

Philip Nagel

## Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen



Philip Nagel

**Entwicklung einer Betriebsstrategie  
zur Energierückgewinnung in hybriden  
Mehrverbrauchersystemen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik  
Band 46**

Herausgeber

**FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik**

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

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

# **Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen**

von  
Philip Nagel

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Fakultät für Maschinenbau, 2015

#### Impressum



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

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

[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed  
under the Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License  
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):  
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2016

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0479-5

DOI: 10.5445/KSP/1000051743

# Vorwort des Herausgebers

Hybridantriebe in Fahrzeugen ermöglichen eine Steigerung der Effizienz, indem Energie rekuperiert wird. So kann der Kraftstoffverbrauch der Fahrzeuge und die CO<sub>2</sub>-Belastung der Umwelt reduziert werden. Um ein möglichst hohes Effizienzsteigerungspotential des Fahrzeugs realisieren zu können, muss eine für das Antriebssystem optimierte Betriebsstrategie implementiert werden. Vielfältige Forschungsarbeiten an unterschiedlichen Fahrzeuggattungen sind heute in diesem Themenfeld zu beobachten.

Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik leistet einen Beitrag, die Energieeffizienz von Fahrzeugen zu steigern. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden in der Schriftenreihe Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchtet: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Im Vergleich zu Kraftfahrzeugen besitzen mobile Arbeitsmaschinen neben dem Fahrtrieb einen Arbeitsantrieb mit signifikantem Energieanteil. Bei der Entwicklung einer Betriebsstrategie für hybride mobile Arbeitsmaschinen sind beide Antriebe zu berücksichtigen.

Im Band 46 greift Herr Nagel das Thema der Betriebsstrategie für diese Maschinen auf und entwickelt das Verfahren des äquivalenten Kraftstoffverbrauchs, Equivalent Fuel Consumption Minimization Strategy (ECMS), weiter. Durch Einführung eines Effizienzkennwerts kann das Verfahren auf mehrere Leistungsknoten erweitert und so auf mobile Arbeitsmaschinen übertragen werden. Am Beispiel eines Teleskopladlers wird die Wirksamkeit der Betriebsstrategie gezeigt.



**Entwicklung einer Betriebsstrategie zur  
Energierückgewinnung  
in hybriden Mehrverbrauchersystemen**

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Philip Nagel

Tag der mündlichen Prüfung:

20. November 2015

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Christoph Stiller



## Kurzfassung

Eine vielversprechende Möglichkeit zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen einer mobilen Arbeitsmaschine ist die Hybridisierung des Antriebssystems. Dabei hat die Betriebsstrategie einen entscheidenden Einfluss auf das real erzielbare Einsparpotential. Eine direkte Übertragung etablierter Ansätze aus dem Bereich hybrid-elektrischer Fährantriebe ist jedoch aufgrund der Vielzahl an Aktuatoren in mobilen Arbeitsmaschinen nicht möglich.

In der vorliegenden Arbeit werden deshalb Betriebsstrategien für hybride Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen entwickelt, bei welchen mehrere Aktuatoren mit einem Speicher in Wechselwirkung stehen. Grundlage dieser Betriebsstrategien ist ein allgemeingültiger Ansatz zur Bewertung der Effizienz von Steuerentscheidungen. Dazu wird der aus der Steuerung resultierende Leistungsfluss des Speichers auf den Verbrennungsmotor projiziert. Durch die Betriebsstrategie wird anschließend die Steuerentscheidung ausgewählt, welche die höchste Effizienz besitzt und gleichzeitig über einem heuristischen Schwellwert liegt. In experimentellen Untersuchungen am Beispiel eines hydraulisch-hybriden Teleskopladlers wird eine erzielbare Kraftstoffeinsparung von bis zu 10% für einen Stapelinsatz nachgewiesen.



# Abstract

The hybridisation of mobile machines is a promising approach towards reduced fuel consumption and exhaust emissions. Especially the energy management strategy has a crucial influence on the real achievable savings. However, a direct transfer of proven algorithms from hybrid-electric drive systems is not possible due to the large number of actuators in mobile machines.

In this thesis, energy management strategies are developed for hybrid drive systems in which multiple actuators are interacting with an accumulator. The strategies are derived using a universal approach for efficiency assessment of control decisions. Therefore the accumulator's power flow is weighted by its impact onto the internal combustion engine. The energy management strategy subsequently chooses the control decision with the highest efficiency above a heuristic threshold. Experimental studies with a hybrid hydraulic telescopic handler show up to 10% of measured fuel savings for a stacking cycle.



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, dem Leiter des Instituts, danke ich für die anregenden Diskussionen und für die Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Christoph Stiller, Leiter des Instituts für Mess- und Regelungstechnik (MRT) am KIT, danke ich für das Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin bedanke ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch, Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen (IFKM) am KIT, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich danke all meinen Kollegen am Institut für die großartige Arbeitsatmosphäre und die zahlreichen spannenden Diskussionen. Der Institutswerkstatt danke ich für die spanende Zusammenarbeit. Des Weiteren gilt mein Dank auch all den Studenten, die mich in meiner Arbeit unterstützt haben, allen voran Matthias Eix, Philipp Suhm, Christoph Martin und Hans Bauer.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Lennart Roos vom Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) der TU Braunschweig für die herausragende Zusammenarbeit in unserem gemeinsamen Forschungsprojekt.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Eva, die mich immer unterstützt hat und somit auch wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen hat.

Leonberg, im Dezember 2015

Philip Nagel



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation	1
1.2	Zielsetzung	2
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Einsatzgebiete von Hybridantrieben</b>	<b>3</b>
2.1	Hybridantriebe bei On-Road Fahrzeugen	6
2.2	Hybridantriebe bei mobilen Arbeitsmaschinen	7
<b>3</b>	<b>Betriebsstrategien zur Steuerung von Hybridfahrzeugen</b>	<b>11</b>
3.1	Problemdefinition	13
3.2	Klassifizierung von Betriebsstrategien	17
3.3	Heuristische Verfahren	19
3.4	Optimierungsbasierte Verfahren	20
3.4.1	Verfahren mit Optimierungshorizont	21
3.4.2	Verfahren ohne Optimierungshorizont	27
3.5	Zusammenfassung	30
<b>4</b>	<b>Effizienzbewertung von Steuerentscheidungen</b>	<b>33</b>
4.1	Modellbildung	34
4.1.1	Allgemeines Modell eines Antriebssystems	34
4.1.2	Wechselwirkung von Teilsystemen	39
4.2	Ansatz zur Effizienzbewertung	42
4.2.1	Effizienz im Entlastungsfall	42
4.2.2	Effizienz im Rekuperationsfall	47
4.2.3	Effizienz des Gesamtsystems	49
<b>5</b>	<b>Entwicklung einer Betriebsstrategie</b>	<b>53</b>
5.1	Basisstrategie	56
5.2	Optimierungsbasierte Betriebsstrategie	57
5.2.1	Strategie mit konstanten Schwellwerten	58
5.2.2	Strategie mit variablen Schwellwerten	59

<b>6</b>	<b>Hybrides Antriebssystem eines Teleskopladern</b>	<b>61</b>
6.1	Referenzsystem	61
6.2	Hybrides Antriebssystem	63
6.3	Entwicklung der Betriebsstrategie	66
6.3.1	Effizienzbewertung	68
6.3.2	Basisstrategie	85
6.3.3	Optimierungs-basierte Betriebsstrategie	85
<b>7</b>	<b>Verifikation im Versuch</b>	<b>91</b>
7.1	Maschinenzyklus	92
7.2	Potentialabschätzung	94
7.3	Ergebnisse	97
7.3.1	Basisstrategie	98
7.3.2	Strategie mit konstante Schwellwerte	101
7.3.3	Strategie mit variablen Schwellwerten	105
7.4	Interpretation der Versuchsergebnisse	109
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>115</b>
<b>A</b>	<b>Messdaten</b>	<b>117</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>125</b>

# Formelzeichen, Abkürzungen

## Lateinische Zeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$b_e$	spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh
$\bar{b}_e$	durchschn. spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh
$e$	Kante eines Graphen	-
$E_i$	konventioneller Energieeintrag in TS $i$	J
$E_j$	konventioneller Energieeintrag in TS $j$	J
$E_{Si}$	Energieeintrag des Speichers in TS $i$	J
$E_{Sj}$	Energieeintrag des Speichers in TS $j$	J
$g$	Randbedingung	-
$G$	Gütefunktion	-
$h$	Randbedingung	-
$H$	Hamilton-Funktion	-
$i$	Randbedingung	-
$J$	Zielfunktion	-
$k$	Zeitschritt	-
$L$	Lagrange-Funktion	-
$m$	Masse Kraftstoff	g
$\dot{m}$	Massenstrom Kraftstoff	g/s
$\dot{m}_{eq}$	äquivalenter Massenstrom Kraftstoff	g/s
$\dot{m}_{ges}$	gesamter Massenstrom Kraftstoff	g/s
$\dot{m}_{real}$	realer Massenstrom Kraftstoff	g/s
$M$	Anzahl Stufen Zustand   Moment	-   Nm
$M_F$	Moment KW für Fahrtrieb	Nm
$M_{KW}$	Moment Kurbelwelle	Nm
$M_{LF}$	Moment Fahrtrieb	Nm
$n$	Anzahl der Freiheitsgrade   Drehzahl	-   $\text{min}^{-1}$
$n_{GW}$	Drehzahl Gelenkwelle	$\text{min}^{-1}$

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

---

$n_{KW}$	Drehzahl Kurbelwelle	$\text{min}^{-1}$
$n_{max}$	Maximale Drehzahl	$\text{min}^{-1}$
$N$	Anzahl der Zeitschritte	-
$\mathcal{O}$	Komplexität	-
$p$	Druck	bar
$p_0$	Vorspanndruck Speicher	bar
$p_1$	Minimaler Betriebsdruck Speicher	bar
$p_2$	Maximaler Betriebsdruck Speicher	bar
$p_{AH}$	Druck Arbeitspumpe	bar
$p_{Hub,B}$	Druck Hubzylinder Bodenseite	bar
$p_L$	Lastdruck Lüfterantrieb	bar
$p_{max}$	Maximaler Druck	bar
$p_S$	Speicherdruck	bar
$p_{S,g}$	Speicherdruck im Grenzfall	bar
$p_T$	Tankdruck	bar
$P$	Leistung	W
$P_{1+2}$	Leistung KW, TS 1 + 2	W
$P_{AH}$	Leistung KW Arbeitshydraulik	W
$P_i$	Leistung KW, TS $i$	W
$P_i^*$	optimale Leistung KW, TS $i$	W
$P_{i,k}$	Leistung KW an Knoten, TS $i$	W
$P_F$	Leistung KW Fahrantrieb	W
$P_{F,K}$	Leistung KW Fahrantrieb an Knoten	W
$P_H$	Leistung KW Hubzylinder	W
$P_{H,K}$	Leistung KW Hubzylinder an Knoten	W
$P_K$	Leistung KW Kippzylinder	W
$P_{konv}$	Leistung KW bei konv. Betrieb	W
$P_{KW}$	Leistung Kurbelwelle	W
$P_L$	Leistung KW Lüfterantrieb	W
$P_{Last}$	Leistungsbedarf eines Verbrauchers	W
$P_{LF}$	Leistungsbedarf Fahrantrieb	W
$P_{LH}$	Leistungsbedarf Hubzylinder	W
$P_{Li}$	Leistungsbedarf am Knoten, TS $i$	W
$P_{Li,eff}$	Effektiver Leistungsbedarf, TS $i$	W
$P_{LK}$	Leistungsbedarf Kippzylinder	W
$P_{L,K}$	Leistung KW Lüfterpumpe an Knoten	W

$P_{LL}$	Leistungsbedarf Lüfterantrieb	W
$P_{prim}$	Leistung des primären Antriebs	W
$P_S$	Speicherleistung	W
$P_{sek}$	Leistung des sekundären Antriebs	W
$P_{SF}$	Speicherleistung Fahrtrieb	W
$P_{SF,K}$	Speicherleistung Fahrtrieb an Knoten	W
$P_{SH}$	Speicherleistung Hubzylinder	W
$P_{SH,K}$	Speicherleistung Hubzylinder an Knoten	W
$P_{Si}$	Speicherleistung, TS $i$	W
$P_{Si,K}$	Speicherleistung an Knoten, TS $i$	W
$P_{Sj}$	Speicherleistung, TS $j$	W
$P_{SL}$	Speicherleistung Lüfterantrieb	W
$P_{SL,K}$	Speicherleistung Lüfterantrieb an Knoten	W
$\Delta p_{FG}$	Druckdifferenz Fahrgetriebe	bar
$\Delta p_{LS}$	Load-Sensing Regeldruckdifferenz	bar
$\Delta p_{Steuer}$	Steuerdruckdifferenz	bar
$\Delta p_{Verlust}$	Druckverlust	bar
$\Delta P_i$	Änderung der Kurbelwellenleistung, TS $i$	W
$\Delta P_{i,ent}$	Anteil von $\Delta P_i$ durch Entlastung	W
$\Delta P_{i,mot}$	Anteil von $\Delta P_i$ durch motorischen Betrieb	W
$\Delta P_{Si,ent}$	Anteil von $P_{Si}$ für Entlastung	W
$\Delta P_{Si,mot}$	Anteil von $P_{Si}$ für motorischen Betrieb	W
$Q_L$	Volumenstrom der Lüfterpumpe	L/min
$Q_{SL}$	Volumenstrom, Speicher - Lüfter	L/min
$Q_{SF}$	Volumenstrom, Speicher - Fahrtrieb	L/min
$t$	Zeit	s
$T$	Zyklusdauer   Zeitkonstante	s   s
$u$	Steuergröße, Steuervektor	-
$u^*$	optimaler Steuervektor	-
$u_{Basis}$	Steuervektor, Basisstrategie	-
$u_{Konst}$	Steuervektor, Strategie <i>Konst</i>	-
$u_{Var}$	Steuervektor, Strategie <i>Var</i>	-
$U$	Menge aller Steuervektoren	-
$U_{zul}$	Menge der zul. Steuervektoren	-
$v$	Geschwindigkeit	m/s
$V$	Hubvolumen, Schluckvolumen	cm <sup>3</sup>

$V_0$	Nennvolumen eines Hydrospeichers	L
$V_{max}$	Maximales Hubvolumen	cm <sup>3</sup>
$V_{SF}$	Hubvolumen Speicherhydrostat	cm <sup>3</sup>
$V_{SF,g}$	Hubvolumen Speicherhydrostat, Grenzfall	cm <sup>3</sup>
$V_{FP}$	Hubvolumen Fahrpumpe	cm <sup>3</sup>
$V_{FM}$	Hubvolumen Fahrmotor	cm <sup>3</sup>
$x$	Zustand   Weg	-   m
$x_{Hub}$	Weg Hubzylinder	mm
$x_S$	Speicherzustand	bar
$\bar{x}_S$	Angestrebter Speicherzustand	bar
$X$	Menge aller theor. erreichbaren Knoten	-
$X_k$	Menge Knoten in Zeitschritt $k$	-
$y$	Speicherleistung	W
$y_F$	Speicherleistung Fahrtrieb	W
$y_{F,g}$	Speicherleistung Fahrtrieb, Grenzfall	W
$y_H$	Speicherleistung Hubzylinder	W
$y_i$	Speicherleistung in TS $i$	W
$y_{i,Basis}$	Speicherleistung der Basisstrategie	W
$y_{i,g}$	Speicherleistung im Grenzfall in TS $i$	W
$y_L$	Speicherleistung Lüfterantrieb	W
$y_{L,g}$	Speicherleistung Lüfterantrieb Grenzfall	W

## Griechische Zeichen

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$\gamma$	Lokaler Strafterm	-
$\Phi$	Integraler Strafterm	-
$\alpha$	Gewichtung eines integralen Strafterms	-
$\alpha^+$	Gewichtung, höherer Speicherzustand	-
$\alpha^-$	Gewichtung, niedrigerer Speicherzustand	-
$\lambda$	Gewichtung einer Randbedingung	-
$\varepsilon$	Effizienz des Gesamtsystems	-
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta_{AH}$	Wirkungsgrad Arbeitspumpe	-

$\eta_F$	Wirkungsgrad des Fahrgetriebes	-
$\eta_{FG}$	Gesamtwirkungsgrad Fahrgetriebe	-
$\eta_H$	Wirkungsgrad Ventilsteuerung Hubzyl.	-
$\eta_i$	Wirkungsgrad des konv. Pfads, TS $i$	-
$\eta_K$	Wirkungsgrad Ventilsteuerung Kippzyl.	-
$\eta_L$	Wirkungsgrad des Lüfterantriebs	-
$\eta_{Li}$	Wirkungsgrad der Pfads zur Last, TS $i$	-
$\eta_{max}$	Maximaler Wirkungsgrad	-
$\eta_{SF}$	Wirkungsgrad, Speicher - Fahrtrieb	-
$\eta_{SF,hm}$	Hydr.-Mech. Wirkungsgrad Speicherhy.	-
$\eta_{SF,vol}$	Vol. Wirkungsgrad Speicherhydrostat	-
$\eta_{SH}$	Wirkungsgrad, Hubzylinder - Speicher	-
$\eta_{Si}$	Wirkungsgrad des Speicherpfads, TS $i$	-
$\eta_{SL}$	Wirkungsgrad, Speicher - Lüfterantrieb	-
$\xi$	Effizienz einer Entlastung	-
$\xi_F$	Effizienz einer Entlastung, Fahrtrieb	-
$\xi_{F,max}$	max. Eff. einer Entlastung, Fahrtrieb	-
$\xi_i$	Effizienz einer Entlastung, TS $i$	-
$\xi_L$	Effizienz einer Entlastung, Lüfterantrieb	-
$\xi_{min}$	Schwellwert für Entlastung	-
$\xi_{min,Basis}$	Schwellwert für Entlastung, Basisstrategie	-
$\zeta$	Effizienz einer Rekuperation	-
$\zeta_{AH}$	Eff. einer Rekuperation, Arbeitshydraulik	-
$\zeta_F$	Effizienz einer Rekuperation, Fahrtrieb	-
$\zeta_i$	Effizienz einer Rekuperation, TS $i$	-
$\zeta_{min}$	Schwellwert für Rekuperation	-

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AH	Arbeitshydraulik
Basis	Basisstrategie
BS	Betriebsstrategie
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid

DP	Dynamische Programmierung
ECMS	Equivalent Fuel Consumption Minimization Strategy
ECU	Electronic control unit
FG	Freiheitsgrad
GW	Gelenkwelle
HEV	Hybrid electric vehicle
Hub	Hubzylinder
$K_1, K_2, K_3$	Betriebsstrategie mit konstanten Schwellwerten
Konv	Konventioneller Betrieb
KW	Kurbelwelle
LS	Load-Sensing
Nfz	Nutzfahrzeug
Pkw	Personenkraftwagen
Optimal	Optimierte Betriebsstrategie
S	Speicher
TS	Teilsystem
V	Verbraucher
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZA	Strategie mit zustandsabhängigen Schwellwerten

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Die stetige Verschärfung von Abgasnormen [19, 64] und steigende Rohstoffkosten [4] haben die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs mobiler Arbeitsmaschinen in den letzten Jahren zu einem wichtigen Entwicklungsziel gemacht. Eine wesentliche Möglichkeit zur Erreichung dieses Ziels ist die Hybridisierung des Antriebsstrangs, bei welcher mehrere Antriebsarten miteinander kombiniert werden [18]. Die in unterschiedlichen Formen gespeicherte Energie wird über entsprechende Wandler zum Vortrieb [50], für Arbeitsaufgaben oder für Nebenantriebe eingesetzt. Dadurch können ineffiziente Betriebszustände des Verbrennungsmotors vermieden und somit Kraftstoffverbrauch und Emissionen reduziert werden. Besteht die Möglichkeit Energie in einen der Speicher zurückzuspeisen, so kann kinetische oder potentielle Energie bei Brems- oder Absenkvorgängen zurückgewonnen werden. Durch erneuten Eintrag dieser Energie kann ein zusätzliche Effizienzsteigerung ermöglicht werden.

So bieten bereits heute alle großen Automobilhersteller Hybridfahrzeuge in ihrer Modellpalette an. Im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen sind seit einigen Jahren ebenfalls erste Maschinen mit Hybridantrieb auf dem Markt [62]. In den meisten Fällen konzentrieren sich diese Systeme jedoch nur auf einen Verbraucher, beispielsweise den Fahrtrieb oder einen Linearantrieb, anstatt das Antriebssystem ganzheitlich zu betrachten. Als Verbraucher sind alle Aktuatoren (Stellglieder) des Antriebssystems mit signifikanter Leistung, wie Motoren oder Zylinder, zu verstehen. Im Fokus dieser Arbeit stehen hybride Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen, welche mehrere Verbraucher, wie beispielsweise den Fahr- und Arbeitsantrieb, einbeziehen. Durch Energierückgewinnung und deren intelligente Nutzung wird eine signifikant höhere Energieeffizienz ermöglicht.

Entscheidend für das reale Einsparpotential eines Hybridantriebs ist die übergeordnete Betriebsstrategie. Sie bestimmt die Leistungsflüsse innerhalb des Antriebssystems und steuert den Ladezustand des Speichers. Auf diesem Gebiet wurde für Hybridfahrzeuge bereits viel Forschungs- und Entwicklungsarbeit geleistet, so dass sich einige Steuerungsansätze etabliert haben. Es stellt sich die Frage, inwiefern diese Ansätze auf hybride Mehrverbrauchersysteme mit einer höheren Anzahl an Verbrauchern übertragen werden können.

### 1.2 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer effizienten Betriebsstrategie für hydraulisch-hybride Mehrverbrauchersysteme mobiler Arbeitsmaschinen mit einem zentralen Speicher und mehreren damit in Wechselwirkung stehenden Verbrauchern. Dabei liegt der Fokus auf einer Steigerung der Energieeffizienz durch Rückgewinnung von Energie und deren intelligenter Nutzung.

Die vielen Freiheitsgrade eines solchen Systems führen zu einer komplexen Problemstellung bei der Entwicklung der Betriebsstrategie. Es wird eine Betriebsstrategie mit teils heuristischen Randbedingungen angestrebt, so dass ein nennenswertes Einsparpotential bei deutlich reduzierter Komplexität erzielt werden kann. Hierzu ist ein allgemeingültiges Systemmodell für hybride Mehrverbrauchersysteme zu entwickeln, mit dessen Hilfe eine objektive Bewertung von Steuerentscheidungen möglich ist. Basierend darauf ist ein methodisches Vorgehen zur Ableitung einer ganzheitlichen Betriebsstrategie zu erarbeiten. Aufgrund des vielfältigen Einsatzspektrums einer mobilen Arbeitsmaschine soll diese Strategie zyklusunabhängig sein und sich methodisch auf unterschiedliche Maschinentypen und Systemtopologien übertragen lassen. Es ist zu untersuchen, ob hierbei auf bekannte Ansätze aus dem Bereich der Hybrid-Pkw aufgebaut werden kann.

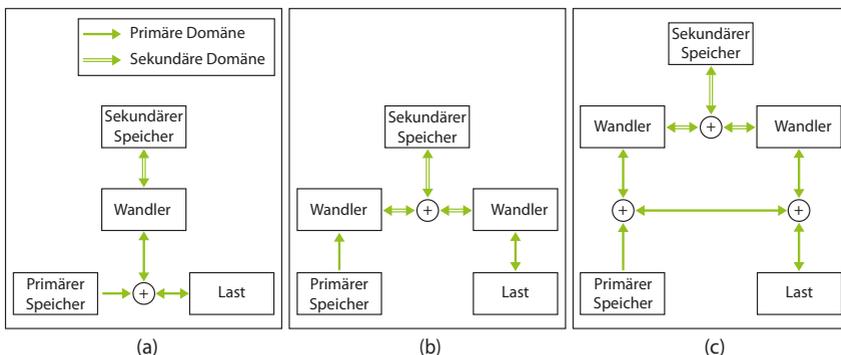
Der entwickelte Ansatz soll am Beispiel eines Teleskopladlers verifiziert werden. Hierzu sollen Betriebsstrategien unterschiedlicher Komplexität abgeleitet und deren Einsparpotential im Versuch ermittelt werden. Die Ergebnisse sind zu interpretiert und mit einer berechneten, optimalen Steuerung zu vergleichen. Abschließend sollen Möglichkeiten zur weiteren Optimierung des Ansatzes aufgezeigt und diskutiert werden.

## 2 Grundlagen und Einsatzgebiete von Hybridantrieben

Die Definition eines hybriden Antriebs findet sich in [26, 5]: Ein Hybridantrieb zeichnet sich dadurch aus, dass er über zwei oder mehr Energiespeicher verfügt. Da sich die vorliegende Arbeit auf Energierückgewinnung konzentriert, wird gemäß Thiebes [62] zusätzlich vorausgesetzt, dass eine Rückgewinnung und Speicherung von Bewegungs- und/oder Lageenergie möglich ist. Die im Weiteren thematisierten Systeme sind solche mit zwei Antrieben: Einem Verbrennungsmotor und einem hydraulischen oder elektrischen Antrieb und einem Speicher. Die zugehörigen Domänen (Energieformen) sind somit chemische, mechanische, hydraulische und elektrische Energie. Für diese Systeme wird nachfolgend auf wesentliche antriebstechnische Grundlagen eingegangen.

Für die Kopplung der beiden Antriebe eines Hybrids bieten sich grundsätzlich drei Strukturen an, die unabhängig von den beteiligten Domänen zum Einsatz kommen. **Abbildung 2.1** zeigt den Aufbau der drei Architekturen anhand der zugehörigen Leistungsflüsse unter der Annahme eines unidirektionalen primären Speichers, wie beispielsweise einem Kraftstofftank. Eine parallele Topologie summiert die beiden Leistungsflüsse in der Domäne des konventionellen Antriebs, so dass beispielsweise die Leistung des hydraulischen oder elektrischen Antriebs gewandelt und mechanisch an einem Getriebe mit der des Verbrennungsmotors zusammengeführt wird. In diesem Fall kann der Aktuator (Last) weiterhin konventionell ohne zusätzliche Wandlung versorgt werden. Zum Laden des sekundären Speichers durch den primären Antrieb wird hingegen die Wandlung dieser Leistung erforderlich. Bei der seriellen Struktur wird der zweite Antrieb in Reihe mit dem konventionellen Antrieb geschaltet, so dass die Summation der Leistungen in der zweiten Domäne stattfindet. Die gesamte Leistung des konventionellen Antriebs, in diesem Fall der VKM, muss somit immer zur Hydraulik/Elektrik gewandelt werden. Eine leistungsverzweigte Architektur stellt eine Kombination der parallelen und seriellen Kopplung dar. Die Leistung

des konventionellen Antriebs wird teilweise in die Domäne des zweiten Antriebs gewandelt und dort mit dessen Leistung summiert. Die resultierende Leistung wird anschließend in der Domäne des konventionellen Antriebs mit dem nicht gewandelten Anteil zusammengeführt. Eine weiterführende Beschreibung und Diskussion der Strukturen findet sich in [50, 39].



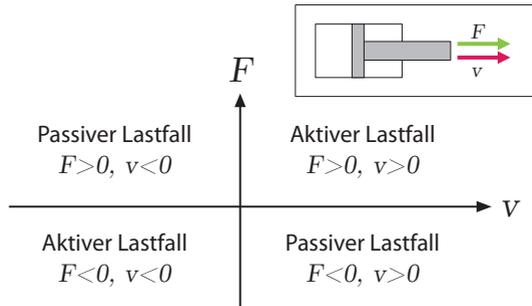
**Abbildung 2.1:** Hybridstruktur: Parallel (a), Seriell (b), Leistungsverzweigt (c)

Durch den zusätzlichen Antrieb und der Möglichkeit der Aufteilung des Leistungsbedarfs auf beide Speicher entsteht ein Freiheitsgrad, mit welchem unterschiedliche Funktionen realisiert werden können. Unter anderem sei ein reiner Betrieb durch den sekundären Antrieb, Betriebspunktverschiebung des primären Antriebs und Energierückgewinnung genannt. Eine detaillierte Darstellung möglicher Funktionen findet sich in [62, 50].

Aufgrund des ständig vorhandenen sekundären Speichers wird in dieser Arbeit auf eine Unterscheidung von Energierückgewinnung mit Zwischenspeicherung (Rekuperation) und Energierückgewinnung mit direkter Nutzung ohne Speicherung (Regeneration) [62, 60] verzichtet. Im Folgenden wird eine Energierückgewinnung somit immer als Rekuperation bezeichnet, unabhängig davon, ob die Energie gespeichert oder direkt in einen anderen Aktuator eingetragen wird.

Wird die Rückgewinnung von potentieller oder kinetischer Energie eines Verbrauchers beabsichtigt, so ist dies nur während eines aktiven Lastfalls möglich. Aktive (ziehende) Lasten liegen vor, wenn die Aktuatorbewegung und die äußere Last gleichgerichtet sind. Bei entgegengesetzter Bewegungs- und Lastrichtung

handelt es sich um einen passiven (drückenden) Lastfall [60]. **Abbildung 2.2** zeigt die unterschiedlichen Lastfälle am Beispiel eines Hydraulikzylinders.



**Abbildung 2.2:** Mögliche Lastfälle am Beispiel eines Hydraulikzylinders

Durch die Wahl der zweiten Domäne entstehen bei den beschriebenen Strukturen keine funktionalen Unterschiede. Jedoch unterscheiden sich applizierte elektrische Hybridantriebe von hydraulischen durch deren spezifische Eigenschaften. Ein für diese Arbeit wesentlicher Unterschied der beiden Domänen stellt die mögliche Steuerung eines Leistungsflusses dar. Hierfür gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten - Drosselung und Transformation. Bei Verwendung der Drosselung ist es stets erforderlich, dass die Quelle über ein höheres Potential als die Senke verfügt. Durch einen zusätzlichen Widerstand entlang des Pfads wird der gewünschte Fluss eingestellt. Die „überschüssige“ Leistung aus Potentialdifferenz und Fluss wird systembedingt dissipiert. Demgegenüber steht die Transformation, bei welcher das anzupassende Potential ohne systembedingte Drosselung frei eingestellt werden kann. **Tabelle 2.1** zeigt eine Auswahl technischer Umsetzungen der beiden Möglichkeiten für elektrische und hydraulische Systeme.

	<b>Elektrotechnik</b>	<b>Hydraulik</b>
<b>Drosselung</b>	Linearregelung	Widerstandssteuerung
<b>Transformation</b>	Schaltregelung	Verdrängersteuerung

**Tabelle 2.1:** Verbrauchersteuerung der Elektrotechnik und Hydraulik

In der Elektrotechnik wird eine Drosselung durch lineare Regelung realisiert. Dabei wird die Spannung einer Quelle durch einen zusätzlichen Widerstand soweit abgesenkt, dass sich der gewünschte Strom zur Senke einstellt. Eine Transformation wird durch Leistungselektronik, basierend auf schaltenden Bauelementen, ermöglicht [27]. Heutige elektrische Hybridantriebe basieren ausschließlich auf Transformation. Die hierfür notwendige Leistungselektronik ist ausgereift und am Markt erhältlich und erlaubt einen bidirektionalen Leistungsfluss, beispielsweise zwischen Fahrtrieb und elektrischem Speicher. Auf Drosselung mit teilweise erheblichen systembedingten Leistungsverlusten wird vollständig verzichtet. Demgegenüber steht die Hydraulik, bei welcher beide Arten der Steuerung am Markt vertreten sind. Bei Drosselung wird ein hydraulischer Widerstand zwischen Quelle und Senke geschaltet, um den gewünschten Fluss einzustellen. Die darüber abfallende Druckdifferenz führt zu einer mitunter erheblichen Verlustleistung in Form von Ölerwärmung. Die Widerstandssteuerung wird meist bei der Versorgung von Verbrauchern eingesetzt, für die aufgrund von Bauraum und Kosten meist nur eine Pumpe zur Verfügung steht. Für rotatorische Verbraucher, wie Fahr- oder Windenantriebe, wird oft eine Transformation eingesetzt. Hierbei wird das Potential der Quelle durch einen verstellbaren Hydrostaten an die Last angeglichen. Weiterführende Erläuterungen zu hydraulischen Verbrauchersteuerungen finden sich in [44].

