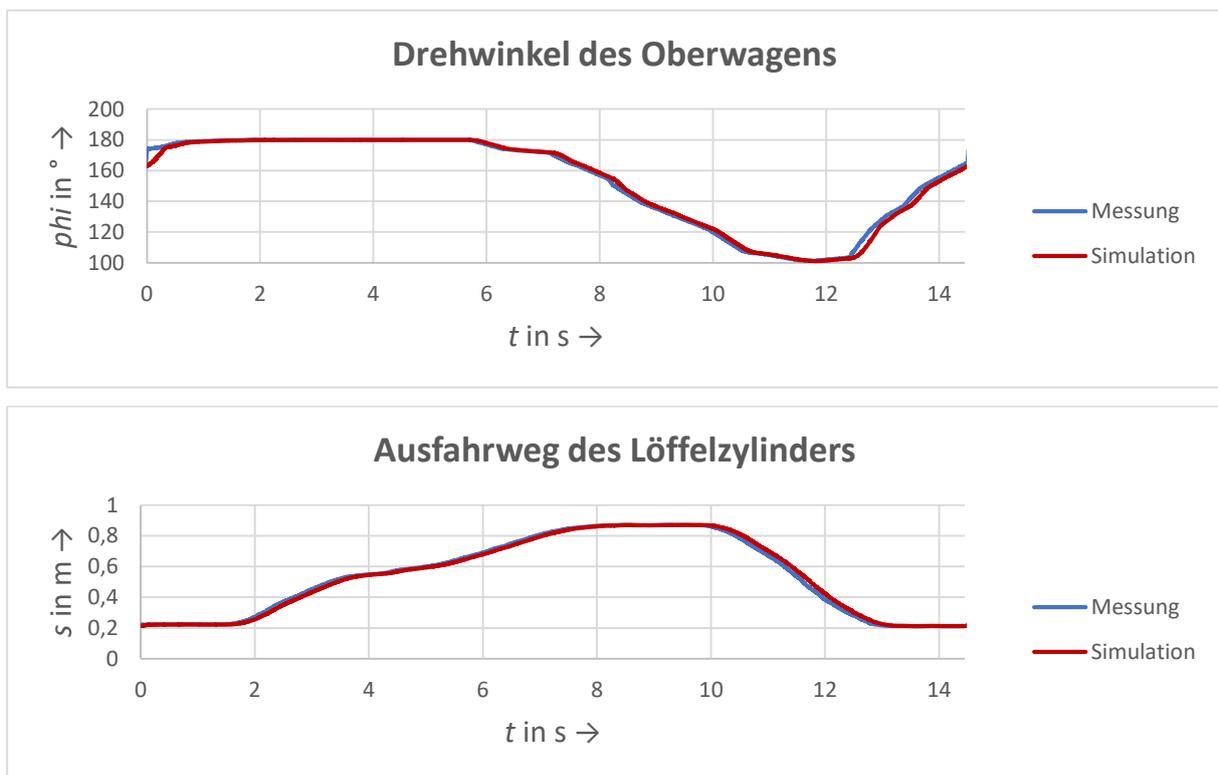


Abbildung 54: Drehwinkel des Oberwagens, Ausfahrweg des Löffelzylinders (Messung, Simulation)

Die Verläufe des Referenzzyklus entsprechen dem Soll-Wert und sind blau markiert. Die Verläufe der Ist-Werte in der Simulation sind demgegenüber rot gefärbt. Da die Soll- und Ist-Verläufe nahezu deckungsgleich sind, kann davon ausgegangen werden, dass die Bewegungscharakteristik des Referenzzyklus im Simulationsmodell gut abgebildet wird.