Entscheidender Unterschied für eine nachfolgende Entwicklung von Steueralgorithmen ist die Tatsache, dass elektrische Hybridfahrzeuge rein auf Transformation durch Leistungselektronik beruhen. Mobile Arbeitsmaschinen, welche im Fokus dieser Arbeit stehen, verfügen hingegen über Teilsysteme mit Widerstandssteuerung. Diesem Umstand muss in einer Betriebsstrategie für hydraulisch hybride Mehrverbrauchersysteme Rechnung getragen werden.

### **2.1 Hybridantriebe bei On-Road Fahrzeugen**

Hybridantriebe im On-Road Bereich (Pkw & Nfz) zeichnen sich dadurch aus, dass die Fahrfunktion den dominierenden Antrieb mit dem größten Leistungsbedarf darstellt. Nebenverbraucher wie Klimaanlage, Lenkung und Kühler haben einen geringeren Leistungsbedarf, so dass das hybride Antriebssystem primär im Hinblick auf den Fahrtrieb entwickelt wird.

Der 1997 eingeführte Toyota Prius ist das erste Serien-Hybridfahrzeug, welches sich am Markt behaupten konnte. Es handelt sich dabei um einen leistungsverzweigten Elektrohybrid mit Nickel-Metallhydrid-Akkumulator [50]. Seitdem nimmt das Angebot an hybriden Serienfahrzeugen zu, so dass heute alle namhaften Automobilhersteller Fahrzeuge mit hybridem Antrieb im Programm haben. Das Angebot umfasst sowohl serielle und parallele als auch leistungsverzweigte Antriebsarchitekturen mit einer großen Bandbreite an sekundärer Antriebsleistung und Speicherkapazität. Durch die über Jahrzehnte geleistete Forschungs- und Entwicklungsarbeit im Bereich der hybriden Antriebstechnik und zugehöriger Betriebsstrategien hat sich die Automobilbranche so zum Innovationstreiber entwickelt.

Auch einige Nutzfahrzeuge, wie Busse, Müll- und Lieferfahrzeuge, bieten großes Einsparpotential aufgrund ihres Fahreinsatzes mit häufigen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen zwischen Halte- bzw. Lade- und Entladestellen. Hierfür wurden sowohl hydraulische als auch elektrische Hybridantriebe entwickelt. Als Beispiel sei das „Hydraulische Regenerative Bremsen (HRB)“ der Firma Bosch Rexroth [7] oder das elektrohybride Antriebssystem der Firma FAUN [54] genannt. Arbeitsverbraucher, wie beispielsweise ein Lkw-Ladekran, treten neben dem Fahrtrieb nur vereinzelt auf und sind aufgrund signifikant geringer Zeitanteile im Zyklus ebenfalls dem Fahrtrieb unterzuordnen.

## 2.2 Hybridantriebe bei mobilen Arbeitsmaschinen

Mobile Arbeitsmaschinen haben die Aufgabe der Verrichtung eines Arbeitsprozesses. Sie besitzen dazu neben dem Fahrtrieb auch einen oder mehrere Arbeitsantriebe mit signifikantem Energieanteil im Einsatzprofil [21]. Je nach Maschine und Arbeitseinsatz kann dabei aus mehreren Verbrauchern Energie zurückgewonnen werden. Roos [51] zeigt dies exemplarisch für den Fahrtrieb und die Arbeitsverbraucher eines Teleskopladers. Dieser Umstand hat dazu geführt, dass Hybridantriebe auch bei mobilen Arbeitsmaschinen in den Fokus gerückt sind.

So sind mittlerweile einige Hybridantriebe bis zur Serienreife entwickelt worden und am Markt erhältlich, wie beispielsweise der Hybrid-Gabelstapler Still RX70 Hybrid [52] oder der hybride Hafemobilkran Liebherr LHM550 Pactronic [56].

Die Vielfalt mobiler Arbeitsmaschinen mit hybridisiertem Antrieb als Prototyp und in Serienreife ist ausführlich in [62] dargestellt. Es existiert ein breites Spektrum an unterschiedlichen elektrischen und hydraulischen Hybridantrieben für einzelne Maschinen. Dies soll am Beispiel des Hydraulikbaggers verdeutlicht werden.

Hydraulikbagger besitzen mehrere Verbraucher, an welchem zeitweise aktive Lastfälle auftreten. So ist eine Energierückgewinnung während des Abbremsens des Drehwerks, beim Absenken des Auslegers und teilweise beim Verfahren des Stielzylinders möglich [31]. **Tabelle 2.2** zeigt eine Auswahl an Hydraulikbaggern mit hybridem Antrieb, welche das aufgeführten Potential zum Teil nutzen.

	Domäne	Rekuperation	Speicher	Energieeintrag	Status	Quelle
<b>CAT 336E Hybrid</b> (37t)	Hydraulisch	Drehwerk	Hydrospeicher	Drehwerk	Serie	[12]
<b>Komatsu HB215LC-1</b> (22t)	Elektrisch	Drehwerk	Kondensator	Kurbelwelle	Serie	[40]
<b>Hitachi ZH210-5 Hybrid</b> (22t)	Elektrisch	Drehwerk	Kondensator	Kurbelwelle Drehwerk	Serie	[29]
<b>Hyundai R220-LC (Hi-POSS)</b> (22t)	Elektrisch	Ausleger Drehwerk	Hydrospeicher	Hydrauliksystem	Prototyp	[33]
<b>Bosch Rexroth PRB</b> (Ventilsystem)	Hydraulisch	Ausleger	Hydrospeicher	Lüfterantrieb	Serie	[3]

**Tabelle 2.2:** Auswahl aktueller Hybridsysteme bei Hydraulikbaggern

Es ist zu erkennen, dass Serienmaschinen mit elektrischem und hydraulischem Hybridantrieb erhältlich sind. Die realisierten Systeme unterscheiden sich in ihrer Topologie deutlich. Teilweise wird am Drehwerk, teilweise am Ausleger und nur in einem System an beiden Verbrauchern rekuperiert. Des Weiteren wird die zurückgewonnene Energie an unterschiedlichen Verbrauchern eingetragen. Das Antriebssystem des Hyundai RC220-LC (Hi-POSS) verfügt über eine Energierückgewinnung aus Drehwerk und Ausleger, eine hydropneumatische Speicherung und einen möglichen Energieeintrag in die Arbeitshydraulik. Dieses System befindet sich jedoch noch im Prototypenstadium.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass eine Energierückgewinnung sowohl aus dem Drehwerk als auch aus dem Ausleger eines Baggers vielversprechend erscheinen. Am Markt erhältliche Systeme konzentrieren sich primär auf einen der Verbraucher, eine Integration mehrerer Verbraucher wurde bisher nicht in Serie realisiert. Durch Integration des Speichers an mehreren Aktuatoren kann

die zurückgewonnene Energiemenge erhöht und eine energieoptimale Nutzung dieser Energie an unterschiedlichen Stellen ermöglicht werden. Studien aus der Forschung zeigen bereits Systeme, die in der Lage sind, an mehreren Stellen Energie zurückzugewinnen. Als Auswahl hierzu seien das Konstantdrucksystem mit Zwischendruck [15] sowie der rein verdrängergesteuerte hybride Antrieb eines Minibaggers [28] genannt. Es ist zu erwarten, dass zukünftig auch hybride Mehrverbrauchersysteme mit Rückgewinnung und Eintrag an unterschiedlichen Verbrauchern zur Verringerung von Kraftstoffverbrauch und Emission entwickelt werden, wie es Hyundai mit dem RC220-LC (Hi-POSS) in Aussicht stellt.



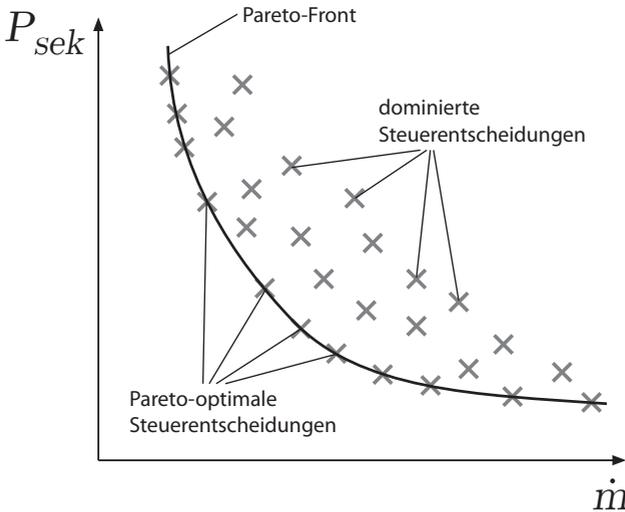
### **3 Betriebsstrategien zur Steuerung von Hybridfahrzeugen**

Mobile Arbeitsmaschinen, Pkw und Nutzfahrzeuge (Nfz) verfügen über einen hohen Funktionsumfang. Das Spektrum umfasst neben dem reinen Fahren und Verrichten von Arbeitsaufgaben auch Sicherheits-, Komfort- und Nebenfunktionen. All diese Funktionen führen zu einer hohen Komplexität mit einer Vielzahl an Freiheitsgraden [37]. Bereits die Steuerung des Verbrennungsmotors und des stufenlosen Getriebes in einem Traktor erfordern die Entlastung des Fahrers durch ein Steuergerät. Dieser ist nicht in der Lage, die vielen Freiheitsgrade des Antriebssystems einzustellen, da er weder über das notwendige Wissen, die Dynamik noch die Konzentration verfügt. Eine Hybridisierung des Antriebsstrangs hat zusätzliche Freiheitsgrade im System zur Folge, welche ebenso durch eine Steuerung bestimmt werden müssen.

Die Bestimmung der Leistungsflüsse innerhalb eines hybriden Antriebssystems in Richtung und Größe zur Erfüllung der an die Maschine gestellten Zielvorgaben ist Aufgabe der Betriebsstrategie [10]. Sie gibt auf oberster Ebene einer hierarchischen Steuerungsarchitektur die zu realisierenden Leistungsflüsse vor [58, 36, 10]. Darunterliegende Ebenen übernehmen die Steuerung von Teilsystemen und Komponenten zur Gewährleistung der geforderten Leistungsflüsse. Die Zielvorgaben werden extern durch den Fahrer sowie intern durch spezifische Sicherheits- und Funktionalanforderungen vorgegeben. Die Betriebsstrategie wird in der Literatur auch oft als „Energy Management Strategy“ [16], „Power Management Strategy“ [1] oder „Supervisory Control (Algorithm)“ [26, 47] bezeichnet.

Die Herausforderung bei der Entwicklung der Betriebsstrategie ist es, einen Steuervektor zu bestimmen, welcher eine gute Lösung bezüglich der systemspezifischen Zielkonflikte findet. Ein Zielkonflikt innerhalb des Antriebssystems liegt dann vor, wenn zwei oder mehr nicht gleichgerichtete, sich in ihrer vollen Erfüllung ausschließende, Optimierungsziele durch eine Steuerung zu bestimmen

sind [70]. Wird durch die Änderung des Steuervektors in eine Richtung eine höherwertige Lösung für ein Optimierungsziel begünstigt, so verschlechtert sich dadurch die Güte eines anderen Optimierungsziels. Das real erzielbare Einsparpotential eines hybriden Antriebssystems hängt deshalb maßgeblich davon ab, wie die Betriebsstrategie das vorliegende Optimierungsproblem löst. Ein Beispiel für sich widersprechende Optimierungsziele sind ein möglichst geringer Energieeintrag des sekundären Speichers  $P_{sek}$ , um einen hohen Ladezustand für zukünftige Situationen zu gewährleisten, sowie ein gleichzeitig möglichst geringer Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}$  der VKM zu einem bestimmten Zeitpunkt. **Abbildung 3.1** zeigt exemplarisch die Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs und der sekundären Leistung anhand unterschiedlicher Steuervektoren.



**Abbildung 3.1:** Zielkonflikt zwischen primärem und sekundärem Leistungsfluss

Für dominierte Steuerentscheidungen finden sich andere Entscheidungen, welche zum betrachteten Zeitpunkt mit der gleichen Leistung des Speichers einen geringeren Kraftstoffverbrauch oder mit geringerer Speicherleistung den gleichen Kraftstoffverbrauch erzielen. Die Steuerentscheidungen, welche nicht dominiert werden, besitzen Pareto-Optimalität und bilden die Pareto-Front [66]. Begünstigt eine Steuerentscheidung zum aktuellen Zeitpunkt einen geringeren Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}$ , so resultiert daraus entlang der Pareto-Front ein höherer

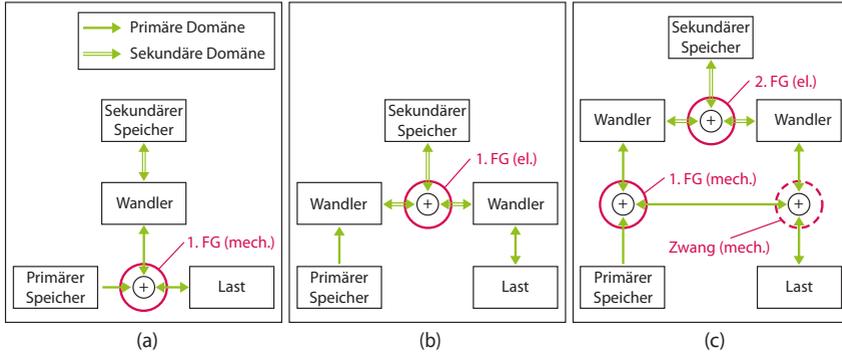
Leistungsfluss  $P_{sek}$  aus dem Speicher. Für zukünftige Situationen hat dies einen geringeren Ladezustand des Speichers und somit einen eventuell höheren Kraftstoffverbrauch zur Folge. Um eine optimale Steuerung des Hybridantriebs über den Arbeitseinsatz zu identifizieren, ist deshalb detailliertes Wissen über zukünftige Situationen erforderlich. Ein global optimales Verhalten kann jedoch bei mobilen Arbeitsmaschinen und Pkw durch eine reale Betriebsstrategie nicht erreicht werden, da niemals vollständige Informationen über zukünftige Situationen vorliegen. Ziel einer Steuerstrategie lautet somit, mit den vorhandenen Informationen möglichst nahe an das globale Optimum heranzukommen.

Die Automobilbranche ist seit Jahrzehnten Technologietreiber der hybriden Antriebstechnik. Es stellt sich die Frage, ob auch Betriebsstrategien für hybride Mehrverbrauchersysteme auf diesen Ansätzen aufbauen können. Nachfolgend werden einige etablierte Ansätze aus dem Bereich der Hybridfahrzeuge vorgestellt und deren Eignung unter den Gesichtspunkten einer höheren Verbraucheranzahl, Übertragbarkeit und Handhabbarkeit diskutiert.

### 3.1 Problemdefinition

Durch Hybridisierung des Antriebsstrangs entstehen zusätzliche Freiheitsgrade (FG) im System. Die zusätzlichen FG erlauben eine Aufteilung des Leistungsbedarfs eines Verbrauchers auf die unterschiedlichen Antriebe sowie einen Energieaustausch zwischen diesen. Ist die Anzahl der Freiheitsgrade  $n$  gleich Null, so sind die Leistungsflüsse innerhalb des Antriebssystems bereits eindeutig durch die vorliegenden Randbedingungen und Zielvorgaben definiert. Der Fall  $n = 0$  liegt beispielsweise bei einem elektrischen Direktantrieb am Rad ohne mechanisches Getriebe vor: Der Elektromotor dreht mit Raddrehzahl und liefert das vom Fahrer gewünschte Antriebsmoment, der Leistungsfluss ist eindeutig definiert. Liegen im System  $n \geq 1$  Freiheitsgrade vor, so muss die Betriebsstrategie die einzustellenden Leistungsflüsse innerhalb des aufgespannten Lösungsraums bestimmen. Die Anzahl der FG resultiert aus der gewählten Systemtopologie. Nach [58, 26] ist  $n$  durch die Anzahl an Knoten bestimmt, an welchen eine frei wählbare Leistungsaufteilung möglich ist. Ein Knoten, an welchem die Aufteilung aus einer Zwangsbedingung hervorgeht, stellt keinen Freiheitsgrad dar.

**Abbildung 3.2** zeigt die Freiheitsgrade der drei Topologien aus Kapitel 2 am Beispiel von hybrid-elektrischen Systemen.



**Abbildung 3.2:** Freiheitsgrade: Parallel (a), Seriell (b), Leistungsverzweigt (c)

Die parallele Architektur (a) verfügt über einen Knoten, welcher die primär und sekundär eingetragene Leistung mechanisch summiert. Die Aufteilung der Leistungsanforderung auf beide Antriebe ist frei wählbar, so dass ein Freiheitsgrad  $n = 1$  entsteht. Die serielle Struktur (b) besitzt einen Knoten, an welchem die Leistungen elektrisch summiert werden ( $n = 1$ ). Bei Leistungsverzweigung (c) liegen zwei mechanische und ein elektrischer Knoten vor. Die Leistung des primären Antriebs wird am ersten Knoten variabel auf den elektrischen und den mechanischen Pfad aufgeteilt. Die frei wählbare Leistung des zweiten Antriebs wird am zweiten Knoten mit dem elektrischen Anteil der primären Quelle summiert. Der dritte Knoten summiert die Leistung des elektrischen und des mechanischen Pfads. Diese Struktur verfügt über zwei Freiheitsgrade ( $n = 2$ ), da die Leistungsaufteilung des primären Antriebs sowie die Leistung des sekundären Antriebs frei wählbar sind. Die Summation der beiden Pfade am dritten Knoten ist eine Zwangsbedingung und stellt keinen Freiheitsgrad dar.

Die Leistungsaufteilung an einem Knoten wird in der Literatur als „Power-Split-Problem“ bezeichnet und gibt vereinfacht das Modell zur Strategieentwicklung von parallelen und seriellen HEV wieder [22, 58, 26]. Mobile Arbeitsmaschinen verfügen im Allgemeinen über eine Vielzahl an Verbrauchern, so dass eine Erweiterung dieses Problems auf  $n \geq 2$  notwendig ist.

Die Freiheitsgrade einer Antriebstopologie werden durch den Steuervektor  $u(t)$  bestimmt, dessen Dimension der Anzahl an Freiheitsgraden  $n$  entspricht.

$$u(t) = \begin{pmatrix} u_1(t) \\ \vdots \\ u_n(t) \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Der Zustandsvektor  $x(t)$  gibt die betrachteten  $m$  Zustände des Systems wieder, beispielsweise den Ladezustand des sekundären Speichers.

$$x(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ \vdots \\ x_m(t) \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

Die durch den Steuervektor  $u(t)$  bestimmten Freiheitsgrade haben eine Änderung des Zustandsvektors  $\dot{x}(t)$  entsprechend des Systemverhaltens zur Folge [20].

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \quad (3.3)$$

Jeder Steuervektor  $u(t)$  entstammt der Menge aller möglichen Steuervektoren  $U(t)$ . Aufgrund von systemspezifischen Randbedingungen wird  $U(t)$  auf die Teilmenge zulässiger Steuervektoren  $U_{zul}(t)$  beschränkt.

$$u(t) \in U_{zul}(t) \subseteq U(t) \quad (3.4)$$

Die Einschränkungen sind durch ein System an Ungleichungen  $g(t)$  und Gleichungen  $h(t)$  gegeben. Diese resultieren beispielsweise aus Sicherheitsanforderungen oder komponentenspezifischen Eigenschaften, wie z.B. dem maximalen Ladezustand des Speichers oder dessen maximalem Fluss.

$$g(x(t), u(t)) \leq 0 \quad (3.5)$$

$$h(x(t), u(t)) = 0 \quad (3.6)$$

Das reale Einsparpotential wird maßgeblich dadurch bestimmt, wie gut die Betriebsstrategie das Optimierungsproblem des Antriebssystems löst. Die Zielfunktion  $J$  der Optimierung ist im Allgemeinen das Integral einer Gütefunktion  $G$  über die betrachtete Zyklusdauer  $T$  [34, 20].

$$J = \int_0^T G(x(t), u(t)) dt \quad (3.7)$$

$G$  wird oft auch als Gütekriterium oder Kostenfunktion bezeichnet. Wird eine Minimierung des Kraftstoffverbrauchs über den Arbeitseinsatz der Maschine angestrebt, so ist die Gütefunktion der Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}$ , der sich aufgrund des Steuervektors  $u(t)$  und des Zustandsvektors  $x(t)$  einstellt.

$$G(x(t), u(t)) = \dot{m}(x(t), u(t)) \quad (3.8)$$

Das globale Optimum der Zielfunktion  $J$  wird durch die optimale Steuertrajektorie  $u^*(t)$  beschrieben und muss nicht zwingend zu jedem Zeitpunkt  $t$  den lokal minimalen Kraftstoffverbrauch erreichen, sondern das globale Minimum über die betrachtete Zyklusdauer  $T$ .

Oftmals werden lokale Strafterme  $\gamma$  innerhalb der Gütefunktion  $G$  berücksichtigt, um gezielt diskrete Ereignisse oder kontinuierliche Abweichungen während des Maschinenzyklus gewichten und somit bestrafen zu können.

$$G(x(t), u(t)) = \dot{m}(x(t), u(t)) + \sum \gamma(u(t), x(t)) \quad (3.9)$$

Kaszynski [36] führt beispielsweise Strafterme für die Betätigung der Kupplung oder Schaltvorgänge eines Getriebes ein. Somit wird eine geringe Anzahl an Schalt- oder Kupplungsvorgängen positiv bewertet. Grundherr [24] führt eine geschwindigkeitsabhängige Drehmomentreserve für mögliche Beschleunigungsvorgänge ein, welche bei Unterschreitung bestraft wird.

Integrale Strafterme der Form  $\Phi(x(T))$ , welche in der Zielfunktion außerhalb der Gütefunktion auftreten, führen zu einer Bestrafung einer Abweichung des Zustandsvektors  $x(T)$  am Ende des Zyklus von einem definierten Soll-Endzustand.

$$J = \Phi(x(T)) + \int_0^T G(x(t), u(t)) dt \quad (3.10)$$

Wird z.B. eine geschlossene Bilanz des Speicherladezustands über einen Zyklus gefordert, so wird eine Abweichung von Anfangszustand  $\Delta x = x(T) - x(0)$  bestraft [58, 49]. Mittels einer quadratischen Funktion wird jede Abweichung unabhängig des Vorzeichens negativ gewichtet.

$$\Phi(x(T)) = \alpha(x(T) - x(0))^2 \quad (3.11)$$

Durch eine abschnittsweise definierte Funktion mit den Gewichtungsfaktoren  $\alpha^+$  für Geladen und  $\alpha^-$  für Entladen wird ein entladener Endzustand bestraft, ein gefüllter Endzustand positiv bewertet [58].

$$\Phi(x(T)) = \begin{cases} \alpha^+(x(0) - x(T)), & x(T) > x(0) \\ \alpha^-(x(0) - x(T)), & x(T) < x(0) \end{cases} \quad (3.12)$$

Das allgemeine Optimierungsproblem ergibt sich als Minimierung der Zielfunktion  $J$  unter Einhaltung der geforderten Randbedingungen  $g$  und  $h$  der Stellgrößen und Zustände.

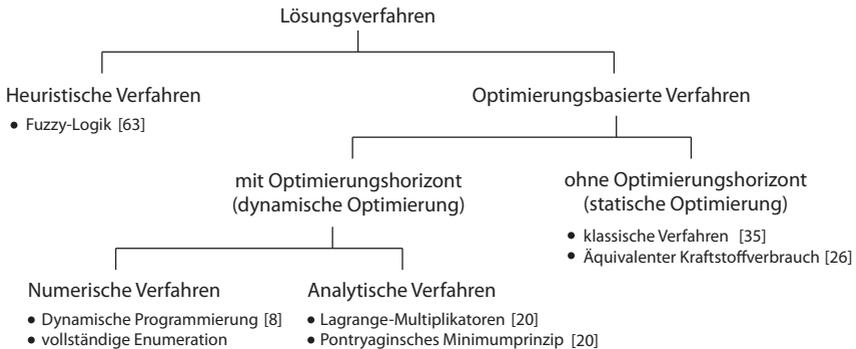
$$\begin{aligned} \min_{u \in U_{zul}} \quad & J(x(t), u(t)) = \Phi(x(T)) + \int_0^T G(x(t), u(t)) dt \\ \text{so dass} \quad & \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ & h(x(t), u(t)) = 0 \\ & g(x(t), u(t)) \leq 0 \end{aligned} \quad (3.13)$$

## 3.2 Klassifizierung von Betriebsstrategien

Für hybride Antriebssysteme, im Besonderen für HEV, wurde eine Vielzahl an Verfahren zur Bestimmung eines effizienten Steuervektors  $u(t)$  entwickelt, welche direkt oder mit Einschränkungen als Betriebsstrategie in realen Fahrzeugen eingesetzt werden können. Guzzella und Sciarretta [26] stellen dafür zwei mögliche Klassifizierungen vor. Zum einen unterscheiden sie nach der Art des genutzten Wissens in kausale und akausale Steuerungen, zum anderen anhand der Optimalität in optimale, suboptimale und heuristische Steuerungen. Kausalität beschreibt die Einhaltung der Beziehung von Ursache und Wirkung und deren zeitliche Abfolge. Kausale Systeme haben somit immer eine feste zeitliche Richtung, bei denen eine Wirkung einer vorangegangenen Ursache folgt. Akausale Systeme verfügen nicht über diese Beziehung [43]. Bei der dynamischen Programmierung (Kapitel 3.4.1) ist Kausalität beispielsweise nicht gegeben.

Optimalität eines Systems ist die Eigenschaft das bezüglich eines Gütekriteriums bestmögliche Resultat, das Optimum, als Kompromiss verschiedener Parameter oder Zustände zu erreichen. Suboptimale Lösungen und heuristische Lösungen weichen von diesem erreichbaren Optimum ab. Bliesener [10] klassifiziert die optimierungsbasierten Betriebsstrategien in statische, quasistatische und dynamische Betriebsstrategien. Statische Verfahren lösen das Problem für den aktuellen Zeitschritt ohne eine zeitliche Änderung des Betriebszustands zu berücksichtigen. Quasistatische und dynamische Ansätze verfügen über einen Optimierungshorizont, innerhalb dessen sie mit Informationen zukünftiger Maschinensituationen eine optimale Lösung herbeiführen. Dynamische Verfahren beziehen das transiente Verhalten der Komponenten mit in die Gütefunktion  $G$  ein, quasistatische Ansätze hingegen vernachlässigen dieses.

Die Klassifizierung für die vorliegende Arbeit ist in **Abbildung 3.3** dargestellt. Sie unterscheidet ähnlich zu [17, 25, 53, 67] zwischen heuristischen und optimierungsbasierten Verfahren. Eine Untergliederung der optimierungsbasierten Verfahren wird gemäß [26, 10] anhand des Optimierungshorizonts eingeführt. Gegenüber Bliesener [10] werden dynamische und quasistatische Verfahren zusammengefasst, da beide über einen Optimierungshorizont verfügen.



**Abbildung 3.3:** Klassifizierung bekannter Lösungsverfahren

Im Folgenden wird eine Auswahl gängiger Verfahren dargestellt, welche sich im Bereich hybrider Antriebssysteme etabliert haben. Darüber hinaus gibt es eine Vielzahl an systemspezifischen Lösungen, welche hier nicht thematisiert werden.

### 3.3 Heuristische Verfahren

Heuristische Verfahren bestimmen einen Steuervektor  $u(t)$  gemäß festen Regeln, anstatt eine Optimierung während des Betriebs durchzuführen. Oftmals werden sie deshalb auch als regelbasierte Steuerungen („rule-based strategy“) [6] bezeichnet. Entscheidend für eine Heuristik ist, dass die zugrunde liegenden Regeln auf Erfahrung und eingeschränktem Wissen über das Systemverhalten basieren. Sie eignen sich somit zur Suche von guten, jedoch meist suboptimalen Lösungen in möglichst kurzer Zeit [10]. Die Steuerung besteht aus drei Hauptelementen: Die Faktenbasis gibt die Informationen der Zustände und Lasten wieder, die Regelbasis umfasst alle möglichen Regeln. Der Regelinterpretierer vergleicht die Faktenbasis mit der Regelbasis und leitet daraus eindeutig einen Steuervektor  $u(t)$  ab.

Aufgrund dessen, dass Heuristiken individuell durch Erfahrung und begrenztes Expertenwissen „von Hand“ aufgebaut sind, steigt der Entwicklungsaufwand und die Suboptimalität der Lösung mit der Komplexität der Problemstellungen. Um eine möglichst effiziente Steuerung des Antriebssystems zu erzielen, muss die zu Grunde liegende Regelbasis selbst hohe Qualität besitzen [47].

Die Regelbasis kann in unterschiedlichen Formen vorliegen. Eine Möglichkeit hierfür stellen Ablaufpläne dar, bei welchen  $u(t)$  anhand von diskreten Regeln und Fallunterscheidungen bestimmt wird. Eine Vielzahl von Betriebsstrategien hybrid-elektrischer Antriebssysteme sind nach diesem Prinzip aufgebaut. In [1, 6] wird die Steuerung eines HEV anhand von If-Else-Bedingungen realisiert. Lin et al. [42] steuern die Energierückgewinnung aus der Arbeitshydraulik eines Hydraulikbaggers mit Hilfe eines Ablaufplans, Xiao et al. [68] den elektrisch-parallelhybriden Antriebsstrang eines Hydraulikbaggers. Des Weiteren ist in [61] ein hydraulischer Parallelhybrid für ein Fahrzeug dargestellt, welcher ebenfalls über ein Ablaufdiagramm gesteuert wird.

Zustandsautomaten stellen ebenfalls eine oft umgesetzte Möglichkeit zur Abbildung einer Regelbasis dar. Sie umfassen eine endliche Menge möglicher Betriebszustände, zwischen denen Übergänge nur bei Erfüllung bestimmter Bedingungen resultieren. Zhu et al. [69] zeigen die Anwendung eines Zustandsautomaten für ein leistungsverzweigtes HEV. In [47] zeigen Pisu und Rizzoni unter anderem einen Zustandsautomaten für eine parallelhybride Architektur eines HEV.

Kwon et al. [41] nutzen zur Steuerung eines hybrid-elektrischen Hydraulikbaggers ebenfalls einen Zustandsautomaten.

Die Regelbasis kann auch in Form von mehrdimensionalen Kennfeldern vorliegen. Dabei ist es erforderlich, dass diese den gesamten Lösungsraum aller möglichen Maschinenzustände umfassen. Ein Kennfeld zur Steuerung eines HEV ist in [26] gezeigt, bei welchem je nach Ladezustand, geforderter Leistung und Fahrgeschwindigkeit der elektrische Leistungsfluss bestimmt wird.

Der Steuervektor  $u(t)$  kann auch analytisch in Abhängigkeit vom Zustandsvektor  $x(t)$  und der Leistungsanforderung des Verbrauchers abgeleitet werden. In [58] wird exemplarisch der Leistungsfluss des sekundären Antriebs als Funktion der aktuellen Leistungsanforderung beschrieben.

Ein gängiges Verfahren zur Identifikation der Regelbasis aus Erfahrung bzw. eingeschränktem Expertenwissen ist die Fuzzy-Logik [65, 63]. Dabei werden verbalisierte Zugehörigkeiten gegeneinander gewichtet und daraus methodisch Kennfelder abgeleitet. Schouten et al. [57] zeigen eine Betriebsstrategie für einen elektrischen Parallelhybrid basierend auf Fuzzy-Logik. In [14] wird so die Regelbasis zur Energierückgewinnung aus einem Baggerausleger abgeleitet.

Regelbasierte Steuerungen kommen in vielen Hybridfahrzeugen zum Einsatz. Sie bieten deterministisches Verhalten und erfordern keine Kenntnis zukünftiger Situationen. Die Regelbasis wird häufig offline optimiert [23, 36, 69]. Nachteilig ist der Implementierungsaufwand für eine große Anzahl an Regeln, sowie die Sicherstellung von Robustheit für stark unterschiedliche Betriebsverhältnisse [34].

## 3.4 Optimierungsbasierte Verfahren

Gegenüber heuristischen Lösungsverfahren, die den Steuervektor  $u(t)$  anhand von festen Regeln ableiten, wird bei optimierungsbasierten Verfahren im Betrieb nach einem Steuervektor mit optimalem Verhalten gesucht. Die zugehörigen Verfahren werden nachfolgend danach unterschieden, ob sie Auswirkungen einer aktuellen Entscheidung auf zukünftige Situationen berücksichtigen.

Lösungsverfahren mit einem solchen Optimierungshorizont ermöglichen ein höheres Einsparpotential als Verfahren ohne diesen. Sie lösen ein dynamisches Optimierungsproblem und führen zu einer für den betrachteten Zeithorizont global optimalen Lösung. Jedoch erfordern diese Verfahren belastbare Informationen über zukünftige Maschinensituationen innerhalb des Horizonts. Verfahren ohne Optimierungshorizont identifizieren den Steuervektor ausschließlich anhand von Informationen des aktuellen Zeitschritts und der Vergangenheit. Das dynamische Optimierungsproblem wird auf ein statisches Optimierungsproblem reduziert. Es wird für jeden Zeitschritt ein lokales Optimum bestimmt, deren Verlauf über den Zyklus jedoch nicht zwingend die global optimale Steuertrajektorie darstellt.

### 3.4.1 Verfahren mit Optimierungshorizont

Dynamischen Optimierungsproblemen können mit analytische und numerische Verfahren gelöst werden. Es werden im Folgenden gängige Verfahren dargestellt.

#### Analytische Lösungsverfahren

Das Optimierungsproblem wird mit seinen Randbedingungen analytisch in notwendige Optimalitätsbedingungen umgeformt, aus welchen dann meist numerisch die gesuchte Steuertrajektorie bestimmt wird. Im Bereich der HEV haben sich zwei Verfahren etabliert: Das Verfahren der Lagrange-Multiplikatoren und das Minimumprinzip von Pontryagin.

Bei dem Verfahren der Lagrange-Multiplikatoren wird das Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen in ein Optimierungsproblem ohne Nebenbedingungen umgeformt. Zur Lösung müssen die formulierten Randbedingungen  $g$  und  $h$  des Antriebssystems vernachlässigt werden oder in der Zielfunktion Berücksichtigung finden. Des Weiteren wird von unbeschränkten Steuergrößen ausgegangen. Die neu eingeführte Nebenbedingung  $i(x)$  beschreibt die notwendige Randbedingung des Zustands, hier beispielsweise die Forderung nach einer geschlossenen Energiebilanz des sekundären Speichers über den Zyklus. Es wird eine Linearkombination  $L(x)$ , oft als Lagrange-Funktion bezeichnet, aus der Zielfunktion  $J(x(t))$  und der mit  $\lambda$  gewichteten Randbedingungen  $i(x)$  aufgestellt [34].

$$L(x(t), \lambda) = J(x(t)) + \lambda^T i(x(t)) \quad (3.14)$$

Die Zyklusdauer  $T$  wird mit  $N$  Zeitschritten diskretisiert, so dass sich die Lagrange-Funktion  $L$  als Summe der einzelnen Terme ergibt.

$$L = \sum_{k=1}^N J(x(k)) + \lambda^T \sum_{k=1}^N i(x(k)) \quad (3.15)$$

Partielles Ableiten führt zu den notwendigen Bedingungen für einen Extremwert.

$$\frac{\partial L}{\partial x(k)} = 0, \text{ mit } k = 1, 2, \dots, N \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = 0 \quad (3.17)$$

Dies führt zu einem System von  $N + 1$  Differentialgleichungen für  $N + 1$  Unbekannte und kann mit bekannten Verfahren gelöst werden. Eine detaillierte Beschreibung zur Anwendung bei HEV findet sich in [34, 58]. Jager et al. entwickeln damit in [34] eine Betriebsstrategie für ein paralleles HEV.

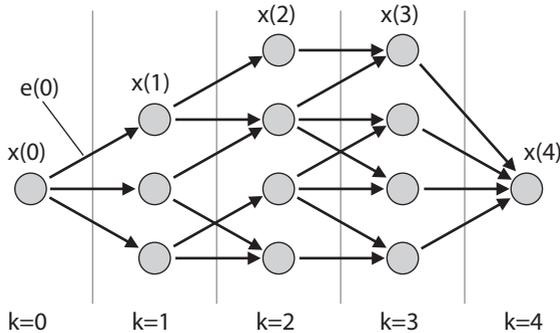
Das Minimumprinzip von Pontryagin ist ebenfalls ein analytisches Verfahren zur Identifikation einer optimalen Steuertrajektorie. Das Verfahren basiert auf der Tatsache, dass die Suche nach einer optimalen Steuertrajektorie  $u(t)$  gleichbedeutend ist mit der Suche nach dem Minimum der Hamilton-Funktion  $H$  des formulierten Optimierungsproblems. Es wird dadurch ein System partieller Differentialgleichungen für die Optimalitätsbedingung abgeleitet, welches mit klassischen Verfahren lösbar ist. Eine ausführliche Beschreibung findet sich in [34], eine Anwendung des Verfahrens in einem HEV in [38].

Für die Entwicklung der Betriebsstrategie in der vorliegenden Arbeit erscheinen diese Verfahren als ungeeignet, da eine geschlossene mathematische Beschreibung des Systemverhaltens und der Randbedingungen für alle zulässigen Steuervektoren einen enorm hohen Aufwand darstellt. Des Weiteren können diskrete Stellgrößen, beispielsweise Schaltventile, sowie Unstetigkeiten im Verlustverhalten auftreten und eine Nutzung der genannten Verfahren deutlich erschweren. Kaszynski [36] beschreibt drei Verfahren, welche sich zur Lösung von Optimierungsproblem mit diskreten und kontinuierlichen Stellgrößen bei Hybridfahrzeugen als vorteilhaft erwiesen haben. Jedoch erscheinen auch diese Verfahren für Systeme mit einer Vielzahl an Freiheitsgraden aufwändig.

## Numerische Lösungsverfahren

Numerische Verfahren sind in der Lage, eine optimale Steuertrajektorie innerhalb des Optimierungshorizonts schnell und genau zu bestimmen. Sie erlauben die Lösung komplexer, nichtlinearer Probleme, für welche analytische Verfahren oftmals keine explizite Lösung identifizieren können [34]. Repräsentativ für numerische Verfahren wird in dieser Arbeit die Dynamische Programmierung (DP) vorgestellt, da sie eine direkte Lösung des Problems ermöglicht und oftmals bei der Entwicklung von Betriebsstrategien zum Einsatz kommt.

Die DP stellt ein graphenbasiertes Verfahren zur Lösung eines dynamischen Optimierungsproblems dar. Durch Diskretisierung der Zeit  $t$  und der  $m$  Zustände entsteht ein diskretwertiges Gitter, dessen Knoten entlang der Zeit durch Zustandsübergänge verbunden sind [55]. Dabei ergeben sich die möglichen Zustandsübergänge aus den unterschiedlichen Leistungsflüssen bei Variation der Freiheitsgrade. Der Graph  $G$  verfügt nur über Zustandsübergänge von einem Zeitschritt in den darauffolgenden. Es existieren aufgrund der Kausalität keine Übergänge von einem Zeitschritt in einen vorherigen oder Übergänge innerhalb eines Zeitschritts. Diese Tatsache hat zur Folge, dass  $G$  entlang der Zeit gerichtet und schleifenfrei ist [11]. Der gerichtete Graph verfügt über  $m + 1$  Dimensionen, je eine Dimension für einen der  $m$  unabhängigen Zustände sowie eine weitere Dimension für die Zeit  $t$ . **Abbildung 3.4** zeigt exemplarisch einen zweidimensionalen, gerichteten Graphen mit 4 Zeitschritten und einem Zustand.



**Abbildung 3.4:** Gerichteter Graph mit 4 Zeitschritten

Durch Diskretisierung der Zyklusdauer  $T$  mit  $N$  Zeitschritten und einer Schrittweite  $\Delta t$  von

$$\Delta t = \frac{T}{N} \quad (3.18)$$

wird die gesuchte kontinuierliche Steuertrajektorie in einen  $N$ -stufigen Steuerprozess überführt. Die kontinuierliche Zeit  $t$  wird deshalb im Folgenden durch den diskreten Zeitschritt  $k$  ersetzt. Entsprechend werden die  $m$  Zustände diskretisiert. Jeder mögliche Knoten der Menge  $X_k$  aller zulässigen Knoten des Zeitschritts  $k$  gibt die vorliegenden  $m$  Zustände wieder.

$$x(k) = (x_1(k), x_2(k), \dots, x_m(k)) \in X_k \quad (3.19)$$

Aus der Steuerung  $u(k)$  zum Zeitschritt  $k$  resultiert ein Zustandsübergang vom Ausgangsknoten  $x(k)$  zum Knoten  $x(k+1)$  des darauffolgenden Zeitschritts entsprechend des Systemverhaltens nach (3.3).

$$x(k+1) = (x_1(k+1), x_2(k+1), \dots, x_n(k+1)) \in X_{k+1} \quad (3.20)$$

Der Zustandsübergang des Ausgangsknotens  $x(k)$  zum Knoten  $x(k+1)$  mittels der Steuerung  $u(k)$  wird dabei als Kante  $e$  bezeichnet [55].

$$e = \{x(k), u(k)\} \quad (3.21)$$

Jede Kante  $e$  ist mit einer Güte  $G(e)$  gewichtet. Die Güte spiegelt die Kosten bzw. den Wert der Zustandsänderung wieder und wird mit (3.7) bestimmt.

$$G(e) = G(x(k), u(k)) \quad (3.22)$$

### Bellman'sches Optimalitätsprinzip

Der Algorithmus der DP basiert auf dem Bellman'schen Optimalitätsprinzip [8]. Dieses besagt, dass es bei Steuerfolgen mit Markow-Eigenschaft ausgehend von einem beliebigen Ausgangsknoten  $x(k)$  eine optimale Steuerfolge zum Zielknoten  $x(N)$  gibt, unabhängig von der Steuerfolge, die zu  $x(k)$  geführt hat. Eine Steuerfolge besitzt Markow-Eigenschaft, wenn die Güte einer Teilsteuerfolge  $k \dots N$  nur von der  $k$ -ten und den folgenden Entscheidungen abhängt, nicht aber von den Entscheidungen  $0 \dots (k-1)$ . **Abbildung 3.5** zeigt den bereits dargestellten Graphen mit entsprechenden Teilsteuerfolgen. Die dargestellte Teilsteuerfolge  $u_N^*(k)$

von Zeitschritt  $k = 2$  zum letzten Zeitschritt  $N = 4$  ist bezüglich des Ausgangszustands  $x(k)$  optimal. Die Optimalität hängt nicht davon ab, ob der Zustand  $x(k = 2)$  ausgehend von  $x(0)$  z.B. über die Teilsteuerfolge  $u_{k,1}(0)$  oder  $u_{k,2}(0)$  erreicht wird.

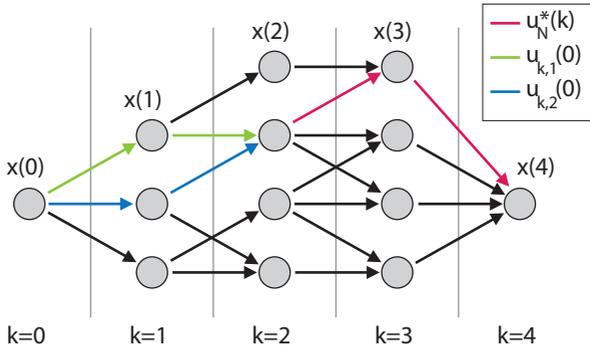


Abbildung 3.5: Bellman'sches Optimalitätsprinzip

Dieses Prinzip nutzt die DP, indem ausgehend vom Zielknoten  $x(N)$  rückwärts eine immer größer werdende optimale Steuerfolge bestimmt wird, bis zuletzt die optimale Steuerfolge  $u_N^*(0)$  des gesamten Zyklus bestimmt ist. Die optimale Steuerfolge  $u_N^*(k)$  von einem beliebigen Anfangszustand  $x(k)$  zum Endzustand  $x(N)$  erfüllt dabei die Optimalitätsbedingung, dass die Summe der Gütewerte  $G_{k+1}(x(k), u_{k+1}(k))$  für den Übergang von  $x(k)$  nach  $x(k+1)$  und der Kosten  $J_N^*(x(k+1), u_N^*(k+1))$  von  $x(k+1)$  zu  $x(N)$  durch dessen optimaler Steuerfolge  $u_N^*(k+1)$  minimal werden. Diese rekursive Gleichung wird auch als Bellman'sche Rekursionsformel bezeichnet.

$$J_N^*(x(k), u_N(k)) = \min \left\{ G_{k+1}(x(k), u_{k+1}(k)) + J_N^*(x(k+1), u_N^*(k+1)) \right\} \quad (3.23)$$

Durch diese Rekursionsgleichung ist es ausreichend, ausgehend vom Zielknoten  $x(N)$ , rückwärts jeden zulässigen Knoten des Graphen zu durchlaufen und dabei die jeweils optimale Steuerentscheidung  $u^*(k)$  und die damit verbundenen Kosten  $J_N^*(x(k), u^*(k))$  zum Zielknoten  $x(N)$  zu speichern. Voraussetzung dafür ist eine bijektive Abbildung, so dass es für jeden Übergang eines Ausgangsknotens zu einem Zielknoten des nächsten Zeitschritts nur einen Steuervektor gibt. Dies lässt sich dadurch sicherstellen, dass bei mehreren Steuervektoren

für einen Übergang nur derjenige Berücksichtigung findet, der die höhere Güte  $G(x(k), u(k))$  aufweist.

Gegenüber der vollständigen Enumeration („erschöpfende Suche“ [48]), die ebenso globale Optimalität garantiert, reduziert sich der Rechenaufwand deutlich. Die Komplexität der vollständigen Enumeration, welche die Güte aller möglichen Pfade vom Startknoten  $x(0)$  zum Zielknoten  $x(N)$  einzeln berechnet, ist proportional zur Anzahl der zu berechnenden Pfade. Diese bestimmt sich zum Produkt der Anzahl der zulässigen Knoten  $|X_k|$  der einzelnen  $N$  Zeitschritte.  $X_k$  ist eine Teilmenge der Menge aller theoretisch möglicher Knoten  $X$  eines Zeitschritts, welche von der Anzahl an Diskretisierungsstufen  $M$  der  $m$  Zustände abhängt. Unter der vereinfachenden Annahme, dass jeder Zustand über dieselbe Anzahl an Diskretisierungsstufen  $M$  verfügt und jeder sich ergebende Knoten zulässig ist ( $X_k = X$ ), besteht ein exponentieller Zusammenhang zwischen  $|X|$ ,  $M$  und  $m$ .

$$|X| = \prod_{i=1}^m M_i = M^m \quad (3.24)$$

Somit ergibt sich die Komplexität der vollständigen Enumeration zu

$$\mathcal{O}(X^N) = \mathcal{O}(M^{m \cdot N}) \quad (3.25)$$

Aufgrund der Tatsache, dass bei DP jeder Knoten nur einmal zu durchlaufen ist, ergibt sich deren reduzierte Komplexität zu

$$\mathcal{O}(N \cdot X^2) = \mathcal{O}(N \cdot M^{2 \cdot m}) \quad (3.26)$$

bei welcher die Anzahl der Zeitschritte  $N$  nur linear eingeht. In jedem Fall hängt die Mächtigkeit des Zustandsraums  $|X|$  und somit die Komplexität aber exponentiell von der Anzahl der betrachteten Zustände  $m$  ab.

Eine detaillierte Beschreibung der dynamischen Programmierung im Kontext hybrider Antriebe findet sich in [25, 47, 58]. Ambühl [2] zeigt eine Methode zur Steigerung der Präzision und der rechnerischen Effizienz der dynamischen Programmierung für HEV. Diese wird genutzt, um offline die global optimale Steuertrajektorie als Referenz zu bestimmen. Anschließend wird eine prädiktive, echtzeitfähige Betriebsstrategie entwickelt, welche auf Daten über die geplante Fahrstrecke aus dem Navigationsgerät basiert. Back [5] zeigt eine modellbasierte,

prädiktive Betriebsstrategie für ein HEV mit paralleler Architektur. Zukünftige Situationen werden mit vorhandenen Umfeldinformationen (Telematik) vorhergesagt, so dass ein fortlaufend verschobener Optimierungshorizont vorliegt. Die Identifikation der optimalen Steuertrajektorie innerhalb dieses Horizonts geschieht mit Hilfe einer echtzeitfähigen Implementierung der dynamischen Programmierung. Eine weitere echtzeitfähige Umsetzung der DP zeigt Radke in [48]. Darin wird ein Fahrassistenzsystem zur Längsführung eines hybrid-elektrischen Antriebssystems entwickelt. Für vollständig bekannte Streckendaten wird eine optimale Steuerung mittels DP in Echtzeit ermittelt. Weitere modellprädiktive Steuerungen für hydraulisch-hybriden Antriebssysteme zeigen Deppen et al. [16] und Bender et al. [9].

Der Vorteil der DP liegt neben reduzierter Rechenzeit gegenüber anderen Verfahren auch darin, dass eine Berücksichtigung von Beschränkungen des Steuer- und Zustandsvektors einfach zu realisieren ist. Des Weiteren kann ein stark nicht-lineares Systemverhalten des Systemmodells berücksichtigt werden, sofern eine entsprechend feine Diskretisierung vorgenommen wird. Nachteil der DP ist die Notwendigkeit vollständiger Kenntnis über zukünftige Maschinensituationen. Diese Informationen können bei mobilen Arbeitsmaschinen aufgrund des großen Spektrums an Arbeitsaufgaben meist nicht gewährleistet werden.

### 3.4.2 Verfahren ohne Optimierungshorizont

Wird das dynamische Optimierungsproblem aus Kapitel 3.1 zu einem statischen Problem vereinfacht, so wird nicht mehr nach dem global optimalen Steuervektor innerhalb eines Horizonts gesucht, sondern nach einer lokal optimalen Steuerung. Die Auswirkungen der aktuellen Steuerentscheidung auf die Zukunft werden nicht berücksichtigt, wodurch globale Optimalität nicht mehr garantiert ist. Das nach (3.13) beschriebene dynamische Optimierungsproblem wird zu einer statischen Optimierung des Steuervektors für einen Zeitschritt gemäß (3.27):

$$\begin{aligned} \min_{u \in U_{zul}} \quad & G(x(t), u(t)) \\ \text{so dass} \quad & h(x(t), u(t)) = 0 \\ & g(x(t), u(t)) \leq 0 \end{aligned} \tag{3.27}$$

Für ein solches Optimierungsproblem gibt es eine Vielzahl an klassischen Lösungsverfahren. Als Auszug ist das Simplex-Verfahren, Lineare Programmierung

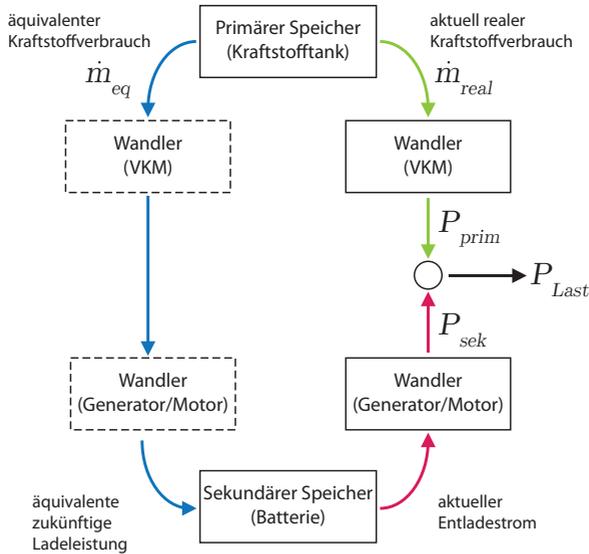
oder das Gradienten-Verfahren zu nennen [35, 10, 70]. Ebenso können naturanaloge Verfahren, wie beispielsweise Neuronale Netze, eingesetzt werden.

Zielt die Gütefunktion rein auf eine Minimierung des Kraftstoffverbrauchs ab, so führt eine statische Optimierung zu einem Steuervektor, welcher eine maximale Entlastung durch den Speicher herbeiführt. Das Verhalten, jeweils den Steuervektor zu wählen, der lokal den höchsten Gewinn verspricht, wird als Greedy-Algorithmus oder gieriger Algorithmus bezeichnet [13]. Dies hat zur Folge, dass der sekundäre Speicher bei jeder Möglichkeit entladen wird. Geladen wird dieser hingegen nur, wenn dies ohne zusätzlichen Kraftstoffverbrauch realisierbar ist. Eine solche statische Optimierung als Betriebsstrategie wird jedoch über einen Arbeits- oder Fahreinsatz ein suboptimales Verhalten zur Folge haben.

#### **Minimierung des äquivalenten Kraftstoffverbrauchs (ECMS)**

Um diesen Effekten Rechnung zu tragen, wird oft das Verfahren des äquivalenten Kraftstoffverbrauchs ECMS (Equivalent Fuel Consumption Minimization Strategy) verwendet. Dabei handelt es sich um ein Lösungsverfahren für ein statisches Optimierungsproblem, bei welchem die Auswirkungen auf zukünftige Situationen abgeschätzt und in gewissem Umfang berücksichtigt werden. Dieses wird im Folgenden repräsentativ für statisch-optimierungsbasierte Betriebsstrategien beschrieben, welche von einem lokal minimalen Kraftstoffverbrauch abweichen.

Die Grundlage dieser statisch-optimierungsbasierten Betriebsstrategie liegt in der Formulierung der Gütefunktion, welche einen späteren Ausgleich des sich ändernden Speicherladezustands  $x_S(t)$  aufgrund des Steuervektors  $u(t)$  berücksichtigt. Dies basiert auf der Annahme, dass der Speicher ausschließlich als Zwischenspeicher genutzt wird und jede Ladungsänderung zu einem späteren Zeitpunkt wieder auszugleichen ist. Der Kraftstoffverbrauch, welcher für diesen späteren Ausgleich durch die VKM aufzubringen ist, wird der aktuellen Entscheidung  $u(t)$  als äquivalenter Kraftstoffverbrauch zugeschrieben [46, 26]. **Abbildung 3.6** zeigt den Leistungsbedarf eines Verbrauchers  $P_{Last}$ , welche durch die VKM und den sekundären Antrieb versorgt wird. Die Entladung des Speichers mit der Leistung  $P_{sek}$  muss zukünftig ausgeglichen werden, und „kostet“ damit den äquivalenten Verbrauch  $\dot{m}_{eq}$ .



**Abbildung 3.6:** Äquivalenter Verbrauch (ECMS) am Beispiel eines HEV

Der in der Gütefunktion  $G(t)$  betrachtete Gesamtkraftstoffverbrauch des Systems setzt sich somit aus dem aktuell real resultierenden Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}_{real}(t)$  der VKM und dem äquivalentem Verbrauch  $\dot{m}_{eq}(t)$  eines zukünftigen Ladungsausgleichs zusammen.

$$\dot{m}_{ges}(t) = \dot{m}_{real}(t) + \dot{m}_{eq}(t) \quad (3.28)$$

Analoges gilt für einen Ladevorgang, bei dem sich der äquivalente Kraftstoffverbrauch des sekundären Leistungspfads zum Laden als negativ ergibt, da der Kraftstoffverbrauch zu einem späteren Zeitpunkt aufgrund des dann möglichen Entladevorgangs reduziert wird. Der Speicher wird dadurch immer dann entladen, wenn er aktuell eine „überdurchschnittliche“ Entlastung der VKM erzielt, also die Einsparung in  $\dot{m}_{real}(t)$  deutlich größer ist als der geschätzte äquivalente Aufwand  $\dot{m}_{eq}(t)$  zum späteren Laden. Umgekehrt wird der Speicher geladen, wenn dies aktuell besonders effizient möglich ist. In einigen Arbeiten wird der Wert  $\dot{m}_{eq}(t)$  mit Hilfe der Durchschnittswerte von Leistung der VKM, Kraftstoffverbrauch und den Wirkungsgraden des sekundären Pfads und der VKM geschätzt [22, 47]. Eine detaillierte Beschreibung unterschiedlicher Ansätze zur

Umrechnung der sekundären Leistung in einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch findet sich in [30]. Als optimal wird anschließend derjenige Steuervektor  $u(t)$  bestimmt, welcher den Gesamtkraftstoffverbrauch  $\dot{m}_{ges}(t)$  auf ein lokales Minimum reduziert. Diese Identifikation geschieht in aller Regel mit klassischen Verfahren der statischen Optimierung.

Der ECMS-Ansatz wurde von Paganelli et al. [46] entwickelt und dessen Einsparpotential in vielen Arbeiten [2, 26, 59] für hybrid-elektrische Fahrzeuge nachgewiesen. Gong [22] überträgt das Verfahren auf einen parallelen elektrohybriden Antrieb eines Mobilbaggers. Das erzielbare Einsparpotential einer Betriebsstrategie nach dem ECMS-Verfahren hängt entscheidend von der Qualität des Modells zur Berechnung des äquivalenten Verbrauchs ab. Weicht das reale Bedienerverhalten vom zugrunde liegenden Modell (z.B. Mittelwerte der Wirkungsgrade und Leistungsflüsse) ab, so ergibt sich ein suboptimaler Steuervektor  $u(t)$ . Um dieser Tatsache entgegenzuwirken, wurden die Parameter in einigen Arbeiten adaptiv an das Fahrverhalten angepasst [47, 26, 45].

## 3.5 Zusammenfassung

Das dargestellte Spektrum etablierter Verfahren wird nun hinsichtlich einer Eignung für hybride Mehrverbrauchersysteme in mobilen Arbeitsmaschinen bewertet. Mit den daraus gewonnen Erkenntnissen wird in den folgenden Kapiteln ein methodischer Ansatz zur Entwicklung möglicher Betriebsstrategien erarbeitet.

Für eine mobile Arbeitsmaschine als hybrides Mehrverbrauchersystem stellt die heuristische Entwicklung einer effizienten Steuerstrategie aufgrund der vielen Freiheitsgrade ein komplexes Problem dar. Es erscheint schwierig, einen systematischen Ansatz zur Identifikation heuristischer Strategien mit hohem realen Einsparpotential abzuleiten, da für unterschiedliche Systeme spezifisches Wissen und Erfahrung erforderlich sind. Daher wird eine rein auf Heuristik basierende Betriebsstrategie in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt.

Analytische Verfahren kommen aufgrund der Notwendigkeit einer geschlossenen Formulierung des Systemverhaltens und der damit verbundenen Komplexität nicht in Betracht. Auch numerische Verfahren, wie die Dynamische Programmierung, eignen sich bei hybriden Mehrverbrauchersystemen nicht zur Optimierung

im realen Betrieb. Grund hierfür ist die Forderung nach belastbaren Informationen über zukünftige Maschinensituationen, was besonders bei mobilen Arbeitsmaschinen aufgrund des breiten Einsatzspektrums nicht vorausgesetzt werden kann. Eine Nutzung des Verfahrens zur Abschätzung des Einsparpotentials und zur Offline-Optimierung erscheint vielversprechend.

Statische Verfahren zur Suche eines lokal minimalen Kraftstoffverbrauchs sind als Basis-Strategie für hybride Mehrverbrauchersysteme denkbar, lassen aber Optimierungspotential erkennen. Der ECMS-Ansatz verspricht ein hohes Einsparpotential, erfordert aber eine gute Abschätzung des äquivalenten Kraftstoffverbrauchs durch den zukünftigen Leistungsfluss zum Ladungsausgleich. Für hybride Mehrverbrauchersysteme mit einer Vielzahl an Freiheitsgraden erscheint eine zuverlässige Vorhersage unrealistisch, da die zukünftig genutzten Leistungspfade nicht zwingend bekannt sind. Von einer direkten Umsetzung des ECMS-Verfahrens wird daher abgesehen. Der Grundgedanke einer objektiven Bewertung von Steuerentscheidung anhand einer Projektion auf den Verbrennungsmotor ist aber auch für Mehrverbrauchersysteme vielversprechend.

Als Betriebsstrategie für hybride Mehrverbrauchersysteme wird aus den genannten Gründen eine statisch-optimierungsbasierte Betriebsstrategie angestrebt. Diese soll vom lokal minimalen Kraftstoffverbrauch abweichen und analog zum ECMS-Verfahren ein höheres Einsparpotential über den Maschinenzyklus bieten. Grundlage dessen soll ebenso eine Bewertung der Steuerentscheidung anhand ihrer Auswirkungen auf den Verbrennungsmotor sein. Da hybride Mehrverbrauchersysteme über eine Vielzahl an Leistungspfaden verfügen, kann eine zuverlässige Abschätzung des zukünftigen Speicherausgleichs im Gegensatz zum ECMS-Verfahren nicht sichergestellt werden. Aus diesem Grund wird in der Betriebsstrategie auf die Berechnung des späteren Speicherausgleichs verzichtet, der Ansatz des ECMS kann nicht direkt auf Mehrverbrauchersysteme übertragen werden. Stattdessen wird für den sekundären Leistungsfluss (Speicher) in den Teilsystemen ein Effizienzkennwert formuliert, welcher die damit verbundene Änderung der primären Leistung (VKM) beschreibt. Dies ermöglicht ein systematisches Verfahren zur objektiven Identifikation effizienter Steuerentscheidungen und somit einer Betriebsstrategie in hybriden Mehrverbrauchersystemen. Es wird ebenso wie bei ECMS von einer lokal optimalen Steuerung abgewichen, um „verschwenderische“, ineffiziente Steuerentscheidungen zu vermeiden. Jedoch

wird dies anhand einer Heuristik entschieden anstatt zukünftige Leistungsflüsse vorherzusagen. Eine Basisstrategie mit lokal minimalem Verbrauch dient zur späteren Bewertung des entwickelten Ansatzes. Die dynamische Programmierung wird zur Bewertung des theoretisch möglichen Einsparpotentials herangezogen, nicht aber für den realen Betrieb.

## 4 Effizienzbewertung von Steuerentscheidungen

In Kapitel 3 wurden Steueralgorithmen aus dem Bereich der hybrid-elektrischen Fahrzeuge dargestellt. Das dabei zugrunde liegende Modell umfasst immer einen (parallele und serielle Topologie) oder zwei (Leistungsverzweigung) summierenden Knoten zur Versorgung des Fahrantriebs. Somit kann die Steuerentscheidung zur Leistungsaufteilung an dem einen oder beiden Knoten im ECMS-Ansatz immer direkt auf den Betriebspunkt der VKM projiziert und die Güte einer Entscheidung in Kraftstoffverbrauch ausgedrückt werden.