Neben den Bewegungen sollen auch die benötigten Energiemengen der Verbraucher im Simulationsmodell möglichst den auf Basis der Messdaten berechneten Werten (siehe Kapitel 5.2) entsprechen. Eine Gegenüberstellung dieser Werte ist in Tabelle 5 gegeben. Die Energiemengen für die Hubzylinder und den Drehmotor weichen nur sehr geringfügig voneinander ab. Eine etwas größere Differenz von knapp 10% besteht zwischen den Werten für den Löffelzylinder. Signifikante Unterschiede treten aber nur beim Stielzylinder auf. Die Energiemenge in der Simulation ist dabei um ca. 30% kleiner als sie laut den Messdaten ausfallen müsste. Zurückzuführen ist diese Differenz darauf, dass sowohl Grabkräfte als auch zusätzliche Lastkräfte nicht berücksichtigt werden. Im Modell wird demnach die reine Leerbewegung des Baggers simuliert. So ist im Gegensatz zu den Messdaten in der Simulation keine erhöhte Leistungsanforderung des Stielzylinders beim Vorgang des Löffel Befüllens zu erkennen. Da der Stielzylinder nicht Gegenstand der Hybridisierungsmaßnahmen ist, wird davon ausgegangen, dass auch die hydraulische Charakteristik des Hydraulikbaggers dennoch ausreichend gut durch das Modell dargestellt wird.

Tabelle 5: Benötigte Energiemengen der Verbraucher entsprechend den Mess- und Simulationsdaten pro Zyklus

	Messung	Simulation
Hubzylinder	97,2 kJ	94,1 kJ
Stielzylinder	78,7 kJ	54,4 kJ
Löffelzylinder	64,1 kJ	71,2 kJ
Drehmotor	41,7 kJ	42,3 kJ

6.6.2 Gegenüberstellung der untersuchten Antriebsstrukturen

Antriebsstruktur A und B unterscheiden sich im Wesentlichen darin von der konventionellen Struktur, dass das Drehwerk elektrifiziert ist. Dies führt zu Veränderungen am hydraulischen System, die zum Beispiel an der bereitgestellten Leistung der Pumpe ersichtlich werden. In Abbildung 55 werden die zeitlichen Verläufe der simulierten Pumpenleistung für die drei Antriebsstrukturen demonstriert. Die Verläufe für Struktur A und B sind nahezu identisch und weichen erwartungsgemäß fast ausschließlich

in den Zeiträumen, in denen das Drehwerk betätigt wird von dem Verlauf der konventionellen Struktur ab. Die Integration der Pumpenleistung über den Referenzzyklus ergibt, dass laut dem Simulationsmodell ca. 20% der Pumpenenergie durch die Elektrifizierung des Drehwerks eingespart werden können.

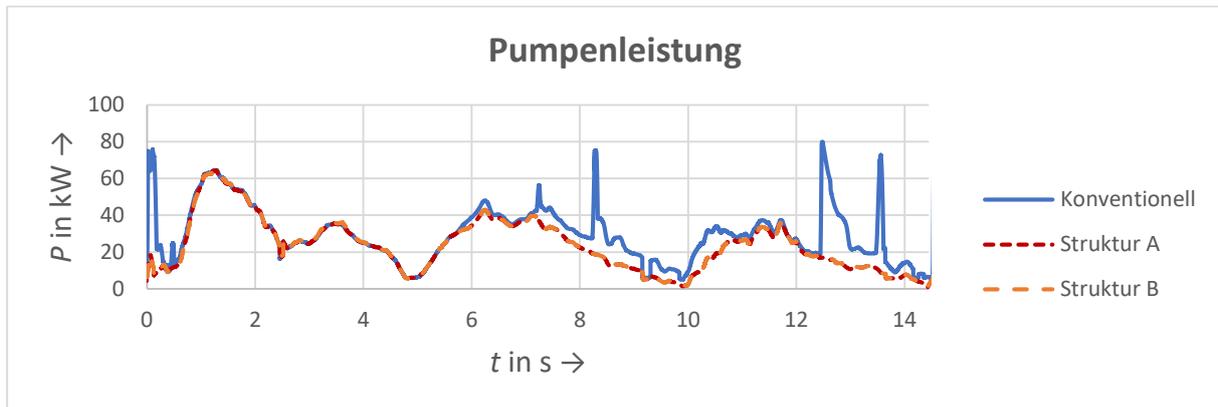


Abbildung 55: Bereitgestellte Leistung der Pumpe bei den untersuchten Antriebsstrukturen