Liegt ein System mit mehreren Verbrauchern und mehreren Knoten vor, so ist für eine Projektion des Steuervektors  $u(t)$  auf die VKM eine ganzheitliche Betrachtung aller Freiheitsgrade innerhalb der Gesamtsystemgrenze erforderlich. Eine individuelle Bewertung von Teilsteuerentscheidungen einzelner Verbraucher über den zugehörigen Kraftstoffverbrauch ist aufgrund der Kopplung aller Teilsysteme über den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors nicht möglich. Aus diesem Grund wird im Folgenden ein zweistufiges Verfahren in Anlehnung an den ECMS-Ansatz entwickelt. Die Teilsteuerentscheidungen der einzelnen Verbraucher (Teilsysteme) werden durch ihre resultierende Änderung der Kurbelwellenleistung bewertet, da dies im Gegensatz zum Betriebspunkt des Verbrennungsmotors individuell formuliert werden kann. Anschließend gibt die Betriebsstrategie entweder einen angestrebten Betriebszustand der VKM vor, oder der Betriebspunkt resultiert aus der Maximierung der betrachteten Effizienzwerte. Im Falle eines vorgegebenen Betriebspunkts besteht das statische Optimierungsproblem nun darin, diejenige Kombination an Teilsteuerentscheidungen  $u(t)$  zu bestimmen, welche den angestrebten Zustand der VKM mit einem minimalen Energieeintrag des Speichers erreicht. Andernfalls ist das statische Optimierungsproblem durch die geforderte Effizienzmaximierung gegeben.

In diesem Kapitel wird die Effizienzbewertung von Teilsteuerentscheidungen hergeleitet. Basierend auf diesem Bewertungsansatz wird im darauffolgenden Kapitel eine ganzheitliche Betriebsstrategie entwickelt.

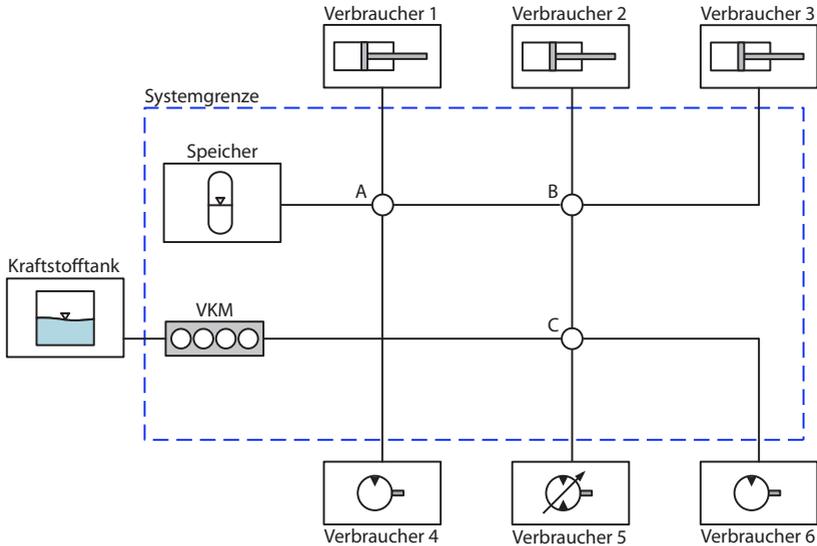
### 4.1 Modellbildung

Zur Entwicklung einer effizienten und echtzeitfähigen Betriebsstrategie ist es erforderlich, die Komplexität des realen Systems durch Modellbildung auf ein handhabbares Maß zu reduzieren. Nachfolgend wird dazu ein allgemeingültiges Modell für hybride Mehrverbrauchersysteme eingeführt.

#### 4.1.1 Allgemeines Modell eines Antriebssystems

Ein hybrides Mehrverbrauchersystem besteht aus mehreren Aktuatoren, die durch mindestens zwei Energiespeicher und den zugehörigen Antrieben versorgt werden. Einer der beiden Speicher kann dabei als Senke in Erscheinung treten und zurückgewonnene Energie aufnehmen. Gegenüber HEV verfügt ein hybrides Mehrverbrauchersystem je nach Topologie über eine höhere Komplexität aufgrund der größeren Anzahl an möglichen Leistungsflüssen. Ein hydraulisch-hybrides Mehrverbrauchersystem ist exemplarisch in **Abbildung 4.1** dargestellt.

Das hybride Antriebssystem innerhalb der Systemgrenze speist und steuert die nach außen in Erscheinung tretenden sechs Verbraucher. Die dafür aufgewendete Kraftstoffmenge tritt nach außen über den Kraftstofftank in Erscheinung und ist somit außerhalb der Systemgrenze dargestellt. Der zusätzliche hydraulische Speicher tritt nicht außerhalb der Systemgrenze in Erscheinung, da er nicht am Arbeitsprozess der Maschine beteiligt und nur als Zwischenspeicher innerhalb des Antriebssystems zu betrachten ist. Das Modell verfügt über drei Knoten *A*, *B* und *C*, an welchen eine Leistungsaufteilung notwendig ist. Resultiert die Leistungsaufteilung aus mechanischen, elektrischen oder hydraulischen Randbedingungen, so liegt an diesem Knoten ein Zwang vor. Als Beispiel hierfür sei die Aufteilung aufgrund des festen Drehzahlverhältnisses einer mechanischen Stirnradstufe genannt. Liegt kein Zwang vor, und die Leistungsaufteilung kann diskret oder stetig variiert werden, so stellt dieser Knoten einen Freiheitsgrad für die Steuerstrategie des Antriebssystems dar.



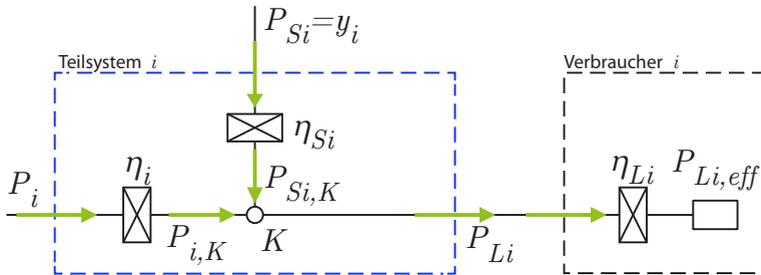
**Abbildung 4.1:** Hybrides hydraulisches Mehrverbrauchersystem

Das komponenten- und systembedingte Verlustverhalten wird auf den jeweiligen Leistungspfad als verlustbehafteter Energiewandler (Getriebe) zwischen den Quellen, Knoten und Verbrauchern abgebildet. Alle Energieverluste (Energieumwandlung in Wärme) treten dabei entlang der Leistungspfade auf und werden in dieser Arbeit aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht weiter dargestellt.

Im Folgenden wird für jeden Verbraucher des hybriden Mehrverbrauchersystems, welcher den Speicher einbezieht, ein Knoten eingebracht. Das Modell eines Teilsystems entspricht damit dem „Power-Split-Problem“ nach [34, 58, 26] gemäß Kapitel 3.1.

**Abbildung 4.2** zeigt das Teilsystem des Verbrauchers  $i$  mit einem Knoten. Der effektive Leistungsbedarf  $P_{Li,eff}$  des Verbrauchers  $i$  wird über dessen verlustbehaftetes Getriebe mit dem Wirkungsgrad  $\eta_{Li}$  auf den Knoten  $K$  abgebildet. Die dort geforderte Leistung  $P_{Li}$  muss am Knoten  $K$  durch Leistungseintrag des primären Antriebs  $P_i$  und des Speichers  $P_{Si}$  bedient werden. Aufgrund der Wirkungsgrade  $\eta_i$  und  $\eta_{Si}$  in den jeweiligen Leistungspfaden reduzieren sich diese zu den effektiv am Knoten  $K$  wirkenden Leistungen  $P_{i,K}$  und  $P_{Si,K}$ . Der Eintrag der

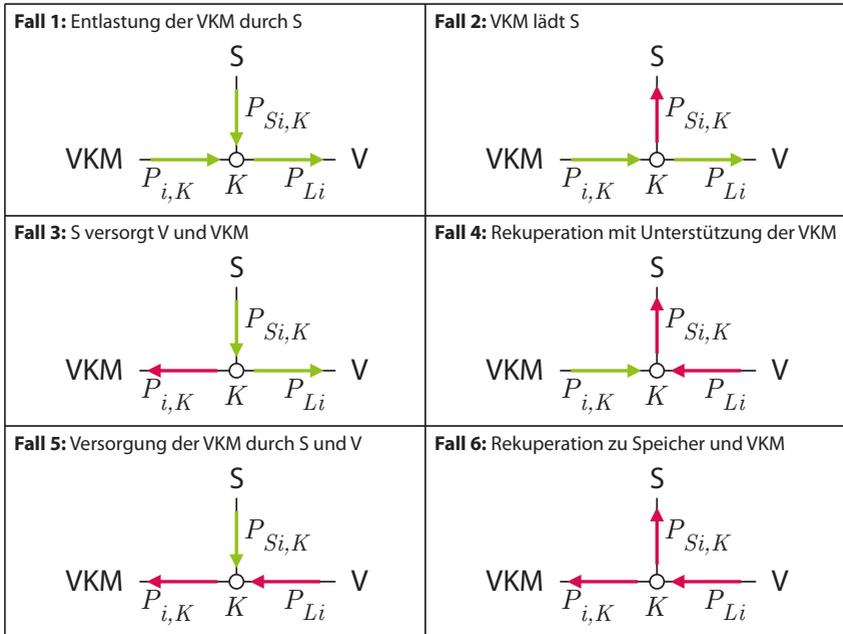
Speicherleistung führt in diesem Fall zu einer Entlastung des primären Antriebs  $P_i$ . Als Entlastung wird der positive Leistungseintrag  $P_{Si} = y_i$  ins Teilsystem  $i$  bezeichnet, ungeachtet dessen ob diese Leistung vollständig aus dem Speicher selbst oder teilweise von einem anderen rückspeisenden Aktuator stammt.



**Abbildung 4.2:** Modell eines Teilsystemes mit Integration des Speichers

Als Konvention wird in dieser Arbeit festgelegt, dass ein Leistungsfluss in die Systemgrenze als positiv bezeichnet wird. Somit ist  $P_{Li}$  negativ, da die Leistung aus der Systemgrenze nach außen fließt. Vereinfachend wird nachfolgend anstatt  $P_{Li,eff}$  und  $\eta_{Li}$  nur noch  $P_{Li}$  betrachtet, da diese Leistung direkt durch den Arbeitsprozess und die verwendete Aktorik vorgegeben und somit unabhängig von  $u(t)$  ist. Des Weiteren wird die vom Speicher eingetragene Leistung  $P_{Si}$  vereinfacht als  $y_i$  bezeichnet.

Durch die jeweilige Richtung der Leistungsflüsse  $P_{i,K}$ ,  $P_{Si,K}$  und  $P_{Li}$  zwischen der Kurbelwelle der VKM, dem Speicher (S) und dem Verbraucher (V) ergeben sich sechs mögliche Versorgungsfälle am Knoten  $K$ , welche in **Abbildung 4.3** dargestellt sind. Leistungsflüsse in Richtung des Aktuators sind grün eingefärbt, entgegen gerichtete Leistungsflüsse magentafarben. Leistungsflüsse hin zur VKM können entweder zur Versorgung eines Leistungsbedarfs anderer Teilsysteme an der Kurbelwelle oder bei Schubbetrieb der VKM auftreten.



**Abbildung 4.3:** Mögliche Versorgungsfälle am Knoten  $K$

Wird ein Verbraucher mit passiver Last durch die VKM und den Speicher versorgt, so liegt gegenüber konventionellem Betrieb eine Entlastung der VKM durch den Speicher vor (Fall 1). Kehrt sich der Leistungsfluss des Speichers um, so versorgt die VKM den Verbraucher und lädt den Speicher (Fall 2). Liegt bei passiver Last am Verbraucher ein Leistungsfluss vom Knoten  $K$  zur Kurbelwelle der VKM vor, so muss der Speicher sowohl den Verbraucher als auch die VKM versorgen (Fall 3). Ändert sich gegenüber Fall 3 die passive Last am Verbraucher zu einer aktiven Last, so wird die VKM durch den Speicher und den Verbraucher versorgt (Fall 5). Für den Fall einer Speicherung der zurückgewinnbaren Energie bei aktiven Lasten am Verbraucher bieten sich zwei Möglichkeiten: Liegt bei aktiver Last sowohl ein Leistungsfluss zum Speicher als auch zur Kurbelwelle der VKM vor, so versorgt der Verbraucher diese Beiden (Fall 6). Andernfalls wird zusätzlich durch die VKM Leistung eingetragen, so dass diese die Ladung des Speichers unterstützt (Fall 4). Die Notwendigkeit einer Unterstützung liegt beispielsweise dann vor, wenn der Lastdruck eines hydraulischen Verbrauchers

unterhalb des Speicherdrucks liegt und dieser somit nicht geladen werden kann. Darüber hinaus sind auch Versorgungsfälle möglich, bei welchen kein Leistungsfluss des Speichers (konventioneller Betrieb) oder der VKM (sekundärer Betrieb) vorliegt.

Als Energierückgewinnung oder Rekuperation wird im Folgenden jeder Leistungsfluss  $y_i$  vom Knoten  $K$  zum Speicher bezeichnet, unabhängig ob dieser vollständig im Speicher aufgenommen oder ohne Zwischenspeicherung weitergeleitet wird. Teilsysteme, die nicht über eine Verbindung zum Speicher verfügen, leiten die rekuperierbare Energie an den primären Antrieb zurück oder wandeln diese systembedingt über die Wirkungsgrade  $\eta_{Li}$  oder  $\eta_i$  in Wärme.

Der Fokus dieser Arbeit liegt im Besonderen auf der Energierückgewinnung. Wie erwähnt ist der Speicher deshalb möglichst nah an den Verbrauchern zu integrieren, so dass Energieverluste zwischen Verbrauchern und Speicher minimiert werden. Dies kann zu signifikanten Verlusten zwischen VKM und Speicher führen, so dass die Leistungsfälle 2 und 5 in dieser Arbeit gegenüber HEV von untergeordneter Rolle sind. Nachfolgend werden somit besonders der entlastende Versorgungsfall 1 und die Energierückgewinnung im Fall 4 untersucht.

Das Gesamtmodell eines hybriden Mehrverbrauchersystems setzt sich aus mehreren der beschriebenen Teilmodelle zusammen. **Abbildung 4.4** zeigt exemplarisch ein hybrides Mehrverbrauchersystem, in welchem die Teilsysteme 1 und 2 über einen Knoten zum Speicher verfügen und hier dargestellt durch den Speicher entlastet werden. Teilsystem 3 wird konventionell durch die primäre Energiequelle versorgt. Die Teilsysteme werden am mechanischen Knoten der VKM (Kurbelwelle) zusammengeführt.

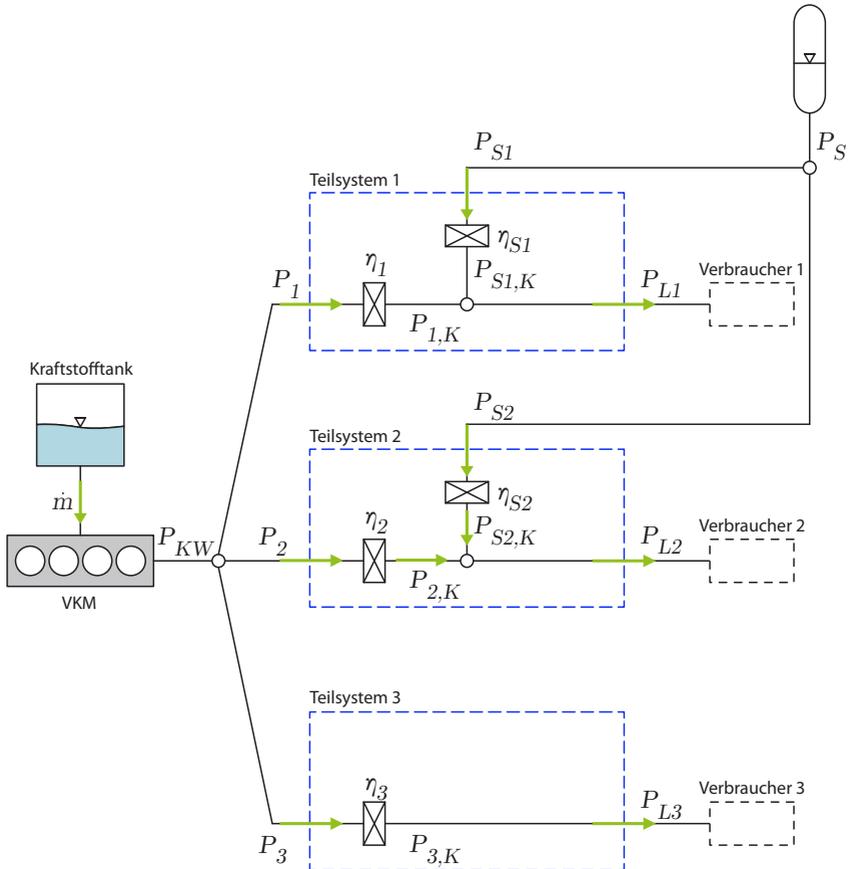
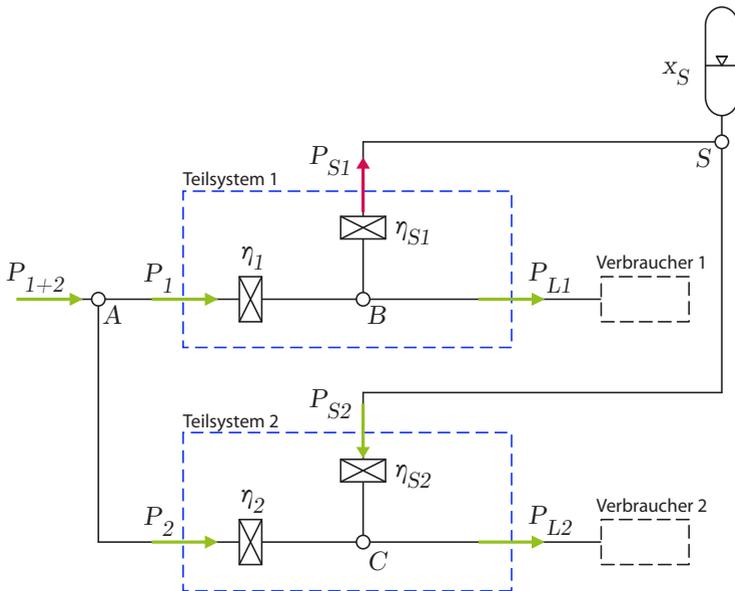


Abbildung 4.4: Modell eines hybriden Mehrverbrauchersystems

### 4.1.2 Wechselwirkung von Teilsystemen

Bei der Entwicklung einer Betriebsstrategie lassen sich die einzelnen Teilsysteme des Antriebssystems für eine global optimale Steuerung im Allgemeinen nicht getrennt voneinander betrachten. Dies liegt daran, dass die Eigenschaften der einzelnen Teilsysteme, wie das Verlustverhalten  $\eta_i$  und  $\eta_{Si}$ , von Größen außerhalb der Teilsystemgrenze abhängen können. Dies sind beispielsweise der Speicherzustand  $x_S$  oder andere Teilsysteme. Eine ganzheitliche Betrachtung mit allen Abhängigkeiten stellt bei der Entwicklung der Steuerung mit zunehmender

Anzahl an Verbrauchern und Knoten eine komplexes Problem dar. Die Komplexität des Gesamtmodells wird im Folgenden durch eine entkoppelte Betrachtung einzelner Teilsysteme unter Vernachlässigung von einigen Wechselwirkungen reduziert. Entscheidend für die Möglichkeit der Entkopplung von Teilsystemen ist der Knoten, über welchen eine Wechselwirkung besteht. **Abbildung 4.5** zeigt ein Antriebssystem, in welchem eine Kopplung der Teilsysteme über den Speicherknoten  $S$  besteht.

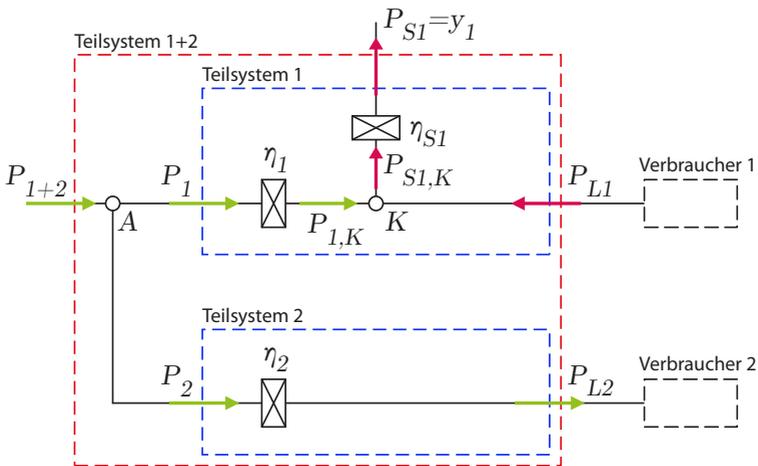


**Abbildung 4.5:** Fall 1: Kopplung über den Zustand  $x_S$

Liegt wie in Fall 1 eine Kopplung über den Speicher vor, so ändert der Leistungsfluss  $P_{S1}$  den Zustand des Speichers  $x_S$  und somit beispielsweise das Verlustverhalten  $\eta_2$  des zweiten Teilsystems. Für eine optimale Steuertrajektorie muss deshalb die Auswirkung einer Rekuperation in Teilsystem 1 auf das Verlustverhalten in Teilsystems 2 berücksichtigt werden. Da der sekundäre Speicher, hier ein Blasenspeicher, mit endlichem Volumenstrom ge- oder entladen wird, besitzt dieser eine nennenswerte Zeitkonstante  $T$ . Dies hat zur Folge, dass sich der Zustand des Speichers nicht sprunghaft ändert, sondern stetig mit dem Volumenstrom. Die

Änderung des Verlustverhaltens  $\eta_2$  in zukünftigen Situationen kann jedoch nicht ohne Kenntnis zukünftiger Betriebsbedingungen abgeschätzt werden. Da diese erforderlichen Informationen im Allgemeinen nicht vorhanden sind, werden nachfolgend Einflüsse auf zukünftiges Verlustverhalten durch Wechselwirkungen über den Speicherknoten nicht weiter berücksichtigt.

Im Falle einer direkten Kopplung (Fall 2) beeinflusst beispielsweise  $P_1$  das Verhalten  $\eta_2$  über den Knoten A, so dass die beiden Teilsysteme für eine optimale Steuerung des Systems nicht getrennt betrachtet werden können (**Abbildung 4.6**). Da die Kopplung ohne Speicher (Kapazität) erfolgt, ist  $\eta_2$  sprungfähig. Eine Steuerentscheidung  $u(t)$  wirkt sich ohne Verzögerung auf Teilsystem 2 aus. Liegt eine direkte Kopplung vor, so wird nachfolgend eine kombinierte Systemgrenze der direkt gekoppelten Teilsysteme 1 + 2 gemäß Abbildung 4.6 eingeführt und als kombiniertes Teilsystem betrachtet.



**Abbildung 4.6:** Fall 2: Direkte Kopplung über Knoten A

## 4.2 Ansatz zur Effizienzbewertung

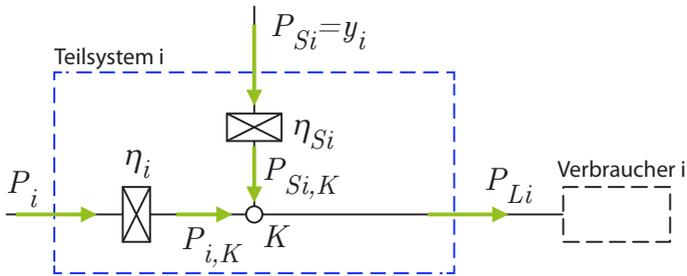
Für ein allgemeines Teilsystem einer hydraulisch-hybriden Antriebsarchitektur nach Abbildung 4.2 wird eine Bewertung der Effizienz möglicher Steuerentscheidungen unter Variation der Speicherleistung entwickelt. Dies ermöglicht es, auf einfache Weise eine optimierungsbasierte Betriebsstrategie für das Gesamtsystem abzuleiten.

Der Grundgedanke des Ansatzes liegt darin, die Steuerentscheidung an einem Knoten  $K$  mit der daraus resultierenden Änderung der aufgenommenen Leistung  $P_i$  der Kurbelwelle zu bewerten. Jede Steuerentscheidung eines Teilsystems wird dadurch auf die VKM projiziert, so dass ein objektiver Vergleich der Teilsysteme ermöglicht wird. In Anlehnung an das ECMS-Verfahren (Kapitel 3.4.2) kann so zum Beispiel durch die Betriebsstrategie derjenige Steuervektor gewählt werden, welcher im aktuellen Zeitschritt mit möglichst geringer Leistung des Speichers eine besonders große Reduzierung der Kurbelwellenleistung erzielt. Es werden hierfür zwei Bewertungskennzahlen eingeführt, welche die Güte einer Steuerentscheidung am Knoten  $K$  über die Auswirkung an Kurbelwelle der VKM beschreiben. Positive Leistungsflüsse bei Entlastung werden mit der Kennzahl  $\xi_i$  bewertet, negative Leistungsflüsse  $y_i$  im Falle einer Energierückgewinnung mit der Kennzahl  $\zeta_i$ . Darüber hinaus wird eine weitere Kennzahl  $\varepsilon$  basierend auf  $\xi$  und  $\zeta$  eingeführt, welche die Effizienz eines Steuervektors bezüglich der Änderung des Kraftstoffverbrauchs  $\dot{m}$  widerspiegelt.

### 4.2.1 Effizienz im Entlastungsfall

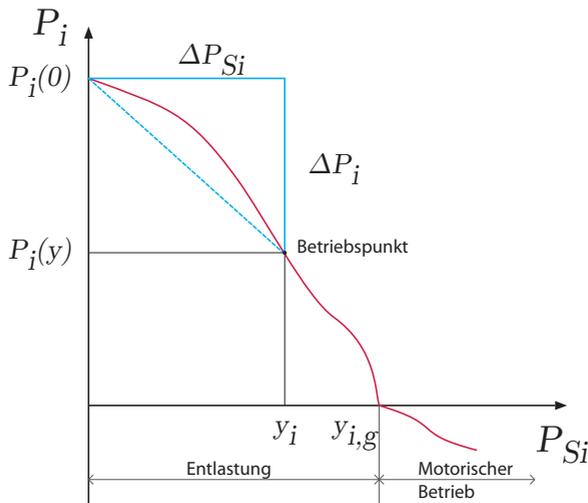
**Abbildung 4.7** zeigt das verallgemeinerte Teilsystem mit Entlastung durch den Speicher, wie es bereits in Kapitel 4.1.1 eingeführt wurde. Die Effizienz (Güte) einer Entlastung durch den Speicher ist durch die Änderung der kurbelwellenseitigen Leistungsaufnahme  $\Delta P_i$  gegeben, welche aus dem Leistungsfluss  $P_{Si}$  des Speichers in das Teilsystem resultiert. Das Verhältnis der kurbelwellenseitigen Entlastung  $\Delta P_i$  gegenüber dem konventionellen Betrieb und der eingetragenen Speicherleistung  $P_{Si}$  wird als Effizienz der Entlastung  $\xi_i$  eingeführt.

$$\xi_i = \frac{\Delta P_i}{P_{Si}} \quad \text{für } y_i > 0 \quad (4.1)$$



**Abbildung 4.7:** Modell eines entlasteten Teilsystemes

Qualitativ ist der Zusammenhang zwischen  $P_{Si}$  und der daraus resultierenden Entlastung  $\Delta P_i$  in **Abbildung 4.8** dargestellt.



**Abbildung 4.8:** Effizienz der Entlastung  $\xi_i$  in Teilsystem  $i$

Durch den Leistungseintrag  $P_{Si}$ , nachfolgend als  $y_i$  bezeichnet, reduziert sich die Leistungsaufnahme  $P_i(y_i = 0)$  des konventionellen Betriebs zu  $P_i(y_i)$ . Die kurbelwellenseitige Entlastung im dargestellten Betriebspunkt ergibt sich zu

$$\Delta P_i = P_i(y_i) - P_i(0) \quad (4.2)$$

Die Steigung der eingezeichneten Sekante gibt die Effizienz  $\xi_i$  der Entlastung im dargestellten Betriebspunkt mit der Speicherleistung  $y_i$  wieder. Der Wert  $\xi_i$  beschreibt, welche Reduzierung der kurbelwellenseitigen Leistungsaufnahme für den Leistungseintrag  $y_i > 0$  des Speichers im betrachteten Betriebspunkt resultiert. Der Wert  $\xi_i$  nach (4.1) vereinfacht sich mit (4.2) zu

$$\xi_i(y_i) = \frac{\Delta P_i}{\Delta P_{Si}} = \frac{P_i(y_i) - P_i(0)}{y_i - 0} \quad (4.3)$$

Der Grenzfall einer vollständigen Entlastung und damit ausschließlicher Versorgung des Verbrauchers durch den Speicher wird mit  $y_{i,G}$  bezeichnet. Für den Fall einer reinen Entlastung mit  $y_i < y_{i,G}$  werden die Leistungen  $P_i$  und  $y_i$  über die zugehörigen Wirkungsgrade  $\eta_i$  und  $\eta_{Si}$  durch die Leistungen am summierenden Knoten  $K$  ausgedrückt.

$$P_i(y_i) = \frac{P_{i,K}(y_i)}{\eta_i(y_i)} \quad (4.4)$$

$$P_i(0) = \frac{P_{i,K}(0)}{\eta_i(0)} \quad (4.5)$$

$$y_i = \frac{P_{Si,K}(y_i)}{\eta_{Si}(y_i)} \quad (4.6)$$

Damit ergibt sich  $\xi_i$  in Abhängigkeit der Leistung des Speichers  $y_i$  zu

$$\xi_i(y_i) = \frac{\frac{P_{i,K}(y_i)}{\eta_i(y_i)} - \frac{P_{i,K}(0)}{\eta_i(0)}}{\frac{P_{Si,K}(y_i)}{\eta_{Si}(y_i)}} \quad (4.7)$$

Der erforderliche Leistungseintrag  $P_{i,K}(0)$  der Kurbelwelle am Knoten  $K$  ohne Entlastung entspricht dabei der Leistungsanforderung  $P_{Li}$ . Mit Entlastung  $P_{i,K}(y_i)$  reduziert sich diese um den Betrag der am Knoten  $K$  resultierenden Speicherleistung  $P_{Si,K}(y_i)$  zu  $P_{Li} - P_{Si,K}(y_i)$

$$P_{i,K}(0) = P_{Li} \quad (4.8)$$

$$P_{i,K}(y_i) = P_{Li} - P_{Si,K}(y_i) \quad (4.9)$$

Es resultiert

$$\xi_i(y_i) = \frac{\frac{P_{Li} - P_{Si,K}(y_i)}{\eta_i(y_i)} - \frac{P_{Li}}{\eta_i(0)}}{\frac{P_{Si,K}(y_i)}{\eta_{Si}(y_i)}} = \frac{\frac{P_{Li}(\eta_i(0) - \eta_i(y_i))}{\eta_i(y_i)\eta_i(0)} - \frac{P_{Si,K}(y_i)}{\eta_i(y_i)}}{\frac{P_{Si,K}(y_i)}{\eta_{Si}(y_i)}} \quad (4.10)$$

und somit die vereinfachte Form

$$\xi_i(y_i) = \frac{P_{Li}}{y_i} \frac{(\eta_i(0) - \eta_i(y_i))}{\eta_i(y_i) \cdot \eta_i(0)} - \frac{\eta_{Si}(y_i)}{\eta_i(y_i)} \quad (4.11)$$

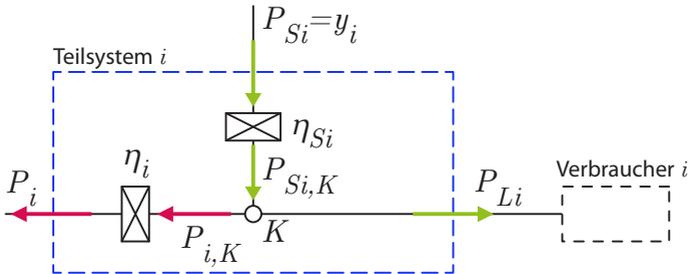
Für den Extremfall einer vollständigen Versorgung durch den Speicher gilt

$$y_i = y_{i,g} = \frac{P_{Si,K}}{\eta_{Si}(y_{i,g})} = \frac{P_{Li}}{\eta_{Si}(y_{i,g})} \quad (4.12)$$

Dadurch vereinfacht sich  $\xi_i$  zum Verhältnis der Wirkungsgrade  $\eta_{Si}(y_{i,g})$  und  $\eta_i(0)$  zur Versorgung des Verbrauchers

$$\xi_i(y_{i,g}) = -\frac{\eta_{Si}(y_{i,g})}{\eta_i(0)} \quad (4.13)$$

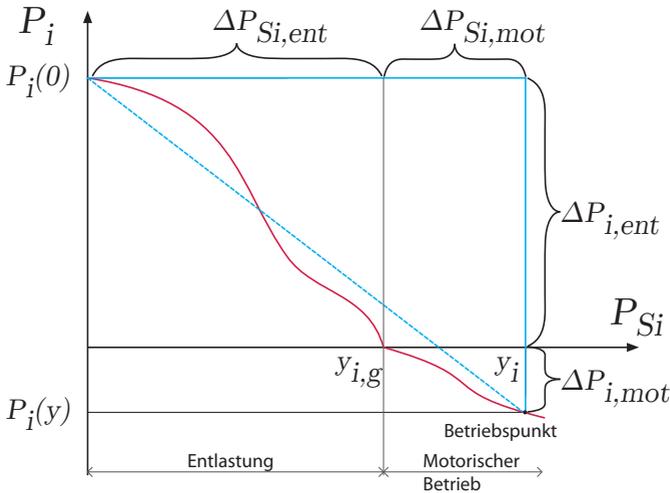
Wird  $y_{i,g}$  überschritten, so ergeben sich die Leistungsflüsse am Knoten  $K$  gemäß **Abbildung 4.9** (Versorgungsfall 3, Abbildung 4.3).



**Abbildung 4.9:** Entlastetes Teilsystem in motorischem Betrieb mit  $y_i > y_{i,g}$

Wird der eingetragene Leistungsfluss des Speichers über  $y_{i,g}$  hinaus erhöht, so wird kurbelwellenseitig keine Leistung mehr aufgenommen, sondern der Wandler  $\eta_i$  der primären Versorgung motorisch betrieben. In diesem Fall wird der überschüssige Leistungseintrag durch den Speicher über  $\eta_i$  an die Kurbelwelle

geleitet. Die Leistungsaufnahme  $P_i$  wird aufgrund des motorischen Betriebs negativ. Der Wert  $\Delta P_i$  setzt sich aus der vollständigen Entlastung  $\Delta P_{i,ent}$  und der motorisch eingetragenen Leistung  $\Delta P_{i,mot}$  zusammen. **Abbildung 4.10** zeigt die Änderung der Leistungsaufnahme in Abhängigkeit der Speicherleistung.



**Abbildung 4.10:** Effizienz der Entlastung  $\xi_i$  mit motorischem Betrieb

Die Effizienz einer Entlastung  $\xi_i$  mit motorischem Betrieb wird analog zu einer reinen Entlastung formuliert.

$$\xi_i(y_i) = \frac{\Delta P_i}{\Delta P_{Si}} = \frac{\Delta P_{i,ent} + \Delta P_{i,mot}}{y_i - 0} \quad \text{für } y_i > y_{i,g} \quad (4.14)$$

$\Delta P_{i,ent}$  beschreibt die Änderung durch vollständiger Entlastung und ergibt sich aus der Leistung  $P_{Li}$  und dem Wirkungsgrad ohne Entlastung  $\eta_i(0)$ . Die Änderung  $\Delta P_{i,mot}$  resultiert aus dem Leistungsüberschuss am Knoten  $P_{Si} \cdot \eta_{Si}(y_i) - P_{Li}$ .

$$\Delta P_{i,ent} = -\frac{P_{Li}}{\eta_i(0)} \quad (4.15)$$

$$\Delta P_{i,mot} = -(y_i \cdot \eta_{Si}(y_i) - P_{Li}) \cdot \eta_i(y_i) \quad (4.16)$$

Daraus ergibt sich die Effizienz einer Entlastung mit zusätzlichem Leistungsfluss von Speicher zur Kurbelwelle zu (4.17)

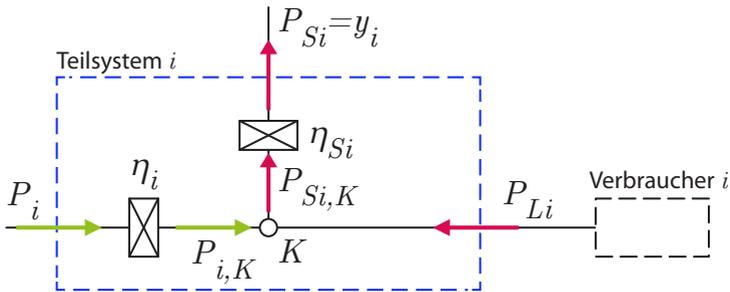
$$\begin{aligned} \xi_i(y_i) &= \frac{\Delta P_i}{\Delta P_{Si}} = \frac{-\frac{P_{Li}}{\eta_i(0)} - (y_i \cdot \eta_{Si}(y_i) - P_{Li}) \cdot \eta_i(y_i)}{y_i} \\ &= \frac{P_{Li}}{y_i} \left( \eta_i(y_i) - \frac{1}{\eta_i(0)} \right) - y_i \cdot \eta_{Si}(y_i) \cdot \eta_i(y_i), \quad \text{für } y_i > y_{i,g} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Auch dieser Term vereinfacht sich bei der Grenzbetrachtung für  $y_i = y_{i,g}$  zu (4.13), so dass sich eine stetige, abschnittsweise definierte Funktion für die Effizienz einer Entlastung mit  $y_i > 0$  ergibt. Zusammenfassend gilt:

$$\xi_i(y_i) = \begin{cases} \frac{P_{Li}}{y_i} \frac{(\eta_i(0) - \eta_i(y_i))}{\eta_i(y_i) \cdot \eta_i(0)} - \frac{\eta_{Si}(y_i)}{\eta_i(y_i)}, & 0 < y_i \leq y_{i,g} \\ \frac{P_{Li}}{y_i} \left( \eta_i(y_i) - \frac{1}{\eta_i(0)} \right) - y_i \cdot \eta_{Si}(y_i) \cdot \eta_i(y_i), & y_i > y_{i,g} \end{cases} \quad (4.18)$$

### 4.2.2 Effizienz im Rekuperationsfall

Die Bewertung der Effizienz einer Steuerentscheidung zur Rekuperation (Versorgungsfall 4, Abbildung 4.3) wird analog zur Herleitung der Entlastung für das Modell eines rekuperierenden Teilsystems gemäß **Abbildung 4.11** durchgeführt.



**Abbildung 4.11:** Modell eines rekuperierenden Teilsystems

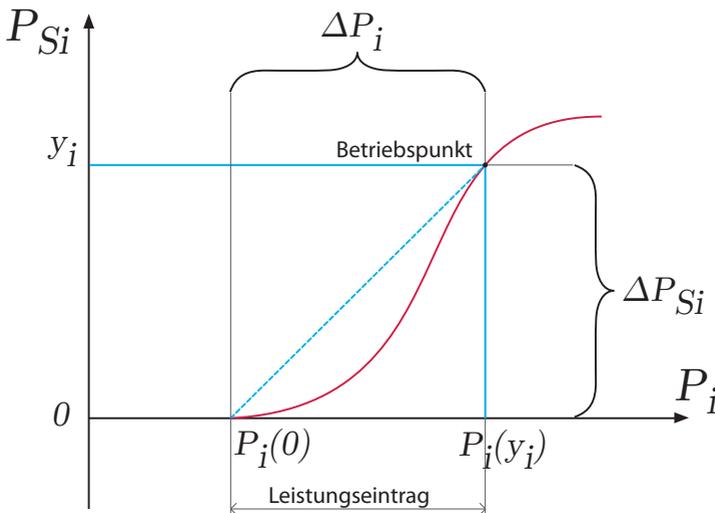
Die Effizienz  $\zeta_i$  einer Rekuperation im Teilsystems  $i$  wird durch das Verhältnis des resultierenden Leistungsflusses zum Speicher  $P_{Si} = y_i$  und der dafür erforderlichen Änderung der kurbelwellenseitigen Leistungsaufnahme  $\Delta P_i$  gebildet.

$$\zeta_i = \frac{P_{Si}}{\Delta P_i} \quad \text{für } y_i < 0 \quad (4.19)$$

Die Änderung  $\Delta P_i$  wird dabei durch die Differenz der Leistungsaufnahmen mit Rekupeartion  $P_i(y_i)$  und ohne Rekuperation  $P_i(y_i = 0)$  gebildet.

$$\Delta P_i = P_i(y_i) - P_i(y_i = 0) \quad (4.20)$$

In **Abbildung 4.12** wird die Effizienz einer Rekuperation durch die Steigung der Sekante, der Verbindung von konventionellem Betriebspunkt bei  $P_i(0)$  und betrachteten Betriebspunkt mit Rekuperation bei  $P_i(y_i)$ , wiedergegeben.



**Abbildung 4.12:** Effizienz der Rekuperation  $\zeta_i$  des Teilsystems  $i$

Analog zu Kapitel 4.2.1 können die Leistungsflüsse über deren Verlustverhalten auf den Knoten  $K$  abgebildet werden, so dass eine Leistungsbilanz an  $K$  aufgestellt werden kann. Annahme hierbei ist, dass der Verbrennungsmotor für eine

Energierückgewinnung Leistung einträgt. Die Leistungsflüsse am Knoten sind ergeben sich somit zu

$$\Delta P_{i,K}(y_i) = \eta_i(y_i) \cdot \Delta P_i(y_i) \quad (4.21)$$

$$\Delta P_{Si}(y_i) = \eta_{Si}(y_i) \cdot P_{Si,K}(y_i) \quad (4.22)$$

$$P_{Li} + P_{i,K}(y_i) = P_{Si,K}(y_i) \quad (4.23)$$

Damit vereinfacht sich  $\zeta_i(y_i)$  zu

$$\zeta_i = \frac{\eta_{Si}(y_i) \cdot (P_{Li} + \eta_i(y_i) \cdot P_i(y_i))}{P_i(y_i) - P_i(0)} \quad \text{für } y_i < 0 \quad (4.24)$$

In konventionellen Antrieben, die systembedingt nicht in der Lage sind, Energie zurückzugewinnen, wird die Energie aktiver Lasten auf dem Pfad zwischen Verbraucher und primärer Versorgung in Wärme gewandelt.

### 4.2.3 Effizienz des Gesamtsystems

Die Effizienz bei ganzheitlicher Betrachtung eines hybriden Mehrverbraucher-systems (Abbildung 4.4) basiert auf den bereits entwickelten Kennwerten  $\xi$  und  $\zeta$  der einzelnen Teilsysteme. Es wird ein weiterer Effizienzkennwert  $\varepsilon$  für das an der Kurbelwelle gekoppelte Gesamtsystem eingeführt.

Bei gekoppelter Betrachtung der  $i$  Teilsteuerentscheidungen kann über die resultierende Kurbelwellenleistung  $P_{KW}$ , gegeben durch  $n_{KW}$  und  $M_{KW}$ , und den spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e = f(n_{KW}, M_{KW})$  auf den Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}$  der VKM geschlossen werden.

$$\dot{m} = b_e \cdot n_{KW} \cdot M_{KW} = b_e \cdot P_{KW} \quad (4.25)$$

Die geforderte Kurbelwellenleistung  $P_{KW}$  resultiert aus den Leistungsanforderungen der Verbraucher  $P_{Li}$ , den Steuerentscheidungen  $y_i$  zur Leistungsaufteilung an den Knoten sowie den damit verbundenen Effizienzkennwerten  $\xi_i$  und  $\zeta_i$ .

$$P_{KW} = \sum_i P_i(P_{Li}, y_i, \xi_i, \zeta_i) \quad (4.26)$$

Analog zur Effizienzbewertung der Teilsysteme setzt der Kennwert  $\varepsilon$  die Änderung des benötigten Kraftstoffverbrauchs  $\Delta\dot{m}$  aufgrund des Steuervektors  $u$  ins Verhältnis zu der vom Speicher gesamt einzutragenden Leistung  $P_S$ .

$$\varepsilon = \frac{\Delta\dot{m}}{P_S} = \frac{\dot{m}(u) - \dot{m}(0)}{P_S} \quad (4.27)$$

Der Leistungsfluss des Speichers  $P_S$  ergibt sich aus den Leistungsflüssen aller Teilsysteme.

$$P_S = \sum_i y_i \quad (4.28)$$

Mit (4.25), (4.26), (4.28) und den Betriebspunktabhängigen  $b_e$ -Werten vereinfacht sich (4.27) zu

$$\varepsilon = \frac{b_e(y_i) \cdot \sum_i P_i(P_{Li}, y_i, \xi_i, \zeta_i) - b_e(0) \cdot \sum_i P_i(0)}{\sum_i y_i} \quad (4.29)$$

Der Wert  $\varepsilon$  gibt somit wieder, inwiefern sich der Leistungsfluss  $P_S$  des Speichers auf den aktuellen Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}$  auswirkt. Da in den verschiedenen  $i$  Teilsystemen des hybriden Antriebssystems sowohl ein konventioneller Betrieb, eine Rekuperation oder ein Leistungseintrag durch den Speicher vorliegen kann, ergeben sich für den Effizienzwert  $\varepsilon$  die in **Abbildung 4.13** gezeigten vier Quadranten.

Die aus den diskreten oder stetig veränderbaren Teilsteuerentscheidungen resultierenden Steuervektoren  $u(t)$  sind als Kreuze dargestellt. Bei Betrachtung des Gesamtsystems kann aus einem gewählten  $u(t)$  insgesamt eine Rekuperation oder eine Entlastung resultieren, auch wenn einzelne Teilsteuerentscheidungen davon abweichen. Der konventionelle Betrieb liegt im Ursprung des Koordinatensystems.

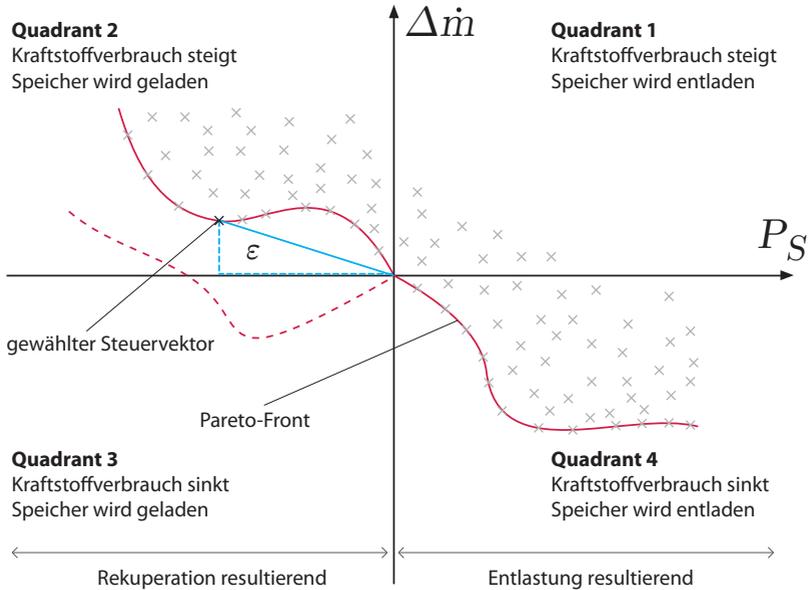


Abbildung 4.13: Vier Quadranten des Kennwerts  $\epsilon$

Es ergeben sich vier Quadranten, in welchem das Antriebssystem durch den gewählten Steuervektor betrieben werden kann: In Quadrant 1 steigt der Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitigem Leistungseintrag durch den Speicher, so dass ein ineffizientes Verhalten gegenüber dem konventionellen Betrieb resultiert. Innerhalb des zweiten Quadranten führt die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs zu einer Ladung des sekundären Speichers. Der dritte Quadrant umfasst alle Steuervektoren, welche bei dominierender Rekuperation eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge haben. In Quadrant 4 führt ein Leistungseintrag des Speichers zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs der VKM. Es bildet sich eine Pareto-Front aus, auf welcher die dominierenden Steuerentscheidungen liegen. Alle oberhalb der Pareto-Front liegenden Steuervektoren werden dominiert (s. Kapitel 3). Die in dieser Arbeit als maßgeblich betrachteten Quadranten sind die Quadranten 2 und 4 (siehe Kapitel 4.1), so dass auch die Pareto-Front exemplarisch hierdurch verläuft. Eine Front, die möglicherweise durch den dritten Quadranten verläuft (gestrichelt), wird im Folgenden nicht weiter thematisiert.

Der formulierte Kennwert  $\varepsilon$  beschreibt analog zu  $\xi$  und  $\zeta$  die Steigung der Sekante zwischen Ursprung (konventionellem Betrieb) und gewähltem Steuervektor  $u(t)$ . Wie aus (4.29) und Abbildung 4.13 hervorgeht, liegt im Allgemeinen ein negativer Wert bzw. eine negative Steigung vor.

Aus der Pareto-Front ist nachfolgend ein Steuervektor durch die Betriebsstrategie zu identifizieren. Im Bereich der Rekuperation stellt die Maximierung von  $\varepsilon$  (Minimierung von  $|\varepsilon|$ ) die Optimierungsrichtung dar - eine flache Sekante erreicht einen verhältnismäßig hohen Leistungsfluss zum Speicher bei gleichzeitig geringem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Im Bereich der Entlastung ist die Optimierungsrichtung durch die Minimierung von  $\varepsilon$  (Maximierung von  $|\varepsilon|$ ) gegeben. Aufgrund dessen, dass sich die Optimierungsrichtung bei Wechsel von Rekuperation nach Entlastung ändert, wurde bei der Formulierung von  $\zeta$  gegenüber  $\xi$  der Kehrwert betrachtet. Dies hat zur Folge, dass zumindest bei den Effizienzkennwerten für die Teilsysteme dieselbe Optimierungsrichtung vorliegt.

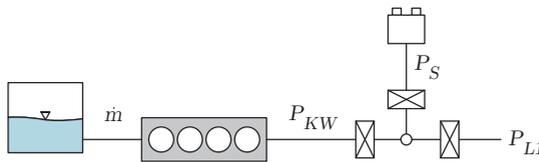
## 5 Entwicklung einer Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie eines hydraulisch-hybriden Mehrverbrauchersystems mit zentralem Speicher hat die Aufgabe, einen eindeutigen Steuervektor zu identifizieren und dabei die Zielfunktion möglichst gut zu erfüllen. Die Bestimmung des Steuervektors ist gemäß Kapitel 3 ein Optimierungsproblem, da aufgrund gegenläufiger Optimierungsziele ein Zielkonflikt vorliegt. Die im Folgenden entwickelten Betriebsstrategien basieren auf einer statischen Optimierung mit heuristischen Randbedingungen, so dass über eine betrachtete Zyklusdauer ein suboptimales Ergebnis erzielt wird. Aus Gründen der Robustheit sind die Strategien unabhängig von einem Maschinenzyklus, da dieser bei mobilen Arbeitsmaschinen im Allgemeinen stark variiert. Zur Reduzierung der Komplexität der Steuerung werden die Betriebsstrategien mit der in Kapitel 4 vorgestellten Methode zur Effizienzbewertung bestimmt, da mit dieser ein objektiver Vergleich einzelner Steuerentscheidungen ermöglicht wird. Die vorgestellten Ansätze unterscheiden sich in ihrer Komplexität und der damit erzielbaren Güte hinsichtlich des vorliegenden Optimierungsproblems.

Wie eingangs beschrieben, liegt der Fokus der vorliegenden Arbeit auf einer Effizienzsteigerung durch Rückgewinnung von potentieller und kinetischer Energie der Aktuatoren und deren intelligenter Nutzung entsprechend den Fällen 1 und 4 aus Abbildung 4.3. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft, den Speicher so zu integrieren, dass bei Leistungsflüssen zwischen dem Speicher und den einzelnen Aktuatoren (Verbrauchern) möglichst geringe Leistungsverluste auftreten. Die bei entsprechender Integration auftretenden Leistungsverluste zwischen Speicher und VKM führen dazu, dass eine Ladung des Speichers rein durch die VKM (Abbildung 4.3, Fall 2) in den zu entwickelnden Betriebsstrategien nicht berücksichtigt wird. Ein Leistungsfluss zwischen VKM und Speicher wird nachfolgend nur in zwei Fällen betrachtet. Zum einen bei notwendiger Unterstützung der VKM zur Rekuperation (Abbildung 4.3, Fall 4), um eine möglichst hohe Energiemenge zurückzugewinnen zu können. Zum anderen bei einem Leistungseintrag des Speichers  $y_i$ , welcher die Leistungsanforderung des Verbrauchers  $P_{Li}$  übersteigt

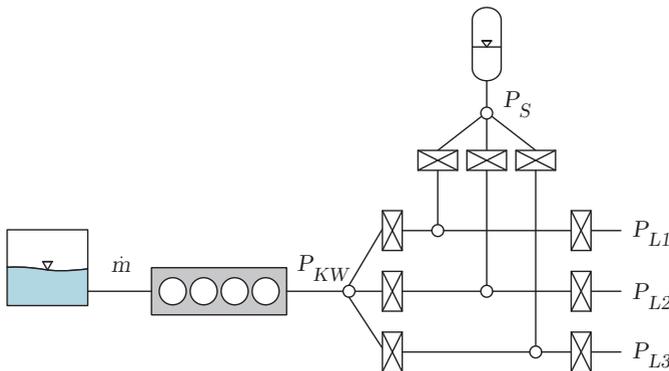
(Fall 3). Dies ist besonders für hydraulische Systeme relevant, da ein motorischer Betrieb des konventionellen Wandlers  $\eta_i$  bei diskreten Steuerentscheidungen, wie beispielsweise bei Schaltventilen, nicht immer vermieden werden kann.

Wird der Speicher wie bei HEV mit nur einem Knoten an der Kurbelwelle eingebunden (**Abbildung 5.1**), so kann der Betriebspunkt der VKM ( $M_{KW}$  und  $n_{KW}$ ) durch  $u(t)$  dauerhaft und kontinuierlich beeinflusst werden. Der Steuerentscheidung  $u(t)$ , aus welcher  $P_S$  und  $P_{KW}$  resultiert, kann somit direkt der äquivalente Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}_{eq}$  (ECMS) zugewiesen werden.



**Abbildung 5.1:** Einbindung des Speichers an einem Knoten

Liegt hingegen ein hybrides Mehrverbrauchersystem mit einer Einbindung des Speichers an mehreren Knoten nahe der Verbraucher vor (**Abbildung 5.2**), so ist eine gezielte Beeinflussung des Betriebspunkts nur eingeschränkt möglich.



**Abbildung 5.2:** Einbindung des Speichers an mehreren Knoten

Eine Abschätzung des zukünftigen Leistungsflusses zum Speicherausgleich ist bei komplexen hybriden Systemen nicht zuverlässig realisierbar (s. Kapitel 3.5).

Die Güte des Steuervektors  $u(t)$  kann somit nicht über einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}_{eq}$  ermittelt werden. Es wird deshalb ein vereinfachtes und suboptimales Verfahren gewählt, bei welchem  $u(t)$  anhand der Kennwerte  $\xi$  und  $\zeta$  der Teilsysteme oder des Kennwerts  $\varepsilon$  des Gesamtsystems identifiziert wird. Die Güte einer Steuerentscheidung wird somit nicht mehr durch einen Vergleich mit dem geschätzten zukünftigen Ladungsausgleich ermittelt, sondern durch heuristische Schwellwerte basierend auf Expertenwissen. Der Lösungsraum möglicher Steuervektoren  $U(t)$  wird durch diese heuristischen Randbedingungen für die Effizienzwerte eingeschränkt. Aus den verbleibenden Lösungen wird mittels einer statischen Optimierung der Steuervektor mit der höchsten Effizienz ermittelt.

Aufgrund der Heuristik werden die nachfolgend entwickelten Betriebsstrategien ein suboptimales Verhalten aufweisen, so dass das erzielbare Einsparpotential unterhalb des theoretisch Möglichen liegt. Demgegenüber steht die Tatsache, dass die Komplexität und der Entwicklungsaufwand durch den dargestellten Ansatz deutlich reduziert werden. Zusätzlich erlaubt die methodische Ableitung einer Betriebsstrategie anhand der Effizienzwerte  $\xi$ ,  $\zeta$  und  $\varepsilon$  eine einfache Übertragung auf unterschiedliche mobile Arbeitsmaschinen.

Es werden drei Betriebsstrategien vorgestellt, die auf der entwickelten Effizienzbewertung aufbauen. Eine Basisstrategie stellt die einfachste Lösung dar, bei der jede Rekuperation ohne zusätzlichen Leistungseintrag eingeleitet und bei jeder Möglichkeit maximal entlastet wird (Greedy-Ansatz). Anschließend wird eine weiterentwickelte Strategie vorgestellt, welche Steuerentscheidungen unterhalb einer konstanten Mindesteffizienz ausschließt und aus den verbleibenden Entscheidungen diejenige mit dem maximalen Effizienzwert auswählt. Eine dritte Betriebsstrategie koppelt diese Mindesteffizienz an den Speicherzustand, um bei niedrigen Ladezuständen einen Ladevorgang und bei hohen Ladezuständen ein Entladevorgang zu priorisieren.

Für die im Folgenden entwickelten Betriebsstrategien werden die einzelnen Teilsysteme entkoppelt betrachtet, als Effizienzkenwerte werden  $\xi$  und  $\zeta$  verwendet. Die zugehörige Gütefunktion ist somit durch  $G(x(t), u(t)) = P_{KW}$  gegeben. Eine Übertragung der nachfolgend erarbeiteten Betriebsstrategien auf das Gesamtantriebssystem ist ohne Weiteres durch Verwendung des Kennwerts  $\varepsilon$  anstelle der Effizienzkenwerte einzelner Teilsysteme  $\xi$  und  $\zeta$  möglich.

## 5.1 Basisstrategie

Die Basisstrategie ist die Lösung einer statischen Optimierung (Kapitel 3.4.2) gemäß des Greedy-Algorithmus. Dieser wählt zu jedem Zeitpunkt den Steuervektor, welcher lokal den maximalen Gewinn verspricht [13]. Übertragen auf das vorliegende Optimierungsproblem (bei entkoppelter Betrachtung der Teilsysteme) entspricht dies der lokal minimalen Kurbelwellenleistung  $P_{KW}$ . Die Entscheidung zur Realisierung von Rekuperations- oder Entlastungsvorgängen innerhalb der einzelnen Teilsysteme wird damit unabhängig von anderen Teilsystemen getroffen.

Der Steuervektor  $u_{Basis}(t)$  der Basisstrategie wird durch die Leistungsflüsse des Speichers  $y_{i,Basis}(t)$  der einzelnen Teilsysteme gemäß (5.1) und (5.2) beschrieben.

$$y_{i,Basis}(t) = y_i(\xi_i(t), P_i^*(t)) \quad \forall P_{Li}(t) < 0 \quad (5.1)$$

so dass

$$\xi_i(t) > 0$$

$$P_i^*(t) = \min_{y_i(t)}(P_i(t))$$

$$y_{i,Basis}(t) = \min(y_i(\zeta_i(t), \Delta P_i(t))) \quad \forall P_{Li}(t) > 0 \quad (5.2)$$

so dass

$$\Delta P_i(t) \leq 0$$

Bei passiven Lastfällen eines Verbrauchers mit negativer Leistung  $P_{Li}(t) < 0$  wird der Leistungsfluss des Speichers  $y_i(t)$  bestimmt, welcher durch Entlastung ( $\xi_i(t) > 0$ ) den geringsten Eintrag  $P_i^*(t)$  der VKM herbeiführt. Im Falle aktiver Lasten  $P_{Li}(t) > 0$  wird eine Rekuperation mit größtmöglichem Leistungsfluss zum Speicher  $\min(y_i(t))$  (Minimierung gemäß Vorzeichenkonvention) ohne Leistungseintrag der VKM ( $\Delta P_i \leq 0$ ) realisiert. Da sich in diesem Sonderfall keine Änderung an der VKM ergibt, kann die zugehörige Effizienzbedingung nur als Grenzwert wiedergegeben werden.

$$\lim_{\Delta P_i \rightarrow 0} \zeta_i = \infty \quad (5.3)$$

Die beschriebene Steuerung führt aufgrund der größtmöglichen Entlastung durch den Speicher zu einem stark reduzierten Kraftstoffverbrauch für den betrachteten Zeitschritt. Bezogen auf den gesamten Zyklus kann ein deutlich suboptimaler Betrieb resultieren, da die gespeicherte Energie mitunter auf ineffiziente Weise in allen Teilsystemen eingebracht wird und eine schnellstmögliche Entladung des Speichers angestrebt wird.

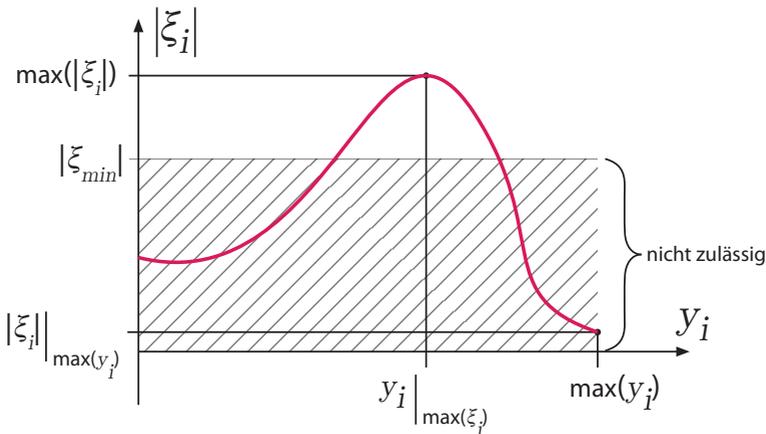
## 5.2 Optimierungsbasierte Betriebsstrategie

Für eine global optimale Steuertrajektorie  $u^*(t)$  über den gesamten Zyklus muss die Auswirkung einer Steuerentscheidung auf zukünftige Situationen berücksichtigt werden, so dass lokal nicht zwingend der minimale Kraftstoffverbrauch erreicht wird. Da die notwendige Kenntnis über zukünftige Situationen nicht vorliegt, kann  $u^*(t)$  mit dem gewählten Ansatz per se nicht erreicht werden. Der Anspruch an die Entwicklung einer Betriebsstrategie reduziert sich deshalb in der vorliegenden Arbeit zur Forderung nach einem gegenüber der Basisstrategie verbesserten Steuervektor, der trotz fehlender Kenntnis zukünftiger Situationen für einen betrachteten Zyklus in einer höheren Energieeffizienz resultiert. Dies geschieht durch die Einführung von festen oder variablen Schwellwerten für die bereits formulierten Effizienzkennwerte.

Wie bereits in Kapitel 5.1 erwähnt, führt die Basisstrategie zu maximaler Entlastung aller Verbraucher und Rekuperation ohne zusätzlichen Energieeintrag der VKM. Nicht ausgeschlossen wird dadurch eine ineffiziente, „verschwendende“ Nutzung der gespeicherten Energie, sowie die Vernachlässigung von rekuperierbarer Energie, welche nur einen geringen zusätzlichen Leistungseintrag erfordert. Diese Punkte stellen den Fokus der optimierungsbasierten Betriebsstrategie dar. So kann durch Abweichung von der Basisstrategie eine gesteigerte Energieeffizienz über einen Zyklus resultieren, da weitere Energierückgewinnung durch Unterstützung möglich wird und die gespeicherte Energie nur oberhalb einer geforderten Mindesteffizienz eingetragen wird. Diese Effekte führen zu einem gegenüber der Basisstrategie lokal höheren, über den Zyklus jedoch geringeren Verbrauch.