Den Einsparungen bezüglich der Pumpenenergie stehen bei den Strukturen A und B allerdings zusätzliche Aufwände zum Antrieb des elektrischen Drehmotors gegenüber. Der Leistungsverlauf der elektrischen E-Maschine ist für beide Hybridstrukturen gleich und in Abbildung 56 dargestellt. In den Bereichen negativer Leistung wird das Drehwerk abgebremst. In diesen Phasen wird Energie aus dem Drehwerk rekuperiert und in die Batterie gespeist.

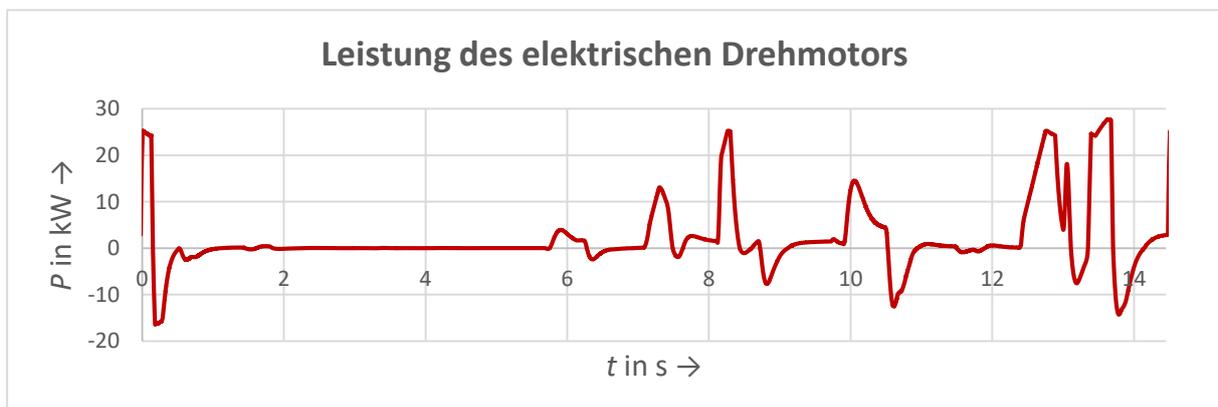


Abbildung 56: Elektrische Leistung des Drehmotors für Antriebsstruktur A und B

Zudem sehen beide Strukturen vor, dass eine weitere elektrische Maschine auf der Motorwelle platziert ist und bei Bedarf generatorisch betrieben wird, um die Batterie aufzuladen. In der Simulation wird die elektrische Maschine so betrieben, dass der SOC der Batterie zum Beginn und zum Ende des analysierten Zeitraums den gleichen Wert hat. Dafür sind bei Antriebsstruktur A pro Zyklus im Schnitt 28,5 kJ notwendig.

Für Antriebsstruktur B reduziert sich dieser Wert sogar auf 15,6 kJ. Dies ist auf die zusätzliche Möglichkeit, Energie beim Absenken der Hubzylinder zu rekuperieren, zurückzuführen. Die Rekuperation erfolgt über einen hydraulischen Motor, der mit dem tankseitigen Anschluss der Hubzylinder verbunden ist. Die zu Verfügung stehende Leistung am hydraulischen Motor (dargestellt in Abbildung 57) wird dazu genutzt eine weitere E-Maschine anzutreiben und auf diesem Weg Energie in die Batterie zu speisen. Aus dem Leistungsverlauf wird ersichtlich, dass die Absenkbewegung der Hubzylinder in den ersten beiden Sekunden des Referenzzyklus stattfindet.