### 5.2.1 Strategie mit konstanten Schwellwerten

Der Grundgedanke der Strategie mit konstanten Schwellwerten liegt darin, nur Entscheidungen mit einer Effizienz oberhalb der Schwellwerte  $\xi_{min}$  und  $\zeta_{min}$  zuzulassen. Durch diese Einschränkung werden im Falle einer Entlastung diejenigen Entscheidungen eliminiert, die in der Basisstrategie zu einer „verschwenderrischen“ Nutzung der gespeicherten Energie führen. Ebenso wird dadurch eine Rekuperation realisiert, die mit verhältnismäßigem, „gewinnbringendem“ Aufwand verbunden ist. **Abbildung 5.3** zeigt beispielhaft den Verlauf der Effizienz einer Entlastung  $|\xi_i|$  in Abhängigkeit der Speicherleistung  $y_i$  eines Teilsystems.



**Abbildung 5.3:** Verlauf von  $\xi_i$  über  $y_i$

Zu erkennen ist, dass der durch die Basisstrategie gewählte maximale Leistungsfluss  $\max(y_i)$  im vorliegenden Fall mit einer relativ geringen Effizienz  $\xi_i(\max(|y_i|))$  einhergeht. Die Strategie mit konstanten Schwellwerten schließt alle Entscheidungen aus, welche unterhalb von  $|\xi_{min}|$  liegen. Aus den verbleibenden zulässigen Entscheidungen wird diejenige gewählt, welche die höchste Effizienz  $\max(|\xi_i|)$  bietet. Analoges gilt für die Realisierung einer Rekuperation. Hierbei wird eine Mindesteffizienz  $\zeta_{min}$  bei Energierückgewinnung gefordert und aus den verbleibenden zulässigen Steuerentscheidungen jene mit  $\max(\zeta_i)$  umgesetzt.

Der Steuervektor  $u_{Konst}$  der Steuerstrategie mit konstanten Schwellwerten ist gemäß (5.4) und (5.5) unter Berücksichtigung der Vorzeichenkonvention über die Leistung  $y_{i,Konst}$  bei Entlastung und Rekuperation der Teilsysteme definiert.

$$y_{i,Konst}(t) = y_i(\xi_i^*(t)) \quad \forall P_{Li}(t) < 0 \quad (5.4)$$

so dass

$$\xi_i^*(t) = \min_{y_i(t)}(\xi_i(t))$$

$$\xi_i^*(t) \leq \xi_{min}$$

$$y_{i,Konst}(t) = y_i(\zeta_i^*(t)) \quad \forall P_{Li}(t) > 0 \quad (5.5)$$

so dass

$$\zeta_i^*(t) = \max_{y_i(t)}(\zeta_i(t))$$

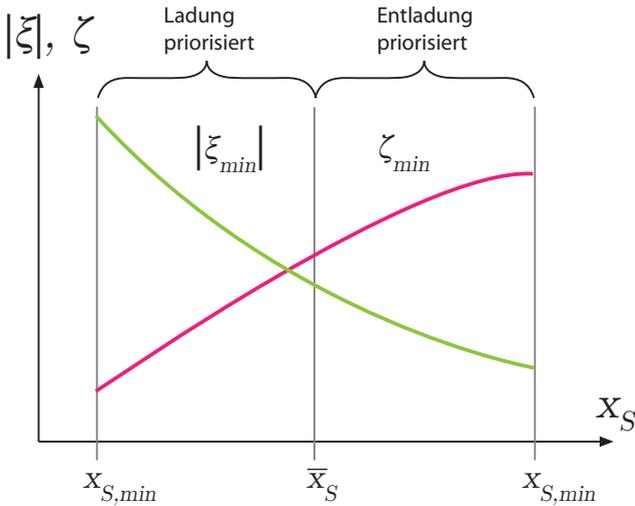
$$\zeta_i^*(t) \geq \zeta_{min}$$

## 5.2.2 Strategie mit variablen Schwellwerten

Soll die Energieeffizienz eines Systems mit konstanten Schwellwerten gemäß Abschnitt 5.2.1 gesteigert werden, so lässt sich dies durch eine Erhöhung der Werte  $|\xi_{min}|$  und  $\zeta_{min}$  erreichen. Dadurch werden zunehmend ineffiziente, wenig „rentable“ Entscheidungen vermieden. Problematisch dabei ist, dass sich die absolute Menge an zulässigen Steuerentscheidungen mit steigenden Schwellwerten kontinuierlich verkleinert. Aufgrund der sich verkleinernden Menge steigt die Wahrscheinlichkeit, dass der Speicher in einem Zustand verharrt. Beispielsweise bleibt dieser bis zum nächsten Energierückgewinnungsvorgang aufgrund mangelnder Situationen mit ausreichender Effizienz zur Entladung voll geladen. Dies hätte zur Folge, dass rekuperierbare Energie ungenutzt in Wärme gewandelt wird. Analog kann im Falle sehr ineffizienter Versorgung durch die VKM eine Entlastung mit hohem Einsparpotential nicht realisiert werden, da Rekuperationsvorgänge aufgrund sehr hoher Schwellwerte nicht eingeleitet wurden und der Speicher somit entladen bleibt.

Wie bereits erwähnt, liegt für den Speicherzustand ein Zielkonflikt bezüglich dessen Ladezustand vor. Aufgrund des nicht vorhandenen Wissens über die zukünftigen Lasten der Verbraucher kann der Speicher nicht frühzeitig auf kommende

Situationen angepasst werden. Ein Ansatz aus dem Bereich der HEV hierzu ist die Festlegung eines angestrebten (mittleren) Ladezustands, welcher sowohl eine Rekuperation als auch eine Entlastung in gewissem Umfang ermöglicht. Bei einer Abweichung von diesem werden immer die Steuerentscheidungen begünstigt, die eine Veränderung hin zum angestrebten Zustand zur Folge haben (s. Kapitel 3.1). Eine Begünstigung zur Erreichung des angestrebten Zustands  $\bar{x}_S$  wird nachfolgend dadurch erzielt, dass  $|\xi_{min}|$  und  $\zeta_{min}$  vom Speicherzustand abhängen. **Abbildung 5.4** zeigt qualitativ einen möglichen Verlauf der Werte.



**Abbildung 5.4:** Zustandsabhängige Schwellwerte: Verlauf von  $\xi_i$  über  $x_S$

Unterhalb des angestrebten Speicherzustands  $\bar{x}_S$  wird eine Ladung begünstigt. Dazu wird  $|\xi_{min}|$  erhöht und  $\zeta_{min}$  reduziert. Umgekehrt wird bei Priorisierung einer Entladung  $\zeta_{min}$  erhöht und  $|\xi_{min}|$  verringert. Die Beschreibung des Steuervektors  $u_{var}$  ist weiterhin durch (??) gegeben, jedoch mit dem Unterschied der zustandsabhängigen Schwellwerte  $\xi_{min}(x_S)$  und  $\zeta_{min}(x_S)$ . Der quantitative Verlauf der Kennlinien stellt die Heuristik der Betriebsstrategie dar und ist durch den Entwickler individuell zu ermitteln.

## 6 Hybrides Antriebssystem eines Teleskopladers

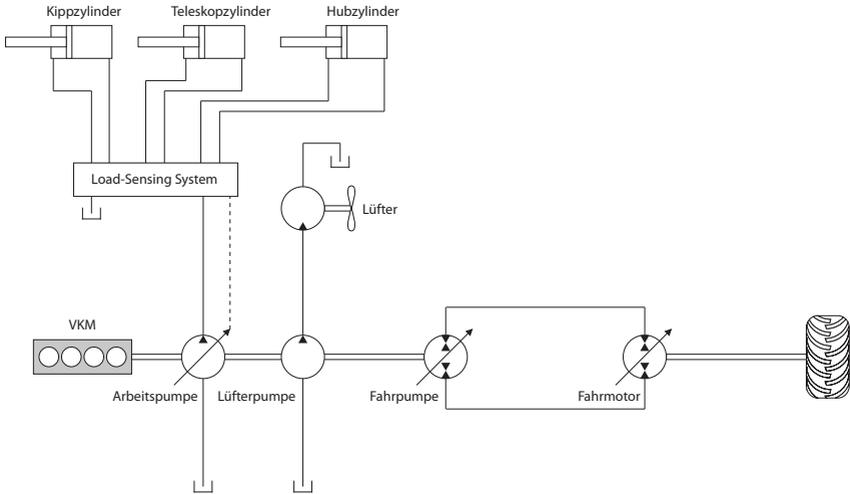
Der in Kapitel 5 entwickelte Ansatz wird im Folgenden exemplarisch am Beispiel eines Teleskopladers mit hybridem Antriebssystem verifiziert. Nachfolgend wird zuerst die Maschine mit dem ursprünglichen, nicht rekuperationsfähigen Antriebssystem dargestellt. Anschließend wird der Aufbau und die Funktion des hybriden Mehrverbrauchersystems beschrieben. Für die zugehörigen Teilsysteme werden die Kennwerte  $\xi_i$  und  $\zeta_i$  bestimmt und darauf aufbauend entsprechende Betriebsstrategien abgeleitet.

### 6.1 Referenzsystem

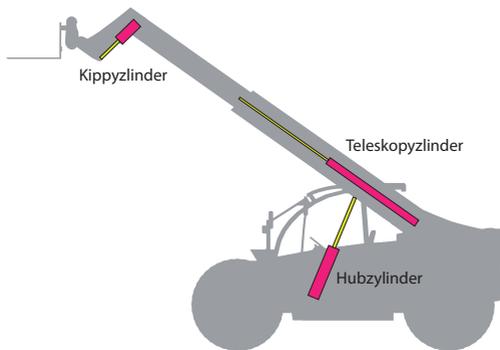
Bei der betrachteten Beispielanwendung handelt es sich um einen Teleskoplader mit einer zulässigen Gesamtmasse von 10 t, einer maximalen Hublast von 4000 kg und einer Antriebsleistung von 100 kW. Der konventionelle Antriebsstrang der Maschine ist in **Abbildung 6.1** dargestellt.

Der Verbrennungsmotor treibt die Pumpen für die Arbeitshydraulik, den Lüfter und den Fahrtrieb an. Die Verbraucher der Arbeitshydraulik (Load-Sensing System) sind der Hubzylinder, der Teleskopzylinder und der Kippzylinder. Die Anordnung der jeweiligen Zylinder ist schematisch in **Abbildung 6.2** gegeben. Die Lüfterpumpe versorgt einen Lüftermotor, welcher durch ein parallelgeschaltetes, fernsteuerbares Druckbegrenzungsventil temperaturgeregelt betrieben wird. Das hydrostatische Fahrgetriebe besteht aus einer Verstellpumpe und einem Verstellmotor sowie nicht dargestellten Nebenfunktionen. Es verfügt über ein elektronisches Steuergerät (ECU) zur automotiven Getriebesteuerung. Nicht dargestellt sind die Lenkung und die Nebenverbraucher der Arbeitshydraulik, Sicherheitsfunktionen sowie mechanische Getriebestufen.

## 6 Hybrides Antriebssystem eines Teleskopladlers



**Abbildung 6.1:** Konventionelles Antriebssystem des Teleskopladlers, schematisch



**Abbildung 6.2:** Zylinderanordnung des Teleskopladlers, schematisch

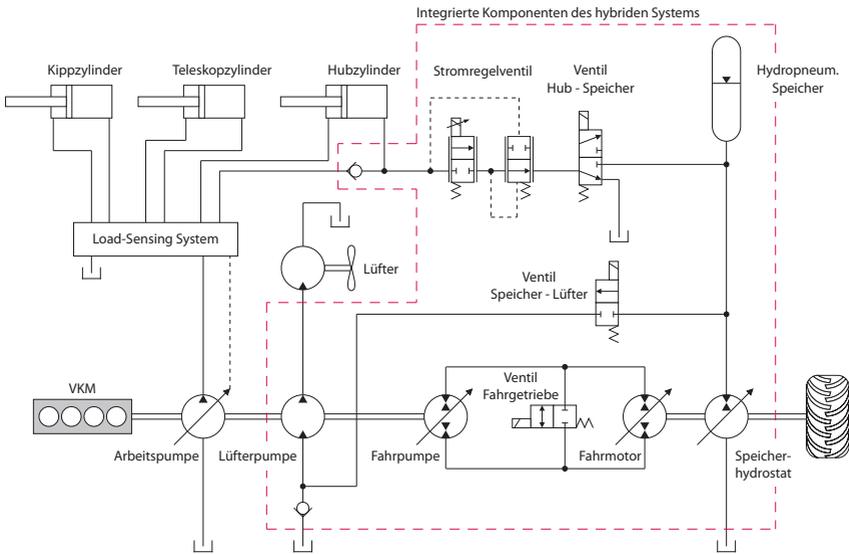
## 6.2 Hybrides Antriebssystem

Das auf dem Teleskoplader umgesetzte Hybridsystem stellt eine von vielen möglichen hybriden Topologien dar, mit welchen die Energieeffizienz gesteigert werden kann. Da der Fokus dieser Arbeit im Besonderen auf Energierückgewinnung und deren effizienter Einspeisung gerichtet ist, liegen die Knoten der Speicherintegration möglichst nah an den beteiligten Verbrauchern anstatt an der Kurbelwelle. Daraus resultieren erstens niedrige Energieverluste bei Rückgewinnung aufgrund geringer Leitungs- und Wandlungsverluste gegenüber Topologien mit einer Speicherintegration direkt an der Kurbelwelle. Zweitens ist so eine energieeffiziente Entlastung der beteiligten Verbraucher möglich, da sich die Last aus Sicht des Verbrennungsmotors am Anfang der Wirkungskette reduziert (siehe Kapitel 5).

Das hybride Antriebssystem bietet ein großes Spektrum an möglichen Leistungsflüssen unter den gegebenen Randbedingungen von Bauraum und Komponentenverfügbarkeit. Es ermöglicht die Rückgewinnung und Speicherung von Energie aus dem Fahrtrieb und dem Hubzylinder, sowie den Eintrag dieser Energie in den Fahr- und den Lüfterantrieb. Auf eine Rückgewinnung aus Kipp- und Teleskopzylinder wurde aufgrund deren deutlich geringerer Leistungsaufnahme verzichtet, ebenso auf den Wiedereintrag der zurückgewonnen Energie in den Hubzylinder aufgrund der erforderlichen Änderungen am Load-Sensing System. Das realisierte Antriebssystem hat nicht den Anspruch, das technisch maximale mögliche Einsparpotential zu erschließen. Vielmehr dient es der Entwicklung einer effizienten Betriebsstrategie, so dass auf eine Diskussion des Systementwurfs und der Dimensionierung in dieser Arbeit verzichtet wird.

**Abbildung 6.3** zeigt den Aufbau des hybriden Antriebssystems. Das konventionelle Antriebssystem wird vollständig beibehalten und um eine Energierückgewinnung aus dem Hubzylinder und dem Fahrtrieb in einen zentralen Speicher erweitert. Der Speicher wiederum kann zur Entlastung des Fahrtriebs und des Lüfterantriebs eingesetzt werden. Zentrales Element des Hybridsystems ist ein hydropneumatischer Blasenspeicher mit einem Nennvolumen von  $V_0 = 32 \text{ L}$  und einem maximalen Betriebsdruck von  $p_2 = 240 \text{ bar}$ . Der Speicher wird mit einem Gasdruck von  $p_0 = 70 \text{ bar}$  vorgespannt, der untere Betriebsdruck liegt bei  $p_1 = 80 \text{ bar}$ . Rekuperation und auch Entlastung im Fahrtrieb werden durch

einen zusätzlichen mehrquadrantenfähigen Verstellhydrostat ( $V_{max} = \pm 100 \text{ cm}^3$ ) auf der Getriebeausgangswelle realisiert. Um Schubbetrieb der VKM bei rekupe- rativen Bremsvorgängen zu verhindern und einen maximalen Leistungsfluss zum Speicher zu ermöglichen, kann das hydrostatische Getriebe durch ein Ventil kurz- geschlossen werden. Dabei wird in die automotiv Steuerung des Fahrgetriebes eingegriffen, um einer Schädigung des Getriebes durch unzulässiges Verschwen- ken von Fahrpumpe und -motor vorzubeugen.



**Abbildung 6.3:** Hybrides Antriebssystem des Teleskopladers

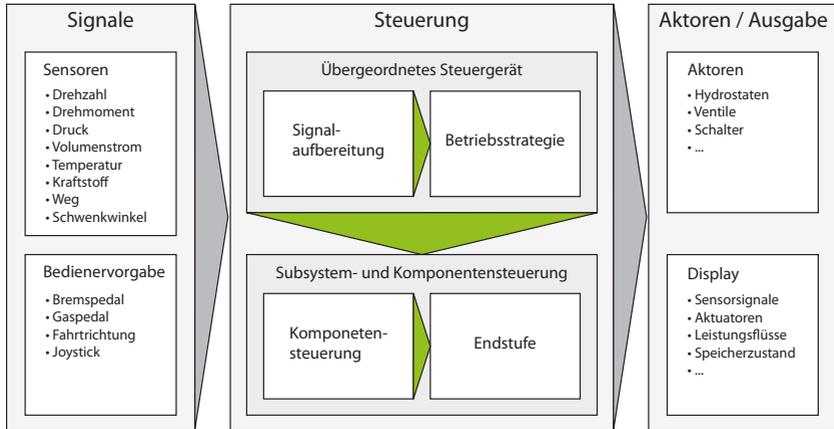
Der Hubzylinder wird zulaufseitig konventionell durch das Load-Sensing Sys- tem versorgt, jedoch kann der ablaufende Volumenstrom aufgrund des Rück- schlagventils nicht mehr durch dieses zum Tank ablaufen. Durch ein Stromregel- ventil, realisiert durch ein Proportionalventil mit nachgeschalteter Druckwaage, wird der Rücklauf im Falle aktiver Lasten gesteuert und anschließend durch ein Schaltventil entweder in den Tank oder den Speicher geleitet. Die Sollwertvor- gabe der Volumenstromregelung im Zulauf (LS-Ventil) und im Ablauf wird aus dem Joysticksignal für das Senken des Teleskoparms abgeleitet. Zur Entkopp- lung der beiden hydraulischen Regler wird der ablaufende Volumenstrom (un- ter Berücksichtigung des Kolbenflächenverhältnisses des Hubzylinders) etwas

größer eingestellt, so dass der Zulauf theoretisch kavitiert. Der im Zulauf fehlende Volumenstrom wird über ein zusätzliches Druckminderventil aus dem Ablauf zurückgeführt und damit Kavitation im Zulauf vermieden. Um einen möglichst geringen Volumenstrom über das Druckminderventil und damit einen hohen Volumenstrom in den Speicher zu erhalten, müssen die beiden hydraulischen Regler gut aufeinander abgestimmt werden. Das Druckminderventil, sowie Steuerleitungen, Sensoren und Sicherheitsventile, sind in Abbildung 6.3 nicht dargestellt.

Liegt der Speicherdruck über dem aus einer aktiven Last am Hubzylinder resultierenden Lastdruck, so senkt sich der Teleskoparm bei Schaltung des Ablaufs zum Speicher nicht von selbst ab. Dies resultiert daraus, dass bei Verbindung des Zylinderablaufs mit dem Speicher ein passiver Lastfall entsteht, so dass die Arbeitspumpe zulaufseitig einen Druck einprägen muss, um die gewünschte Bewegung zu erhalten. Die ablaufseitige Stromregelfunktion ist nicht Regelbetrieb, da der Volumenstrom durch das zulaufseitige LS-Ventil bestimmt wird und dieser geringer ist als der ablaufseitig geforderte Volumenstrom. Die Druckwaage öffnet in diesem Fall vollständig. Von der Kurbelwelle wird durch die Arbeitspumpe Leistung aufgenommen, um eine unterstützte Rekuperation in den Speicher zu ermöglichen. Dieser Effekt ist solange nutzbar, bis die Maximaldruck- oder Leistungsbegrenzung des Pumpenreglers eingreift.

Des Weiteren kann der Speicher durch ein Schaltventil mit der Saugseite der Lüfterpumpe verbunden werden. Dadurch reduziert sich die Druckdifferenz über der Pumpe, so dass diese weniger Moment von der Kurbelwelle aufnimmt. Übersteigt der zulaufseitige Druck den Lastdruck, so arbeitet die Lüfterpumpe motorisch und führt Leistung auf die Kurbelwelle zurück. Das dargestellte System ist in der Lage, zurückgewonnene Energie direkt zu einem anderen Verbraucher zu leiten, ohne diese zwischenspeichern zu müssen. Dies ist möglich, da die unterschiedlichen Leistungspfade gleichzeitig geschaltet werden können. So kann beispielsweise die zurückgewonnene Energie aus dem Hubzylinder direkt den Fahr- oder Lüfterantrieb entlasten.

Die Steuerung des Systems wird durch ein übergeordnetes Steuergerät übernommen (**Abbildung 6.4**). Diese verarbeitet die Sensorsignale und den Bedienerwunsch und ermittelt mit Hilfe der Betriebsstrategie den Steuervektor  $u(t)$ .



**Abbildung 6.4:** Steuerungssystem des Hybridantriebs

Die vorliegenden Sensorsignale umfassen Drücke im System (Fahrgetriebe, Lüfterkreis, Arbeitspumpe, Ventilsystem und Verbraucher, Speicher), Zylinderpositionen, Volumenströme der hydraulischen Antriebe und Drehzahlen von VKM und Pumpen. Des Weiteren werden Drehmoment und Drehzahl des Fahrtriebs, Schwenkwinkel des Speicherhydrostaten, Öltemperaturen sowie aktueller Kraftstoffverbrauch gemessen. Die Umsetzung des Steuervektors auf Aktuatorebene wird durch untergeordnete Komponenten- und Subsystemsteuergeräte realisiert.

### 6.3 Entwicklung der Betriebsstrategie

Für das beschriebene hydraulisch-hybride Mehrverbrauchersystem werden im Folgenden Betriebsstrategien gemäß Kapitel 5 umgesetzt. Das zugehörige Modell des Antriebssystems nach Kapitel 4.1 ist in **Abbildung 6.5** dargestellt.

Die VKM versorgt den Fahrtrieb ( $P_F$ ), den Lüfterantrieb ( $P_L$ ) und die Arbeitshydraulik ( $P_{AH}$ ). Der Fahrtrieb setzt sich aus dem Fahrgetriebe  $\eta_F$  und dem Speicherhydrostaten  $\eta_{SF}$  zusammen, deren Leistungen  $P_{F,K}$  und  $P_{SF,K}$  aufgrund der parallelhybriden Struktur an der Getriebeausgangswelle mechanisch summiert werden. Tritt ein aktiver Lastfall im Fahrtrieb auf, so kann der Speicherhydrostat in den Speicher reкупerieren. Bei passiven Lasten kann dieser an der Getriebeausgangswelle entlasten.

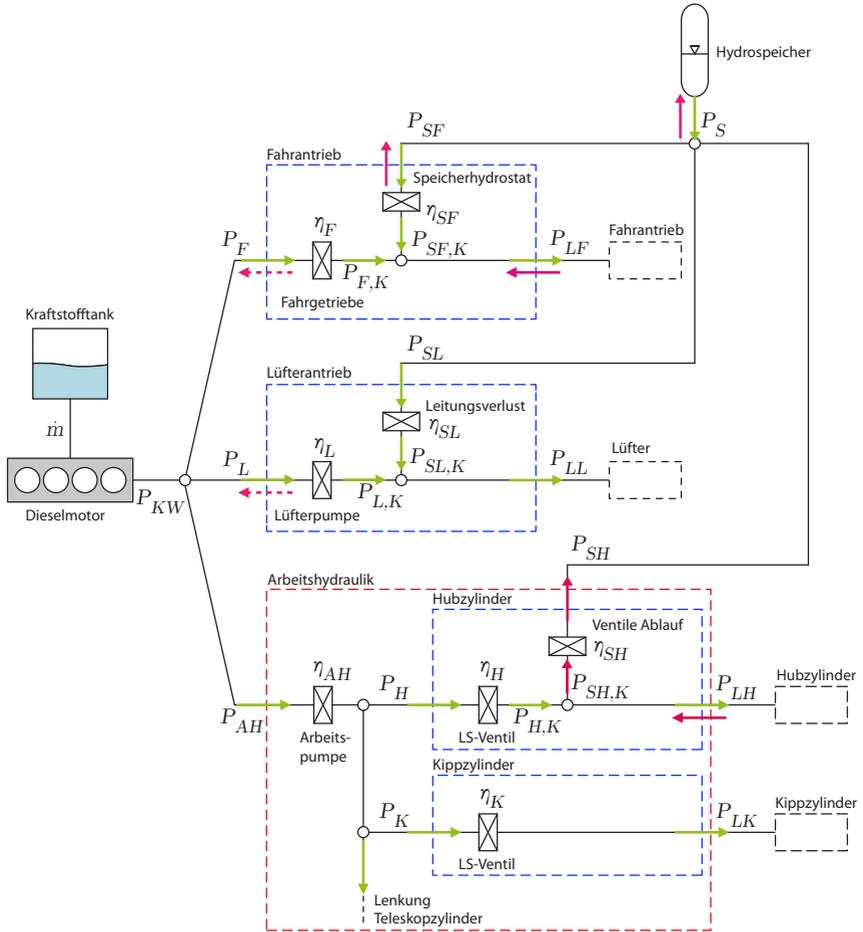


Abbildung 6.5: Modell des hybriden Antriebssystems

Der Lüfter ist eine dauerhaft passive Last, so dass dieser nur um die Funktion der Entlastung durch Vorspannung der Saugseite erweitert wird. Wird durch den Speicher nicht vollständig entlastet, so ist weiterhin ein Leistungseintrag  $P_L$  durch die VKM notwendig. In diesem Fall liegt der summierende Knoten im Hydraulischen, so dass der Wirkungsgrad der konventionellen Versorgung  $\eta_L$  durch das Verlustverhalten der Lüfterpumpe bestimmt wird. Die vom Speicher eingetragene Leistung wird nur durch Leitungsverluste reduziert. Vereinfachend

wird dabei  $\eta_{SL} = 1$  angenommen. Übersteigt die durch den Speicher eingetragene Leistung die Leistungsanforderung des Lüfters, so arbeitet die Lüfterpumpe motorisch und gibt Moment an die Kurbelwelle zurück. Der summierende Knoten liegt im Mechanischen auf der Kurbelwelle. Des Verlustverhalten  $\eta_{SL}$  wird durch die Lüfterpumpe bestimmt, für die konventionelle Versorgung gilt  $\eta_L = 1$ . Die Arbeitshydraulik besteht aus mehreren Subsystemen, in diesem Fall Ventilsektionen. Diese sind aufgrund systembedingter Drosselverluste im hydraulischen Knoten am Ausgang der Arbeitspumpe, repräsentiert durch  $\eta_{AH}$ , gekoppelt. Der Hubzylinder wird um die Funktion der Energierückgewinnung erweitert, die restlichen Verbraucher bleiben davon unberücksichtigt. Der Speicher kann in diesem Teilsystem nicht zur Entlastung durch Wiedereintrag von Energie genutzt werden.

Als Gütefunktion des Optimierungsproblems wird  $G = P_{KW}(t)$  gewählt. Die Betriebsstrategien können in diesem Fall mit Hilfe der Effizienzwerte  $\xi$  und  $\zeta$  der entkoppelten Teilsysteme bestimmt werden. Der Grund für eine Abweichung von  $G = \dot{m}(t)$  sowie dem Effizienzwert  $\varepsilon$  des Gesamtsystems liegt darin, dass das Motormoment und somit der Betriebspunkt der VKM im vorliegenden System nicht messtechnisch erfasst, sondern nur ungenau geschätzt werden kann. Jedoch verdeutlichen die hier umgesetzten Steuerstrategien qualitativ die Grundidee und den Optimierungsansatz des entwickelten Verfahrens. Die Umsetzung einer Betriebsstrategie auf Basis von  $\varepsilon$  zur Steigerung der Energieeffizienz des Antriebssystems ist jedoch ohne Weiteres möglich und erfordert nur eine belastbare Erfassung des Motormoments sowie das Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$  der VKM.

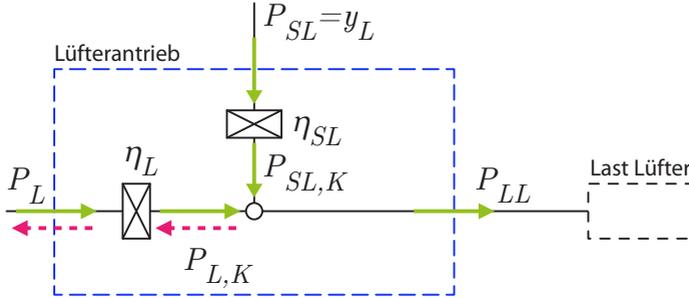
### 6.3.1 Effizienzbewertung

Nachfolgend werden die Effizienzkenwerte der einzelnen Teilsysteme gemäß der entwickelten Methodik bestimmt.

#### Entlastung des Lüfterantriebs

Die Systemgrenze des Teilsystems Lüfterantrieb ist in **Abbildung 6.6** dargestellt. Die mechanische Leistung  $P_L$  der Kurbelwelle wird über die Lüfterpumpe  $\eta_L$  mechanisch-hydraulisch gewandelt und bedient die Leistungsanforderung  $P_{LL}$  des Lüfters. Der Speicher kann eine Leistung  $P_{SL} = y_L$  über  $\eta_{SL}$  eintragen

und das Teilsystem entlasten. Die Leistungsanforderung des Lüfterantriebs ist durch den geforderten Volumenstrom und die Druckdifferenz über die Lüfterpumpe gegeben.



**Abbildung 6.6:** Teilsystemen Lüfterantrieb

Da die Lüfterpumpe im offenen Kreis arbeitet und aus dem Tank saugt ( $p_T = 0$ ), vereinfacht sich der Leistungsbedarf des Lüfterantriebs zu

$$P_{LL} = (p_L - p_T) \cdot Q_L = p_L \cdot Q_L \quad (6.1)$$

Die durch den Speicher eingepreiste Leistung  $y_L$  resultiert aus dem Volumenstrom  $Q_L$  auf der Saugseite der Lüfterpumpe und dem Speicherdruck  $p_S$ . Im vorliegenden System werden die Leitungsverluste zwischen Speicher und Lüfterpumpe aufgrund großer Querschnitte und kurzer Leitungswege vernachlässigt. Ebenso wird angenommen, dass der saugseitige Volumenstrom bei Entlastung gleich dem druckseitigen Volumenstrom der Lüfterpumpe ist.

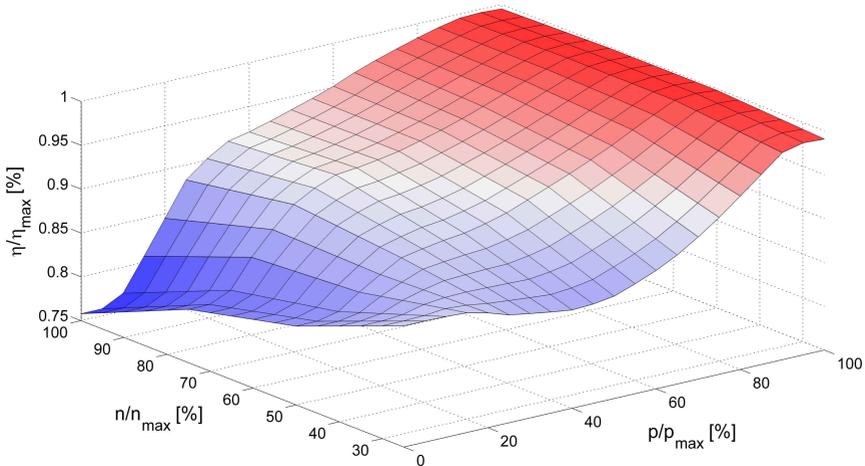
$$\eta_{SL}(y_L) = 1 \quad (6.2)$$

$$Q_{SL}(y_L) = Q_L \quad (6.3)$$

Somit gilt

$$y_L = p_S \cdot Q_L \quad (6.4)$$

Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_L$  wird über ein quasistatisches Modell der Lüfterpumpe entsprechend des Betriebszustands bestimmt. **Abbildung 6.7** zeigt das Verlustverhalten der Lüfterpumpe in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Drehzahl.



**Abbildung 6.7:** Quasistatisches Modell der Lüfterpumpe  $\eta_L$

Der Grenzwert  $y_{L,g}$  einer vollständigen Versorgung durch den Speicher ergibt sich aus

$$\underbrace{p_{S,g} \cdot Q_L}_{y_{L,g}} \cdot \underbrace{\eta_{SL}}_{p_{S,g}} = \underbrace{p_L \cdot Q_L}_{P_{LL}} \quad (6.5)$$

$$p_{S,g} = p_L$$

Somit ist der Grenzwert  $y_{L,g}$  bei  $p_S = p_L$  erreicht. Für das Teilsystem Lüfterantrieb ergibt sich damit die Effizienz einer reinen Entlastung durch den Speicher nach (4.11) zu

$$\xi_L = \frac{P_{LL}}{y_L} \cdot \frac{(\eta_L(0) - \eta_L(y_L))}{\eta_L(y_L) \cdot \eta_L(0)} - \frac{\eta_{SL}(y_L)}{\eta_L(y_L)}, \quad 0 < p_S \leq p_L \quad (6.6)$$

Mit (6.1), (6.3) und (6.4) vereinfacht sich (6.6) zu

$$\xi_L = \frac{p_L}{p_S} \cdot \frac{(\eta_L(0) - \eta_L(y_L))}{\eta_L(y_L) \cdot \eta_L(0)} - \frac{1}{\eta_L(y_L)}, \quad 0 < p_S \leq p_L \quad (6.7)$$

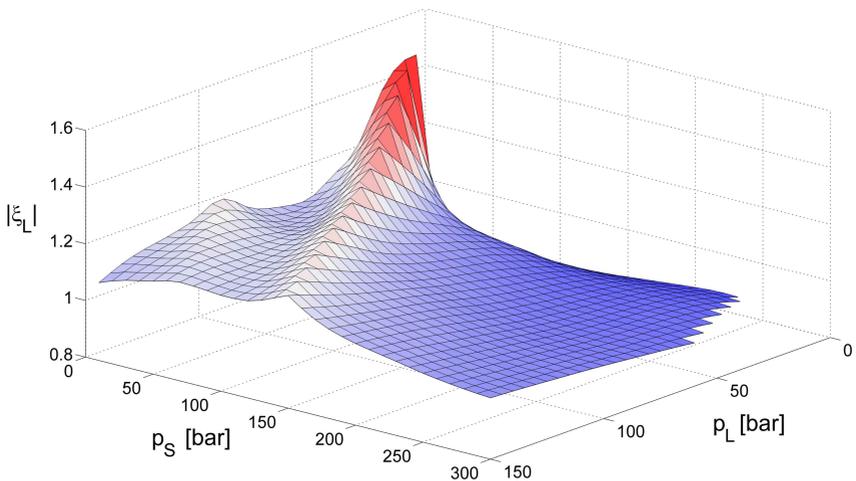
Die Effizienz einer Entlastung mit motorischem Betrieb der Lüfterpumpe ergibt sich aus der allgemeinen Form nach (4.17) ebenso

$$\xi_L = \frac{p_L}{p_S} \left( \eta_L(y_L) - \frac{1}{\eta_L(0)} \right) - y_L \cdot \eta_L(y_L), \quad p_S > p_L \quad (6.8)$$

Somit lässt sich für die Effizienz einer Entlastung des Lüfterantriebs schreiben

$$\xi_L(y_L) = \begin{cases} \frac{p_L}{p_S} \frac{(\eta_L(0) - \eta_L(y_L))}{\eta_L(y_L) \cdot \eta_L(0)} - \frac{1}{\eta_L(y_L)}, & 0 < p_S \leq p_L \\ \frac{p_L}{p_S} \left( \eta_L(y_L) - \frac{1}{\eta_L(0)} \right) - y_L \cdot \eta_L(y_L), & p_S > p_L \end{cases} \quad (6.9)$$

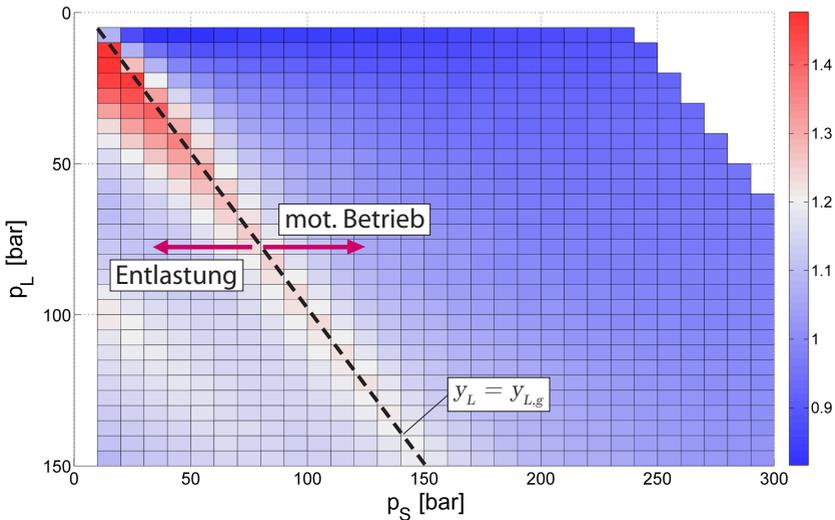
Durch (6.9) ist die Effizienz des Lüfterantriebs  $\xi_L(y_L)$  vollständig beschrieben. **Abbildung 6.8** zeigt die berechnete Effizienz  $\xi_L$  in Abhängigkeit des Lastdrucks  $p_L$  und des saugseitig eingepprägten Speicherdrucks  $p_S$  bei  $n_{KW} = 1800 \text{ min}^{-1}$ . Aus Gründen der Darstellung ist der Betrag der Effizienz  $|\xi_L|$  anstelle von  $\xi_L$  aufgetragen, ein hoher Betrag von  $|\xi_L|$  stellt in diesem Fall eine hohe Güte dar.



**Abbildung 6.8:** Effizienz der Entlastung  $|\xi_L|$  bei  $n_{KW} = 1800 \text{ min}^{-1}$

Es ist zu erkennen, dass die Effizienz eines Leistungseintrags durch den Speicher bei vollständiger Entlastung maximal wird. Die Punkte mit maximaler Effizienz

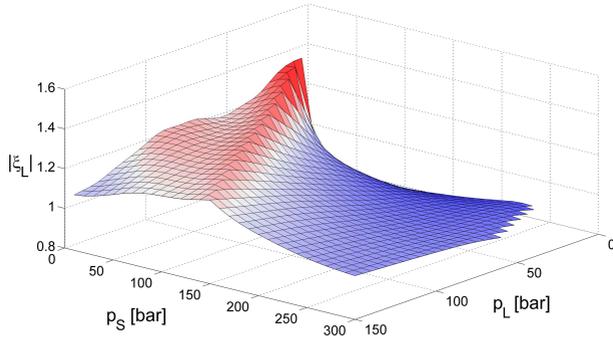
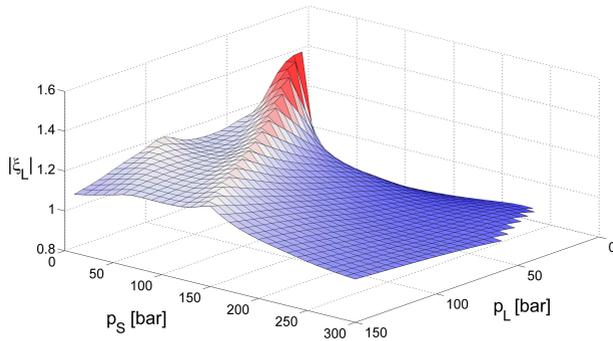
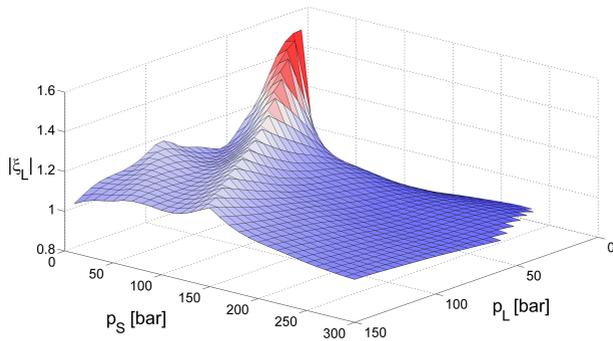
von etwa  $|\xi_L| = 1, 2 \dots 1,5$  liegen allesamt auf der Geraden mit  $p_S = p_L$  und stellen nach (6.5) den Grenzfall einer vollständigen Entlastung mit  $y_L = y_{L,g}$  dar. Eine zweidimensionale Darstellung von  $|\xi_L|$  ist in **Abbildung 6.9** gegeben.



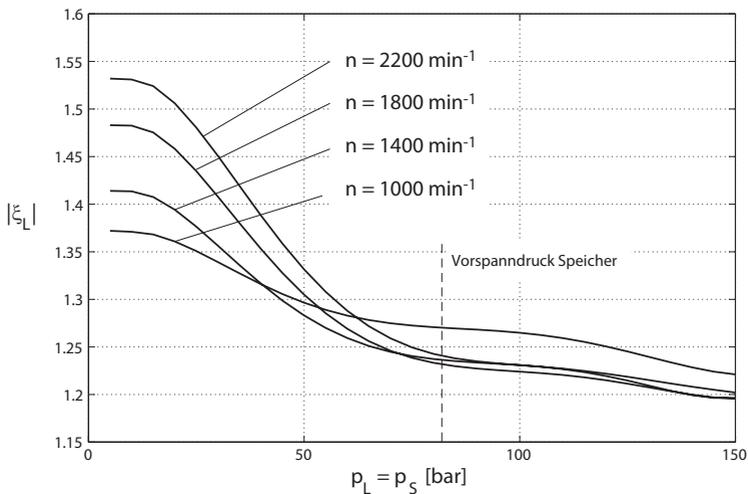
**Abbildung 6.9:** Linie der Grenzentlastung, Lüfterpumpe  $|\xi_L|$

Die Effizienz reduziert sich entlang dieser Gerade mit zunehmendem Lastdruck, da der Wirkungsgrad der Lüfterpumpe steigt. Dies hat zur Folge, dass der Leistungseintrag des Speichers verhältnismäßig zu einer geringeren Reduzierung der mechanischen Leistungsaufnahme führt. Des Weiteren ist zu erkennen, dass eine reine Entlastung mit  $p_S < p_L$  zu einer höheren Effizienz als eine Entlastung mit zusätzlichem motorischen Betrieb der Lüfterpumpe führt. Bei hohem Leistungsüberschuss ergibt sich durchgehend eine Effizienz von  $|\xi_L| < 1$  und damit eine ineffiziente Nutzung der gespeicherten Energie.

Die Sensitivität der Effizienz  $\xi_L$  gegenüber der Drehzahl  $n_{KW}$  ist in **Abbildung 6.10** dargestellt. Bei veränderter Drehzahl von 1000, 1400 und 2200  $\text{min}^{-1}$  zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Im Bereich reiner Entlastung nimmt  $|\xi_L|$  mit zunehmender Drehzahl  $n_{KW}$  ab, bei motorischem Betrieb fällt diese unter  $|\xi_L| = 1$ .

(a)  $n_{KW} = 1000 \text{ min}^{-1}$ (b)  $n_{KW} = 1400 \text{ min}^{-1}$ (c)  $n_{KW} = 2200 \text{ min}^{-1}$ **Abbildung 6.10:**  $|\xi_L|$  unter Variation von  $n_{KW}$

Die Effizienzwerte entlang der Grenzgerade  $p_S = p_L$  für die vier untersuchten Drehzahlen sind in **Abbildung 6.11** dargestellt. Im Bereich geringer Druckwerte bis ca. 50 bar zeigt sich eine Zunahme der Effizienz mit steigender Drehzahl. Im Arbeitsbereich des Speichers (oberhalb des Vorspanndrucks) liegen die Effizienzwerte innerhalb eines Bandes von  $\xi_L = 1.20 \dots 1.27$  eng beieinander. Es bleibt anzumerken, dass die Steuerentscheidung zur Entlastung des Lüfterantriebs eine digitale (diskrete) Steuerentscheidung ist. Somit ist es nicht möglich, den maximalen Effizienzwert entlang der Grenzgerade durch eine stetig veränderbare Steuergröße frei einzustellen.



**Abbildung 6.11:** Linienschar der Grenzentlastung, Lüfterpumpe  $|\xi_L|$

### Entlastung des Fahrtriebs

Das Teilsystem Fahrtrieb (**Abbildung 6.12**) wird durch den Verstellhydrostaten an der Getriebeausgangswelle entlastet. Aufgrund der kontinuierlichen Verstellbarkeit des Schwenkwinkels kann ein variables Bremsmoment bei vorgegebenem Speicherdruck eingestellt werden. Durch die Mehrquadrantenfähigkeit ist dies sowohl für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt möglich.

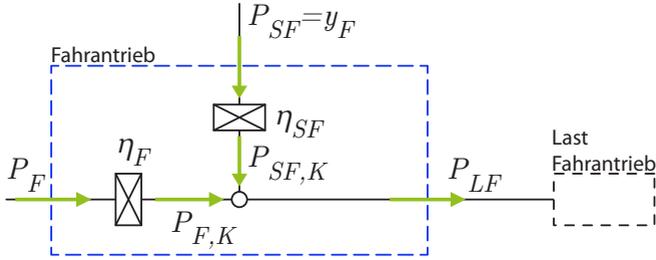


Abbildung 6.12: Teilsystemen Fahrtrieb bei Entlastung

Mit (4.18) ergibt sich die Effizienz  $\xi_F$  einer Entlastung des Fahrtriebs zu

$$\xi_F(y_F) = \begin{cases} \frac{P_{LF}}{y_F} \frac{(\eta_F(0) - \eta_F(y_F))}{\eta_F(y_F) \cdot \eta_F(0)} - \frac{\eta_{SF}(y_F)}{\eta_F(y_F)}, & 0 < y_F \leq y_{F,g} \\ \frac{P_{LF}}{y_F} \left( \eta_F(y_F) - \frac{1}{\eta_F(0)} \right) - y_F \cdot \eta_{SF}(y_F) \cdot \eta_F(y_F), & y_F > y_{F,g} \end{cases} \quad (6.10)$$

Zur Quantifizierung von  $\xi_F$  ist ein Modell des hydrostatischen Fahrgetriebes  $\eta_F$  und des Speicherhydrostaten  $\eta_{SF}$  notwendig. Der Speicherhydrostat ist quasistatisch über ein mehrdimensionales Kennfeld in Abhängigkeit von  $\Delta p$ ,  $n$  und  $V$  modelliert. **Abbildung 6.13** zeigt einen Ausschnitt für  $V = V_{max}$ .

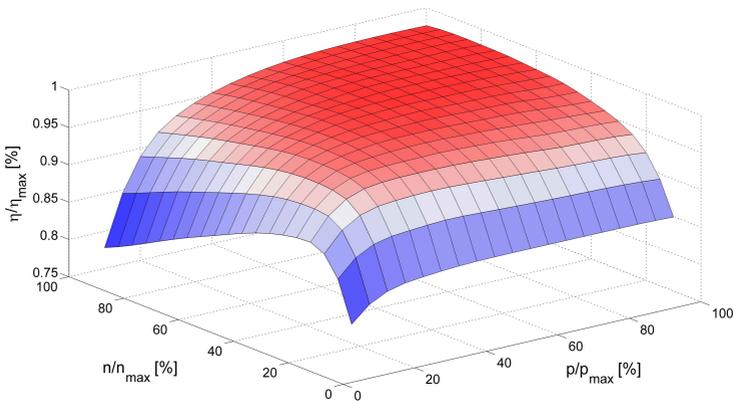


Abbildung 6.13: Gesamtwirkungsgrad des Speichertriebwerks  $\eta_{SF}$  bei  $V = V_{max}$

Die mechanische Leistungsanforderung des Fahrabtriebs  $P_{LF}$  wird über das gemessene Moment an der Gelenkwelle  $M_{LF}$  und der Drehzahl der Gelenkwelle  $n_{GW}$  ermittelt. Die abgegebene Leistung des Speicherhydrostaten  $y_F$  ergibt sich aus dem gemessenen Speicherdruck  $p_S$  und dem Volumenstrom aus dem Speicher  $Q_{SF}$ . Der Wert  $Q_{SF}$  wird durch die Drehzahl der Antriebswelle  $n_{GW}$ , dem Schluckvolumen  $V_{SF}$  und dem volumetrischen Wirkungsgrad  $\eta_{SF,vol}$  bestimmt.

$$P_{LF} = M_{LF} \cdot n_{GW} \cdot 2\pi \quad (6.11)$$

$$y_F = p_S \cdot Q_{SF} = p_S \cdot n_{GW} \cdot V_{SF} \cdot \eta_{SF,vol}^{-1}(p_S, n_{GW}, V_{SF}) \quad (6.12)$$

Das Fahrgetriebe  $\eta_F$  wird analog zum Speichertriebwerk quasistatisch durch Kennfelder der Fahrpumpe und des Fahrmotors modelliert. Die Wirkungsgrade der Hydrostaten hängen ebenfalls mehrdimensional von der Druckdifferenz im Fahrgetriebe  $\Delta p_{FG}$ , den Drehzahlen der Kurbelwelle  $n_{KW}$  und der Abtriebswelle  $n_{GW}$ , sowie den zugehörigen Schluckvolumen von Fahrpumpe  $V_{FP}$  und Fahrmotor  $V_{FM}$  ab. Im vorliegenden Fall werden die jeweiligen Schwenkwinkel im Fahrgetriebe nicht sensorisch erfasst, sondern mit Hilfe eines Modells der automotiven Getriebesteuerung errechnet. Die Drehzahlen  $n_{GW}$  und  $n_{VKM}$  werden gemessen und der Berechnung zu Grunde gelegt, da sie in erster Näherung nicht maßgeblich durch den Steuervektor  $u(t)$  beeinflusst werden. Die Druckdifferenz im Fahrgetriebe  $\Delta p_{FG}$  ist hingegen direkt abhängig vom entlasteten Moment an der Abtriebswelle, so dass hierfür nicht die sensorisch erfassten Werte verwendet werden können. Um diesem Effekt Rechnung zu tragen, ist es erforderlich  $\Delta p_{FG}$  aus unveränderlichen Größen zu errechnen. Dazu wird das Lastmoments  $M_{LF}$  gemessen und mit den bekannten Hubvolumina  $V_{FP}$  und  $V_{FM}$  auf die gesuchte Druckdifferenz  $\Delta p_{FG}$  und das zugehörige Verlustverhalten  $\eta_{FG}$  geschlossen.

Der Grenzwert der Speicherleistung  $y_{F,g}$  zur vollständigen Entlastung wird mit Hilfe des Verlusthaltens  $\eta_{SF}$  und der Last  $P_{LF}$  bestimmt.

$$y_{F,g} = \frac{P_{LF}}{\eta_{SF}(y_{F,g})} \quad (6.13)$$

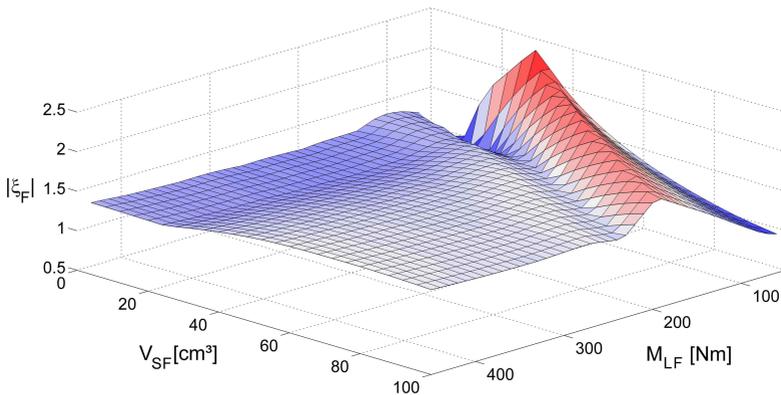
Durch Einsetzen von (6.11) und (6.12) in (6.13) ergibt sich

$$\begin{aligned}
 p_S \cdot n_{GW} \cdot V_{SF,g} \cdot \overbrace{\eta_{SF,vol}^{-1}(y_{F,g}) \cdot \eta_{SF}(y_{F,g})}^{= \eta_{SF,hm}(y_{F,g})} &= M_{LF} \cdot n_{GW} \cdot 2\pi \\
 p_S \cdot V_{SF,g} \cdot \eta_{SF,hm}(y_{F,g}) &= M_{LF} \cdot 2\pi
 \end{aligned} \tag{6.14}$$

Das Schluckvolumen  $V_{SF,g}$  resultiert durch Auflösen von (6.14).

$$V_{SF,g} = \frac{M_{LF} \cdot 2\pi}{p_S \cdot \eta_{SF,hm}(y_{F,g})} \tag{6.15}$$

Im Gegensatz zur Effizienz  $\xi_L$  einer Entlastung des Lüfterantriebs, welche in erster Näherung nur von der Druckdifferenz der Lüfterpumpe und deren Drehzahl abhängt, besitzt die Entlastung des Fahrtriebs eine höhere Anzahl an Abhängigkeiten. Wie bereits dargestellt sind die wesentlichen Einflussfaktoren die Druckdifferenz im Fahrgetriebe  $\Delta p_{FG}$ , die Hubvolumina der drei Hydrostaten des Teilsystems und die Drehzahlen der Kurbelwelle  $n_{KW}$  und der Abtriebswelle  $n_{GW}$ . **Abbildung 6.14** zeigt exemplarisch die Werte  $|\xi_F|$  bei  $n_{KW} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{GW} = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_S = 140 \text{ bar}$  in Abhängigkeit des Lastmoments  $M_{LF}$  und der Schwenkwinkels  $V_{SF}$ .

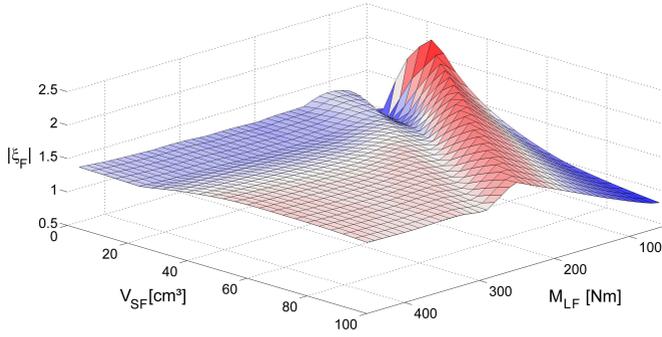
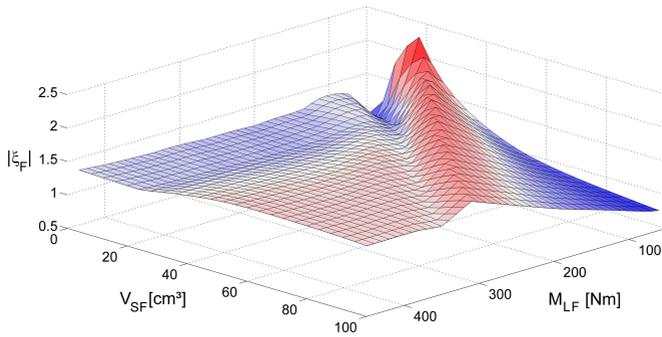
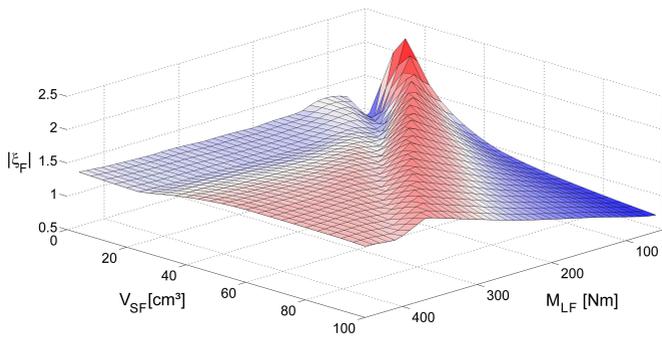


**Abbildung 6.14:**  $|\xi_F|$  bei  $n_{KW} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{GW} = 1400 \text{ min}^{-1}$  und  $p_S = 140 \text{ bar}$

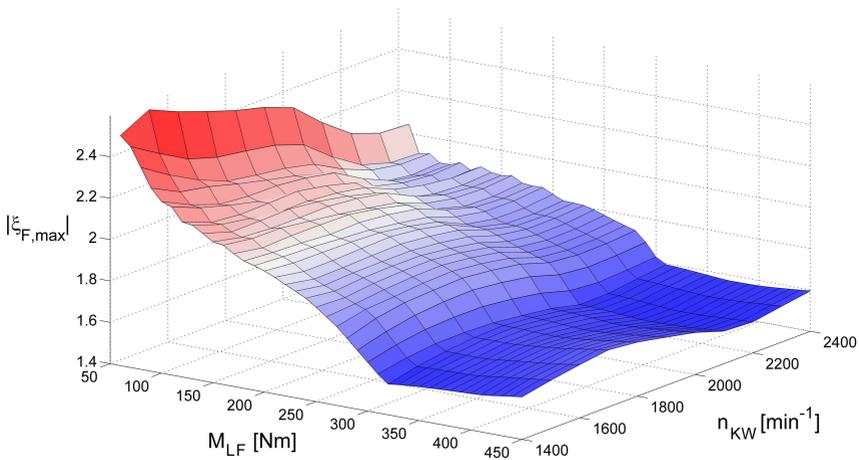
Analog zur Entlastung des Lüfterantriebs bildet sich entlang der Grenzlastung  $y_F = y_{F,g}$  ein Bereich maximaler Effizienz mit  $|\xi_F| = 1,9 \dots 2,4$ . In der Darstellung links der Grenzlastung ist der Bereich reiner Entlastung, für welchen sich

eine mit  $V_{SF}$  leicht steigende Effizienz von  $|\xi_F| = 1,3 \dots 1,6$  ausbildet. Durch Erhöhung des Schluckvolumens bis zur Grenzlastung steigt die Effizienz nahe der Grenzgerade lokal deutlich an, begründet durch den niedrigen Wirkungsgrad des Fahrgetriebes bei geringem Druckniveau. Eine Entlastung mit zusätzlichem motorischem Betrieb zeigt eine stark abfallende Effizienz, da der überschüssige Leistungseintrag des Speichers durch drei Hydrostaten hydraulisch-mechanisch zur Kurbelwelle gewandelt wird.  $|\xi_F|$  fällt bereits bei geringem Leistungsüberschuss deutlich unter 1. Der Einfluss des Speicherdrucks auf die  $\xi_F$  wird durch die Variation von  $p_S$  gegenüber Abbildung 6.14 mit  $p_S = 180, 220$  und  $260$  bar bei gleichbleibendem  $n_{GW}$  und  $n_{KW}$  in **Abbildung 6.15** veranschaulicht.

Das realisierbare Entlastungsmoment an der Kurbelwelle steigt aufgrund des zunehmenden Speicherdrucks  $p_S$  und resultiert in einer geänderten Lage der Grenzgerade  $y_F = y_{F,g}$  in der Ebene aus Lastmoment  $M_{LF}$  und Schluckvolumen  $V_{SF}$ . Es ist zu erkennen, dass die Effizienz im Bereich eines zusätzlichen Leistungseintrags (rechts der Grenzlastung) deutlich abfällt und zu einer Effizienz von  $|\xi_F| < 1$  führt. Ein motorischer Betrieb mit einer Speicherleistung, welche den Leistungsbedarf des Fahrtriebes übersteigt, erscheint daher als ineffiziente Steuerentscheidung. Des Weiteren ist zu erkennen, dass Effizienz im Bereich reiner Entlastung in weiten Teilen zwischen 1,3 und 1,6 liegt und abgesehen vom Bereich nahe der Grenzlastung keinen großen Gradienten aufweist. Dies resultiert aus der Tatsache, dass die beteiligten Hydrostaten in diesem Bereich in einem Arbeitspunkt betrieben werden, bei welchem der zugehörige Wirkungsgrad ebenso einen geringen Gradienten aufweist (s. beispielsweise Abbildung 6.13).

(a)  $p_S = 180 \text{ bar}$ (b)  $p_S = 220 \text{ bar}$ (c)  $p_S = 260 \text{ bar}$ **Abbildung 6.15:**  $|\xi_F|$  unter Variation von  $p_S$

Wird bei Entlastung der Schwenkwinkel mit maximaler Effizienz  $|\xi_{F,max}|$  eingestellt, so ergibt sich bei Variation von  $M_{LF}$  und  $n_{KW}$  ein Verhalten gemäß **Abbildung 6.16**.



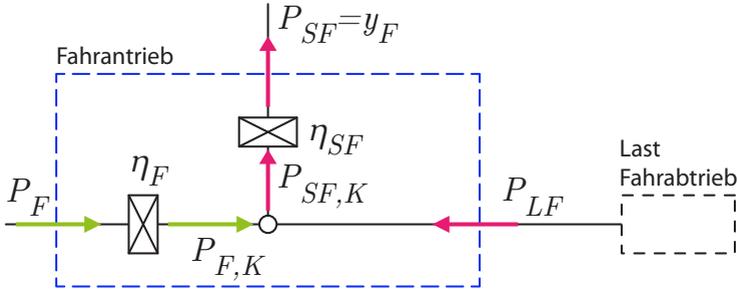
**Abbildung 6.16:** Maximale Effizienz der Entlastung  $\xi_{F,max}$  bei  $p_S = 200$  bar

Es ist zu erkennen, dass bis zu einem Moment von ca.  $M_{LF} = 300$  Nm eine Entlastung mit  $y_{F,g}$  möglich ist, danach eine Teilentlastung mit einer geringeren Effizienz (dunkelblau).

Auf eine Darstellung der weiteren Abhängigkeiten wird aufgrund der Vielzahl an Parametern verzichtet. Jedoch geben die exemplarisch gezeigten Betriebspunkte und zugehörigen Effizienzwerte  $|\xi_F|$  in weiten Bereichen qualitativ die Sensitivität der Effizienz gegenüber deren Einflussgrößen wieder. So lässt sich verallgemeinernd für das vorliegende Antriebssystem zusammenfassen, dass schon bei geringem motorischem Betrieb die Effizienz  $\xi_F$  stark unter 1 sinkt und im entlastenden Bereich bis zur Grenzlastung ansteigt. Die Effizienz in diesem Bereich variiert je nach Betriebszustand des Getriebes etwa zwischen 1,3 und 1,6.

### Rekuperation im Fahrtrieb

Im Falle einer Energierückgewinnung im Fahrtrieb kehrt sich der Leistungsfluss des Verbrauchers  $P_{LF}$  um (**Abbildung 6.17**).



**Abbildung 6.17:** Teilsystemen Fahrtrieb bei Rekuperation

Gemäß (4.19) wird  $\zeta_F$  zum Quotient der zurückgewonnenen Energie  $P_{SF}$  und der dafür zusätzlich aufgenommenen Leistung  $\Delta P_F$  der Kurbelwelle bestimmt.

$$\zeta_F = \frac{P_{SF}}{\Delta P_F} = \frac{P_{SF}}{P_F(y_F) - P_F(0)} \quad \text{für } y_F < 0 \quad (6.16)$$

Im Rekuperationsfall wird das hydrostatische Getriebe kurzgeschlossen, so dass das gesamte Bremsmoment durch den Speicherhydrostaten aufgebaut wird. Die zurückgewonnene Leistung  $P_{SF}$  resultiert aus der Leistung  $P_{LF}$  unter Berücksichtigung des Wirkungsgrads  $\eta_{SF}$ .

$$P_{SF} = P_{LF} \cdot \eta_{SF}(y_F) \quad (6.17)$$

So wird während der Rekuperation keine Leistung von der Kurbelwelle aufgenommen. Bei konventionellem Betrieb stützt sich der Fahrtrieb über das Fahrgetriebe auf der VKM ab, so dass Leistung  $P_{LF}$  über  $\eta_F$  zur Kurbelwelle fließt.