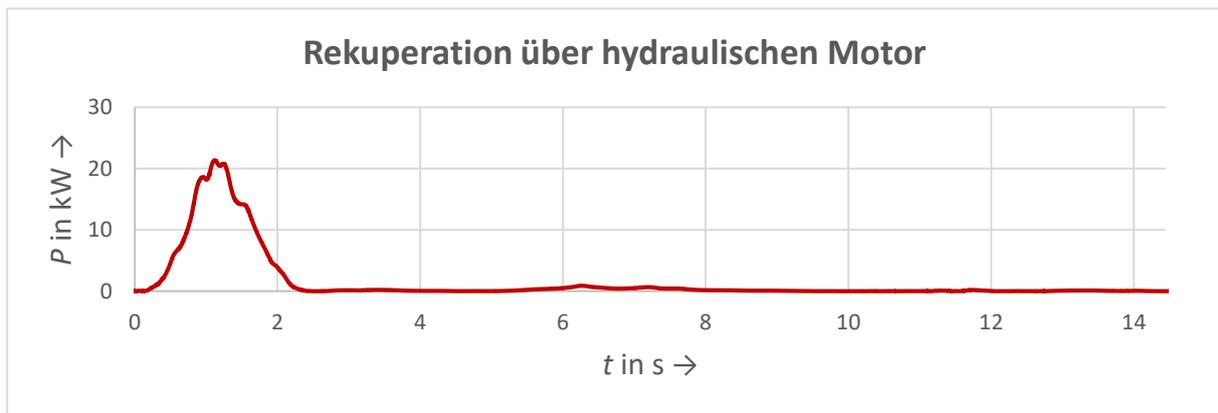


Abbildung 57: Rekuperierbare Leistung durch Absenken der Hubzylinder

Effizienzsteigerungen

Die wesentlichen Ergebnisse der Simulation hinsichtlich der Effizienzsteigerung können Tabelle 6 entnommen werden. Bei der konventionellen Struktur ist eine Energiemenge in Höhe von 663,9 kJ vom Verbrennungsmotor aufzubringen. Für Antriebsstruktur A reduziert sich dieser Wert auf 592,2 kJ, was einer Effizienzsteigerung von 10,8% entspricht. Bei Antriebsstruktur B beträgt die erforderliche Energiemenge 581,2 kJ und die Effizienzsteigerung 12,5%.

Tabelle 6: Effizienzsteigerung durch Hybridisierungsstrukturen

	Energiemenge pro Zyklus	Effizienzsteigerung	Effizienzsteigerung (Potenzialanalyse)
Konventionelle Struktur	663,9 kJ		
Struktur A	592,2 kJ	10,8 %	9,1 %
Struktur B	581,2 kJ	12,5 %	19,5 %

Zum Vergleich der Simulationsergebnisse mit der Potenzialanalyse sind in der rechten Spalte der Tabelle 6 die rechnerisch ermittelten Effizienzsteigerungen (siehe Kapitel 5.5) der Hybridstrukturen aufgeführt. Während das Simulationsmodell für Struktur A eine etwas höhere Effizienzsteigerung prognostiziert als die Potenzialanalyse, liegt die Effizienzsteigerung für Struktur B in der Simulation deutlich unter dem berechneten Wert der Potenzialanalyse. Daraus lässt sich schließen, dass im Simulationsmodell das Potenzial zur Rekuperation aus den Hubzylindern nicht vollständig ausgeschöpft wird.

Kraftstoffeinsparungen

Für die ganzheitliche Betrachtung des Systems wird abschließend der Verbrennungsmotor hinzugezogen. In Tabelle 7 ist aufgelistet, wie viel Kraftstoff bei den Hybridisierungsstrukturen A und B eingespart werden kann.

Tabelle 7: Kraftstoffeinsparungen bei Hybridisierungsstrukturen

	Kraftstoffeinsparung
Struktur A	8,3 %
Struktur B	9,3 %

Die Simulation der Antriebsstrukturen führt demnach zu dem Ergebnis, dass durch die beiden untersuchten Hybridisierungsmaßnahmen bei dem betrachteten 90-Grad-Ladespiel 8,3% beziehungsweise 9,3% Kraftstoff eingespart werden können. Einhergehend mit den Hybridisierungsmaßnahmen gibt es zudem noch weitere Potenziale zur Effizienzsteigerung, zum Beispiel durch die Implementierung einer optimierten Hybridstrategie oder eine gezielte Auslegung des Verbrennungsmotors. Diese Potenziale können mit dem entwickelten Simulationsmodell jedoch nicht quantifiziert werden.

7 Literatur

- [1] Baumgarten, A.: Entwicklung und Implementierung einer Methode zur Ermittlung von Referenzzyklen. Bachelorarbeit, 31.10.2021, Karlsruher Institut für Technologie, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen.
- [2] Kögel, F.: Bewertung ausgewählter Hybridisierungsmaßnahmen eines Hydraulikbaggers unter Verwendung computergestützter Simulation. Masterarbeit, 31.12.2021, Karlsruher Institut für Technologie, Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen.
- [3] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen – Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 10, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2012, ISBN: 978-3-86644-808-7.
- [4] Beck, M. et al.: Das Hydrostatisch Regenerative Bremssystem von Rexroth: Anwendungen und Potentiale für Fahrzeuge mit hydrostatischem Fahrantrieb. In: Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e. V. (Hrsg.): Baumaschinentechnik 2009 – Energie, Ressourcen, Umwelt 2009, S. 71-78.
- [5] United Nations Economic Commission for Europe: Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train [...] – E/ECE/324; E/ECE/TRANS/505; Regulation No. 101. 2005, Zugriff am 14.09.2020.
- [6] Scholler, C.: Modellgestützter Vergleich hydraulischer Konzepte zur Reduzierung des Energiebedarfs mobiler Arbeitsmaschinen unter Berücksichtigung variabler, kundenspezifischer Nutzungsprofile am Beispiel eines Baggers. Dissertation.
- [7] Holländer, C.: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen. Dissertation, 1998, Technische Universität Braunschweig, Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik.
- [8] Fecke, M.: Bewertung der Energieeffizienz von Baumaschinen mithilfe einer praxisnahen Lastzyklusentwicklung für einen In-Situ-Test. 2018, DOI: 10.25926/v2qd-mq87.
- [9] Kagoshima, M. et al.: Development of New Hybrid Excavator. In: Kobelco (Hrsg.): Kobelco Technology Review, Bd. 27 2007, S. 39-42.

- [10] Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. Aachen: Shaker 2011, ISBN: 978-3-8322-9786-2.
- [11] Geimer, M. und Scherer, P.: TEAM – Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen – Themenschwerpunkt 1 - Ermittlung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen. 2015.
- [12] Sturm, C.: Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. Zugl.: Karlsruhe, KIT, Diss., 2015, DOI: 10.5445/KSP/1000047809. URL – <https://edocs.tib.eu/files/e01fn15/833594842.pdf>.
- [13] Deiters, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, 2009, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig.
- [14] Lin, T. et al.: Development of hybrid powered hydraulic construction machinery. Automation in Construction 19 (2010) H. 1, S. 11-19.
- [15] Sierks-Schilling, B.: 12MTX HYBRID – Ein Wichtiges Projekt für den Umweltschutz. Tiefbau 2009 (2009) H. 4, S. 228-229.
- [16] Bauforum24: Liebherr Hybridbagger R 9XX Prototyp Walkaround - Hybrid Excavator Details - bauma. URL – <https://www.youtube.com/watch?v=dmTt3CDcPrY>, Zugriff am 15.09.2020.
- [17] Caterpillar: Hybrid-Hydraulikbagger Cat 336E H – kompromisslose Leistung bei niedrigem Verbrauch. 2013. URL – https://www.cat.com/de_DE/news/machine-press-releases/cat-336e-h-hydraulichybridexcavator delivers no compromise fuel savin.html, Zugriff am 29.09.2020.
- [18] Caterpillar: GETTING INTO THE SWING – The Cat 336E H Cuts Cost, Not Power. 2013.
- [19] ForConstructionPros: Hybrid Valve Boosts Cat 390F Efficiency and Performance. (25.03.2014). URL – https://www.youtube.com/watch?v=Oa_mGJO1zw.
- [20] Hitachi Construction Machinery: Hitachi launches ZH210LC-5 hybrid in Europe. 04.04.2014. URL – <https://www.hitachicm.eu/press-center/hitachi-launches-zh210lc-5-hybrid/>, Zugriff am 29.09.2020.
- [21] Caterpillar: Fuel Efficient 336F L/LN XE Hybrid Combines With Integrated Payload and Grade Control Technologies to Boost Jobsite Productivity. 03/2015. URL – https://www.cat.com/en_GB/news/machine-press-releases/fuel-efficient-336flnxehybridmeetseustageivemissionstandardsand.html, Zugriff am 29.09.2020.

- [22] Komatsu Europe International N.V.: Discover Hybrid Technology. 09/2017. URL – https://www.komatsu.eu/-/media/sites/komatsu/discover/discover_hybrid_technology_en.ashx?v=2f4962838a264153baa046123901985a, Zugriff am 14.09.2020.
- [23] Kobelco Construction Machinery U.S.A.: KOBELCO SK210HLC-10 Hybrid Excavator. URL – <https://www.youtube.com/watch?v=RMW9k-tzR-E>, Zugriff am 29.09.2020.
- [24] Kobelco Construction Machinery U.S.A.: SK210HLC-10 Hybrid. URL – <https://kobelco-usa.com/excavators/excavators/north-america/conventional-excavators/sk210hlc-10-hybrid>, Zugriff am 29.09.2020.
- [25] Komatsu Europe International N.V.: HB215LC-2 Hybrid. URL – <https://www.komatsu.eu/en/excavators/crawler-excavators/hybrid-crawler-excavators/hb215lc-2-hybrid>, Zugriff am 29.09.2020.
- [26] Volvo Construction Equipment: Volvo Brochure Compact Excavator EC300E Hybrid English. URL – https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/excavators/crawler-excavators/brochures/brochure_ec300e_hybrid_t4f_en_22_voe2210009490.pdf?v=8zBNPw, Zugriff am 29.09.2020.
- [27] Cheng, T. und O'Sullivan, B.: Volvo EC300E Hybrid reduces fuel consumption by up to 15%. 15.01.2020. URL – <https://www.volvoce.com/united-states/en-us/about-us/news/2020/volvo-ec300e-hybrid-reduces-fuel-consumption-by-up-to-15-percent/>, Zugriff am 15.09.2020.
- [28] Kobelco Construction Machinery U.S.A.: KOBELCO SK210HLC-10 Hybrid Excavator. URL – <https://www.youtube.com/watch?v=RMW9k-tzR-E>.
- [29] Yun, S. N.: Current Status of Independent Metering Valve Application. *Journal of Drive and Control* 15 (2018) H. 4, S. 108-112.
- [30] Wang, H.; Wang, Q. und Hu, B.: A review of developments in energy storage systems for hybrid excavators. *Automation in Construction* 80 (2017) H. 3, S. 1-10.
- [31] Aoki, Y. et al.: Load Sensing Fluid Power Systems. International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition, SEP. 12, 1994. In: SAE Technical Paper Series: SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States 1994.
- [32] ExxonMobil: Hydraulischer Wirkungsgrad. URL – https://www.mobil.com.de/industrial/-/media/files/global/de/tt_hydraulischer-wirkungsgrad.pdf, Zugriff am 03.03.2021.
- [33] Tschöke, H.; Gutzmer, P. und Pfund, T.: Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2019, DOI: 10.1007/978-3-662-60356-7.

- [34] Kurzweil, P. und Dietlmeier, O. K.: Elektrochemische Speicher. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2018, DOI: 10.1007/978-3-658-21829-4.