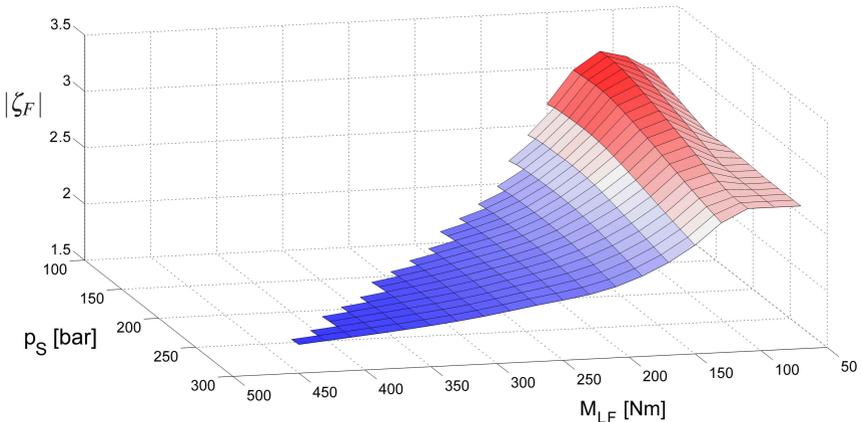
$$P_F(y_F) = 0 \quad (6.18)$$

$$P_F(0) = -P_{LF} \cdot \eta_F \quad (6.19)$$

Mit (6.17) und (6.19) ergibt sich (6.16) zum Verhältnis der Wirkungsgrade des Speichertriebwerks und des Fahrgetriebes.

$$\zeta_F = \frac{\eta_{SF}}{\eta_F} \quad (6.20)$$

Die Effizienz der Rekuperation  $\zeta_F$  hängt folglich von den vier Größen ab, welche die Werte  $\eta_{SF}$  und  $\eta_F$  bestimmen. Diese sind das geforderte Bremsmoment, der aktuelle Speicherdruck und die über die Getriebesteuerung gekoppelten Drehzahlen der Kurbelwelle und des Fahrtriebes (Gelenkwelle). Exemplarisch zeigt **Abbildung 6.18** das Verhalten von  $|\zeta_F|$  bei  $n_{GW} = 1800 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{KW} = 2400 \text{ min}^{-1}$  für den Bereich, bei welchen das geforderte Moment durch den Speicherhydrostaten dargestellt werden kann.



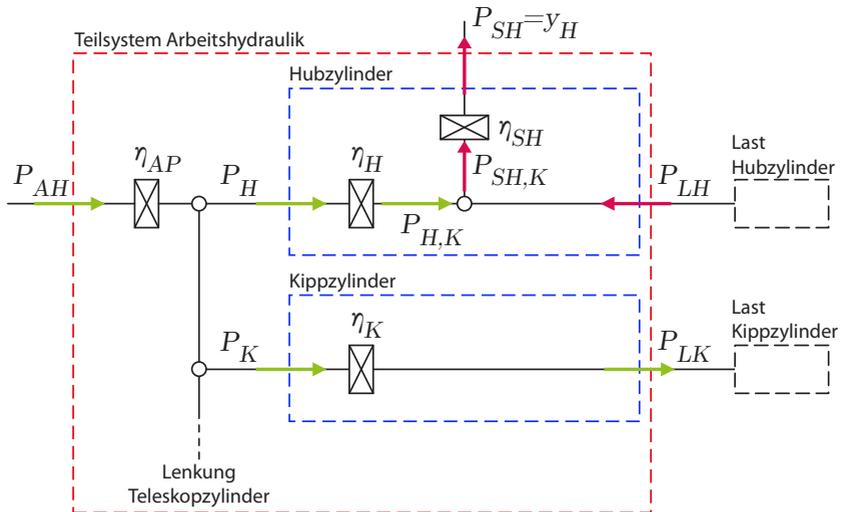
**Abbildung 6.18:**  $|\zeta_F|$  bei Variation von Speicherdruck und Bremsmoment

Aufgrund der zweifachen mechanisch-hydraulischen Wandlung im Fahrgetriebe und nur einer Wandlung hin zum Speicher liegt  $\zeta_F$  über 1. Bei gleichem Moment und steigendem Speicherdruck reduziert sich das erforderliche Hubvolumen des Speichertriebwerks für das geforderte Bremsmoment,  $\eta_F$  hingegen ändert sich nicht, so dass die Änderung in  $\zeta_F$  dem Wert  $\eta_{SF}$  folgt. Steigt hingegen das geforderte Bremsmoment, so steigt bei Rekuperation das notwendige Hubvolumen des Speichertriebwerks und bei konventionellem Betrieb der Druck im Fahrgetriebe. Aufgrund der doppelten Wandlungsverluste wirkt sich die Erhöhung von

$\eta_F$  durch zunehmenden Druck stärker aus als die Zunahme von  $\eta_{SF}$  durch ansteigendes Schluckvolumen. In Summe resultiert ein mit dem Bremsmoment fallender Wert für  $\zeta_F$ . Das abgebildete Verhalten gilt qualitativ für den gesamten Einsatzbereich des Fahrtriebs bei unterschiedlichen Drehzahlen, so dass auf weitere Darstellungen verzichtet wird.

### Rekuperation am Hubzylinder

**Abbildung 6.19** zeigt das Modell der Arbeitshydraulik mit der Möglichkeit der Energierückgewinnung über den Hubzylinder. Die Teilsysteme Teleskopzylinder und Lenkung werden, wie der Kippzylinder, konventionell versorgt und sind nicht in der Lage, Energie zurückzugewinnen.



**Abbildung 6.19:** Teilsystemen Arbeitshydraulik

Für die Effizienz einer Rekuperation am Hubzylinder muss aufgrund der Koppelung die gesamte Arbeitshydraulik betrachtet werden.

Es wird  $\zeta_{AH}$  für die Arbeitshydraulik nach (4.19) formuliert.  $\zeta_{AH}$  ergibt sich aus dem Leistungsfluss durch Rekuperation zum Speicher  $P_{SH}$  und der dafür erforderlichen zusätzlichen Leistung der Arbeitspumpe  $\Delta P_{AH}$ .

$$\begin{aligned}\zeta_{AH} &= \frac{P_{SH}}{\Delta P_{AH}} \quad \text{für } y_H < 0 \\ &= \frac{P_{SH}}{P_{AH}(y_H) - P_{AH}(0)}\end{aligned}\quad (6.21)$$

Die Leistungsaufnahme der Arbeitspumpe  $P_{AH}(y_H)$  in Abhängigkeit der Speicherleistung  $y_H$  ergibt sich im vorliegenden Fall gemäß der Funktionsweise eines Load-Sensing Systems aus dem Summenvolumenstrom und dem maximalem Lastdruck der Verbraucher zuzüglich einer Regeldruckdifferenz  $\Delta p_{LS}$  sowie dem Gesamtwirkungsgrad der Arbeitspumpe  $\eta_{AH}(y_H)$ .

$$P_{AH}(y_H) = (\max(p_{AH}(y_H)) + \Delta p_{LS}) \cdot \eta_{AH}(y_H) \cdot \sum_{AH} Q \quad (6.22)$$

Die Volumenstrombilanz  $\sum_{AH} Q$  der Arbeitspumpe ist somit unabhängig von einer möglichen Rekuperation. Wird im vorliegenden LS-System der Hubzylinder mit Ablauf zum Tank eingefahren, so wird der erforderliche Volumenstrom drucklos auf der Zulaufseite eingepreßt. Wird der Ablauf zum Speicher geschaltet, so besteht die Möglichkeit, dass die Arbeitspumpe diesen Volumenstrom unter erhöhtem Druck liefern muss. Aus diesem Grund ist im vorliegenden Fall davon auszugehen, dass der Leistungseintrag der Arbeitspumpe bei Rekuperation gleich bleibt oder ansteigt ( $\Delta P_{AH} \geq 0$ ).

Aufgrund der großen Anzahl an Veränderlichen in (6.22) werden hierzu keine Kennfelder bestimmt und dargestellt. Vielmehr wird  $\zeta_{AH}(y_H)$  bei den vorliegenden Bedingungen online ermittelt. Qualitativ lässt sich jedoch festhalten, dass der Effizienzkennwert  $\zeta_{AH}(y_H)$  entscheidend davon abhängt, ob der zulaufseitige Druck durch Rekuperation ansteigt. Steigt dieser an, so sinkt damit der Effizienzkennwert  $\zeta_{AH}$ .

### 6.3.2 Basisstrategie

Die Basisstrategie des Teleskopladers zielt gemäß Kapitel 5.1 auf eine minimale Kurbelwellenleistung  $P_{KW}$  zum aktuellen Zeitpunkt ab. Dies wird durch eine größtmögliche Entlastung des Fahrtriebs und des Lüftertriebs ohne Mindesteffizienz ( $\xi_{min} \leq 0$ ) erreicht. Eine Energierückgewinnung wird nur eingeleitet, wenn diese ohne zusätzliche Leistung der VKM möglich ist. In diesem Fall kann für die Mindesteffizienz nur ein Grenzwert genannt werden - es gilt  $\xi_{min} \rightarrow \infty$ . Mit Hilfe der ermittelten Kennfelder wird während des Betriebs derjenige Steuervektor bestimmt, welcher zu einer maximalen Entlastung  $\Delta P_{KW}$  der Kurbelwelle führt.

Der Fahrtrieb stützt sich bei konventionellen Bremsvorgängen auf der VKM ab und gibt Leistung an die Kurbelwelle ab. Da bei jedem Rekuperationsvorgang ein Leistungsfluss an die VKM aufgrund des ausgekuppelten Getriebes unterbunden wird, resultiert in diesem Fall eine gegenüber dem konventionellen Betrieb höhere Kurbelwellenleistung. Regeneratives Bremsen stellt somit keine Steuerentscheidung im Sinne der Basisstrategie dar und wird somit nicht eingeleitet. In der Arbeitshydraulik werden aktive Lasten am Hubzylinder nur rekuperiert, falls dies ohne eine Anhebung des Pumpendrucks  $p_{AH}$  und damit ohne Erhöhung von  $P_{KW}$  möglich ist. Dies ist gegeben, solange der ablaufseitige Druck des Hubzylinders beim Einfahren den Speicherdruck zuzüglich der Steuerdruckdifferenz des Stromregelventils und der Leitungsverluste übersteigt (6.23).

$$p_{Hub,B} > p_S + \Delta p_{Steuer} + \Delta p_{Verlust} \quad (6.23)$$

Die zurückgewonnene Energie wird zur größtmöglichen Entlastung des Lüfter- und Fahrtriebs eingesetzt. Die Entlastung endet erst bei Erreichen des minimalen Speicherladezustands.

### 6.3.3 Optimierungsbasierte Betriebsstrategie

Wie in Kapitel 5.2 dargestellt, besitzt die optimierungsbasierte Betriebsstrategie gegenüber der Basisstrategie die Schwellwerte  $\xi_{min}$  und  $\zeta_{min}$ . Diese Schwellwerte wurden heuristisch ermittelt und haben keinen Anspruch auf Optimalität.

### Konstante Schwellwerte

Die Eingrenzung der zulässigen Steuerentscheidungen im Entlastungsfall geschieht durch den Schwellwert  $\xi_{min}$  für den Fahr- und Lüfterantrieb. Aus dem resultierenden Lösungsraum der zulässigen Steuerentscheidungen wird diejenige Entscheidung mit der maximalen Effizienz  $\max(|\xi_F|)$  bzw.  $\max(|\xi_L|)$  gewählt. Somit ist sichergestellt, dass die gespeicherte Energie für effiziente Entlastungsfälle genutzt wird.

Die Festlegung des Schwellwerts  $\zeta_{min}$  kann theoretisch unabhängig von  $\xi_{min}$  erfolgen. Die Werte sollten im Allgemeinen so gewählt werden, dass bei Entlastung und Eintrag mit Mindesteffizienz noch eine positive Bilanz bezüglich  $P_{KW}$  resultiert. Die mit  $\zeta_{min}$  zurückgewonnene Energiemenge  $E_{Si}$  wird mit (4.19) in Abhängigkeit der dafür zusätzlich erforderlichen Arbeit der Kurbelwelle  $E_i$  ausgedrückt.

$$E_{Si} = \int P_{Si} dt = \zeta_{min} \underbrace{\int \Delta P_i dt}_{=E_i} \quad (6.24)$$

Mit (4.1) wird die nicht zu verrichtende Arbeit der VKM aufgrund einer Entlastung im Teilsystem  $j$  mit  $\xi_{min}$  formuliert.

$$E_j = -\xi_{min} \underbrace{\int P_{Sj} dt}_{=E_{Sj}} \quad (6.25)$$

Wird die gesamte zurückgewonnene Energie zur Entlastung der VKM eingesetzt ( $E_{Si} = E_{Sj}$ ), so gilt

$$E_j = -\xi_{min} \zeta_{min} E_i \quad (6.26)$$

Für eine positive Energiebilanz  $E_j - E_i > 0$  von Rückgewinnung und Entlastung ergibt sich so die Bedingung

$$-\xi_{min} \zeta_{min} > 1 \quad (6.27)$$

Zur Vermeidung ineffizienter Entscheidungen wird im vorliegenden System primär der Wert  $\xi_{min}$  verändert, da wie sich später zeigen wird,  $\zeta_F$  und  $\zeta_{AH}$  oftmals

sehr hohe Werte annehmen. Die zurückgewinnbare Energie besitzt somit eine sehr hohe Effizienz. In Versuchen hat sich dabei gezeigt, dass durch Vermeidung dieser Rekuperationsvorgänge der Kraftstoffverbrauch nicht gesenkt werden konnte. Im Gegensatz dazu liegen die Effizienzwerte der Entlastung deutlich niedriger, so dass dies die relevante Einflussgröße des vorliegenden Systems darstellt. Eine Variation von  $\zeta_{min}$  wird daher nicht weiter thematisiert.

Obwohl eine Entlastung des Fahrtriebs im Allgemeinen eine höhere Effizienz als der Lüfterantrieb aufweist (siehe beispielsweise die Abbildungen 6.9 und 6.14), werden die Schwellwerte nicht rein durch  $\xi_F$  bestimmt. Je nach Antriebssystem kann es erforderlich sein, die Schwellwerte niedriger zu wählen. Für den Teleskoplader wird sich nachfolgend zeigen, dass eine reine Ausrichtung des Schwellwerts  $\xi_{min}$  am Fahrtrieb zu keinem optimalen Ergebnis führt. Dies liegt darin begründet, dass der Speicher im System nicht in der Lage ist, die gesamte Energie des Fahrtriebs und des Hubzylinders aufzunehmen und für eine abschließliche Entlastung des Fahrtriebs vorzuhalten. Aus diesem Grund wird  $|\xi_{min}|$  niedriger gewählt und an den Lüfterantrieb ( $|\xi_L| \approx 0,9 \dots 1,2$ ) angelehnt.

Um den Einfluss der heuristischen Schwellwerte auf das real erzielbare Einsparpotential zu verdeutlichen, werden nachfolgend drei Wertepaare ( $\xi_{min}$ ,  $\zeta_{min}$ ) eingeführt. Das Wertepaar der Betriebsstrategie  $K_1$  verfügt über die minimalen Werte für eine nicht-negative Leistungsbilanz nach (6.27). Die Werte von  $K_2$  führen bereits zu einem Ausschluss einiger ineffizienter Steuerentscheidungen im realen Betrieb, so dass sich ein gegenüber  $K_1$  deutlich geänderter Verlauf der Zustands- und Steuergröße über den nachfolgend betrachteten Zyklus ausbildet. Beim dritten Wertepaar  $K_3$  wird der Wert  $|\xi_{min}|$  nochmals weiter erhöht. **Tabelle 6.1** zeigt die Schwellwerte der drei untersuchten Steuerstrategien  $K_1$ ,  $K_2$  und  $K_3$ .

Strategie	$ \xi_{min} $	$\zeta_{min}$
$K_1$	1,00	1,00
$K_2$	1,07	1,00
$K_3$	1,10	1,00

**Tabelle 6.1:** Schwellwerte der Steuerstrategien  $K_1$ ,  $K_2$  und  $K_3$

## Zustandsabhängige Schwellwerte

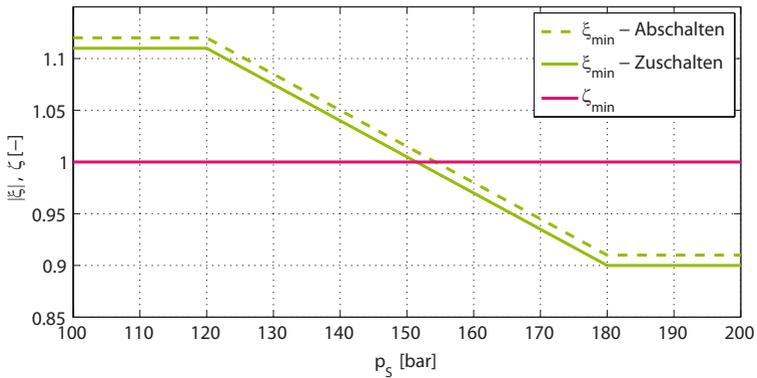
Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Steuerstrategien  $K_1$  bis  $K_3$  mit konstanten Schwellwerten vorgestellt. Bei einer Betriebsstrategie mit Zustandsabhängigkeit verändern sich die Schwellwerte gemäß einer vorgegebenen Regel in Abhängigkeit des betrachteten Zustands. Dies bietet den Vorteil, dass je nach Zustand ein anderes Verhalten begünstigt werden kann (s. Kapitel 5.2.2).

Für den hybriden Teleskoplader wird der Speicher als betrachteter Zustand gewählt. Dieser ist aufgrund seiner Größe nicht in der Lage, die kinetische Energie eines Bremsvorgangs und die potentielle Energie eines Absenkvorgangs vollständig aufzunehmen und erst anschließend abzugeben. Es ist somit erforderlich, einen Teil der zurückgewonnenen Energie auf verhältnismäßig ineffizientem Weg einzutragen und so den Ladezustand des Speichers wieder zu reduzieren. Ein entsprechendes Verhalten wird durch einen niedrigen Schwellwert  $|\xi_{min}|$  erreicht. Bei hohem Speicherladezustand wird deshalb eine Entladung des Speichers durch eine Absenkung von  $|\xi_{min}|$  priorisiert. Bei sehr geringem Speicherladezustand hingegen ist eine vollständige Einspeicherung des nächsten Absenk- oder Bremsvorgangs wahrscheinlich, so dass die verhältnismäßig ineffiziente Nutzung der zurückgewonnenen Energie (z.B. am Lüfterantrieb) nicht erforderlich ist. Bei geringem Speicherzustand wird der Schwellwert für eine Entladung des Speichers  $|\xi_{min}|$  hoch gewählt, so dass Ladevorgänge begünstigt werden.

Am Teleskoplader wird eine Steuerung ZA mit zustandsabhängigem Schwellwert  $\xi_{min} = f(x_S)$  und konstantem Schwellwert  $\zeta_{min}$  untersucht. Der Schwellwert zur Rekuperation wird analog zu den Steuerungen  $K_1 - K_3$  mit  $\zeta_{min} = 1$  festgelegt.

Die heuristisch ermittelte Kennlinie ist in **Abbildung 6.20** gezeigt. Zu sehen sind die Kennlinien von  $\zeta_{min}$  und  $|\xi_{min}|$ . Die Kennlinie  $\xi_{min}$  wurde mit einer Hysterese von  $\Delta\xi_{min}0,01$  beaufschlagt, um ein Springen zwischen den Betriebszuständen mit und ohne Entlastung zu verhindern. Bei geringem Speicherladezustand von  $p_S = 80 \dots 120$  bar liegt eine konstante, verhältnismäßig hohe Mindesteffizienz der Entlastung von  $|\xi_{min}| = 1,11$  vor. Diese fällt zwischen 120 bar und 180 bar linear auf  $|\xi_{min}| = 0,9$  und verbleibt bis zum maximalen Speicherdruck konstant auf diesem Wert. Dies hat zur Folge, dass ab 120 bar zunehmend ein Entladen des Speichers begünstigt wird. Der Übergang von konstantem zu abfallendem Verlauf bei  $p_S=120$  bar sowie die Werte von 0,9 und 1,1 haben bei der Kennlini-

enermittlung für unterschiedlichen Maschineneinsatz das beste Verhalten aufgewiesen, so dass genau diese Charakteristik nachfolgend untersucht wird. Zusätzlich hat sich im Versuch gezeigt, dass ein weiteres Absenken von  $|\xi_{min}|$  oberhalb von 180 bar keinen weiteren Einfluss zur Folge hat, so dass hier wieder ein Bereich konstanter Effizienz eingefügt ist. Anhand des absoluten Werts von  $|\xi_{min}|$  zwischen 0,9 und 1,1 ist zu erkennen, dass die Schwellwerte primär durch das flache Kennfeld der Effizienz  $|\xi_L|$  des Lüfterantriebs bestimmt sind.



**Abbildung 6.20:** Kennlinien der zustandsabhängigen Steuerung ZA



## 7 Verifikation im Versuch

Der Einfluss der in Kapitel 6.3 beschriebenen Steuerstrategien auf das real erzielbare Einsparpotential des hybriden Antriebssystems wird mit Hilfe des umgerüsteten Teleskopladlers untersucht. Dazu wird ein Maschinenzklus als Referenz bestimmt und dieser mit den entwickelten Steuerstrategien wiederholt. Es werden alle Randbedingungen soweit möglich identisch gehalten, so dass eine Variation im gemessenen Kraftstoffverbrauch auf die Steuerstrategie zurückgeführt werden kann. Die Messergebnisse ermöglichen die Quantifizierung einer Kraftstoffeinsparung in Abhängigkeit des Steueralgorithmus. Diese Einsparung ist aufgrund der Wiederholgenauigkeit des Maschinenzklus mit einer Unsicherheit behaftet. Für eine statistische Absicherung der quantitativen Ergebnisse wurden mehrere Zyklen in Reihe durchlaufen, und anschließend das durchschnittliche Einsparpotential bestimmt.

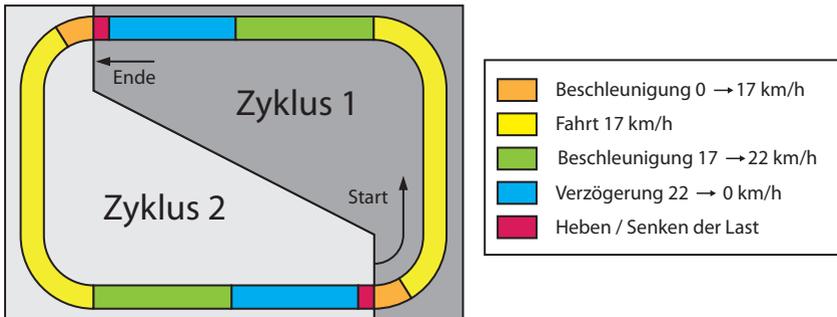
Im Folgenden werden nur die Messdaten eines einzelnen Maschinenzklus verglichen, so dass Unterschiede aufgrund der Steuerstrategie deutlich besser dargestellt werden können. Hierzu wurden diejenigen Messzyklen ausgewählt, welche am nächsten am zuvor ermittelten Durchschnitt liegen. Da diese Zyklen trotz der geringen Abweichung zum Mittelwert dennoch mit einer Unsicherheit behaftet sind, ist die erzielte Kraftstoffeinsparung primär qualitativ zu verstehen.

Ziel der Versuche ist der Nachweis einer gesteigerten Energieeffizienz des hybriden Antriebssystems durch die Optimierung der Steuerstrategie. Es wird gezeigt, dass mit den vorgestellten Steuerstrategien ein geringerer Kraftstoffverbrauch gegenüber dem konventionellen Betrieb ermöglicht wird. Darüber hinaus wird das Potential und die Grenze der Steuerung mit konstanten Schwellwerten aufgezeigt. Die Steuerung mit zustandsabhängigen Schwellwerten umgeht die dargestellte Grenze und weist den geringsten Kraftstoffverbrauch im Versuch auf.

## 7.1 Maschinenzyklus

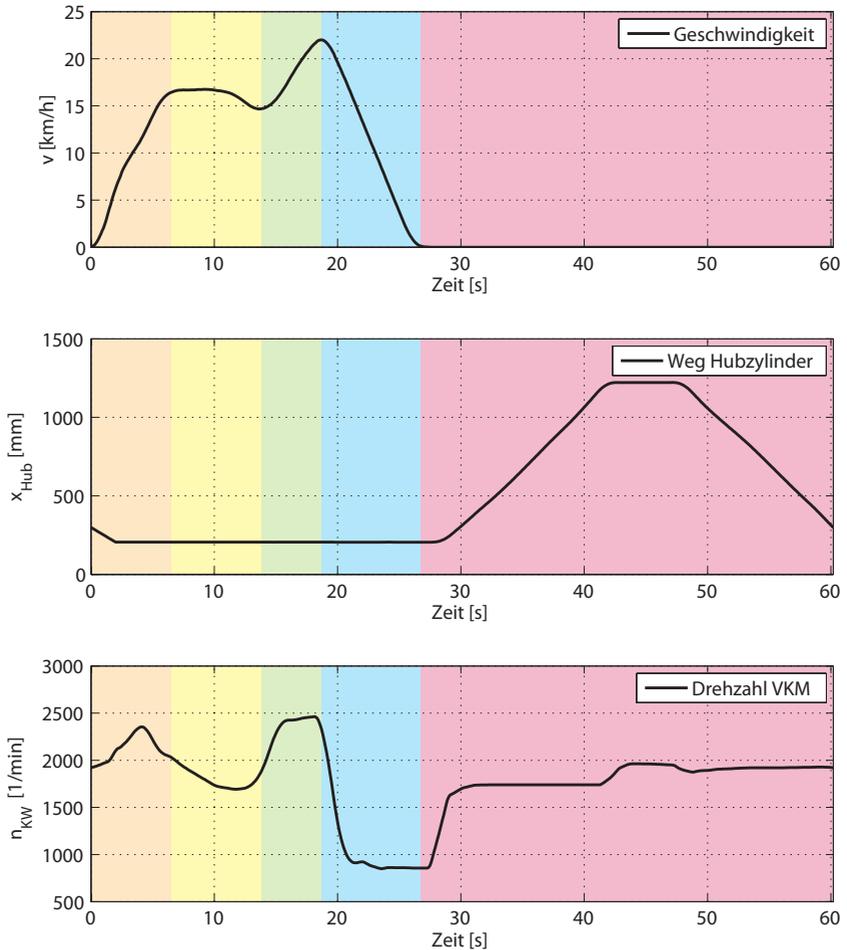
Das Einsatzprofil eines Teleskopladers wurde in [32] untersucht. Die als dominierend bestimmten Arbeitsaufgaben sind Laden (60 %), Stapeln und Umsetzen (20 %) sowie Transport, Schieben und Servicefunktionen (20 %). Für die Untersuchung der entwickelten Steuerstrategien wurde eine Stapeltätigkeit gewählt. Beim Stapeln auf festem Untergrund kann ein hoher Anteil der kinetischen Energie der Maschine zurückgewonnen werden. Mit dem Teleskoparm werden Lasten gehoben und gesenkt, so dass auch hier eine Energierückgewinnung denkbar ist.

Die als Referenz bestimmte Stapeltätigkeit wird in Anlehnung an [32] festgelegt. Zur besseren Reproduzierbarkeit und aus Gründen der Sicherheit wird ein synthetisierter Stapelzyklus als Referenz gewählt. **Abbildung 7.1** zeigt die Fahrbewegung des Teleskopladers als Rundkurs.



**Abbildung 7.1:** Referenzzyklus: Fahrbewegung

Der Zyklus ist in fünf farblich markierte Abschnitte geteilt. Zu Beginn wird aus dem Stillstand auf 17 km/h beschleunigt und um zwei Kurven gefahren, anschließend wird beschleunigt und bei Erreichen von 22 km/h ein Bremsvorgang bis zum Stillstand eingeleitet. Sobald die Maschine steht, wird der Teleskoparm mit samt der Last durch Ausfahren des Hubzylinders angehoben. Diese Position wird 5 s gehalten und der Teleskoparm danach abgesenkt. Das Absenken am Ende des Zyklus und die Beschleunigung zu Beginn des darauffolgenden Zyklus werden überschneidend durchgeführt. Die Vorgaben von Drehzahl der VKM  $n_{KW}$ , Fahrgeschwindigkeit  $v$  und Zylinderposition  $x_{Hub}$  sind in **Abbildung 7.2** dargestellt.



**Abbildung 7.2:** Referenzzyklus: Fahrgeschwindigkeit, Hubzylinder und VKM

Teleskop- und Kippzylinder werden zur besseren Reproduzierbarkeit des Zyklus nicht betätigt. Die zu hebende Last wird durch eine konstante Masse von 2200 kg abgebildet und bleibt über den gesamten Zyklus geladen. Der Lastdruck am Hubzylinder variiert somit während eines Hubvorgangs einzig aufgrund der Kinematik des Teleskoparms. **Abbildung 7.3** zeigt den Verlauf des Lastdrucks über  $x_{Hub}$ .

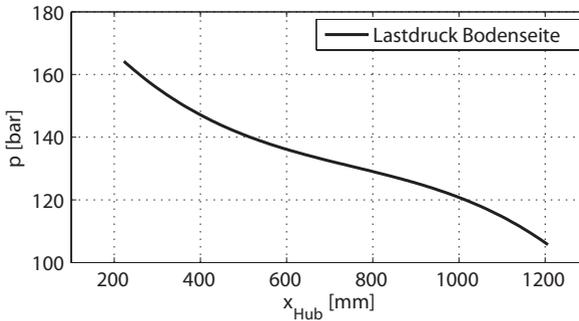
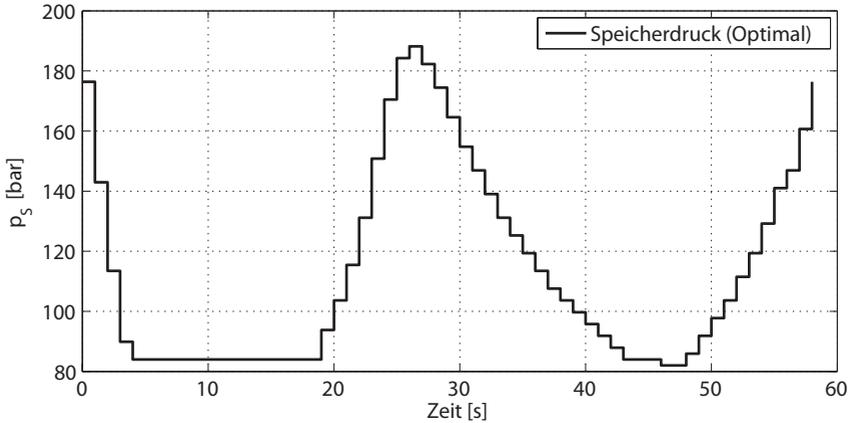


Abbildung 7.3: Lastdruck auf Bodenseite des Hubzylinders über  $x_{Hub}$

## 7.2 Potentialabschätzung

Für das hybride Antriebssystem im Stapelzyklus wird das theoretische Einsparpotential bestimmt. Hierzu wird mit Hilfe der dynamischen Programmierung gemäß Kapitel 3.4.1 die optimale Steuertrajektorie und der zugehörige Speicherladezustand über den Zyklus ermittelt. Der gemessene Zyklus des konventionellen Betriebs (Kapitel 7.3) wird mit  $N = 59$  Schritte von  $\Delta t = 1$  s diskretisiert. Als Zustand  $x$  wird der Speicherdruck  $p_S$  gewählt und in  $M = 60$  Stufen von  $\Delta p_S = 2$  bar überführt.

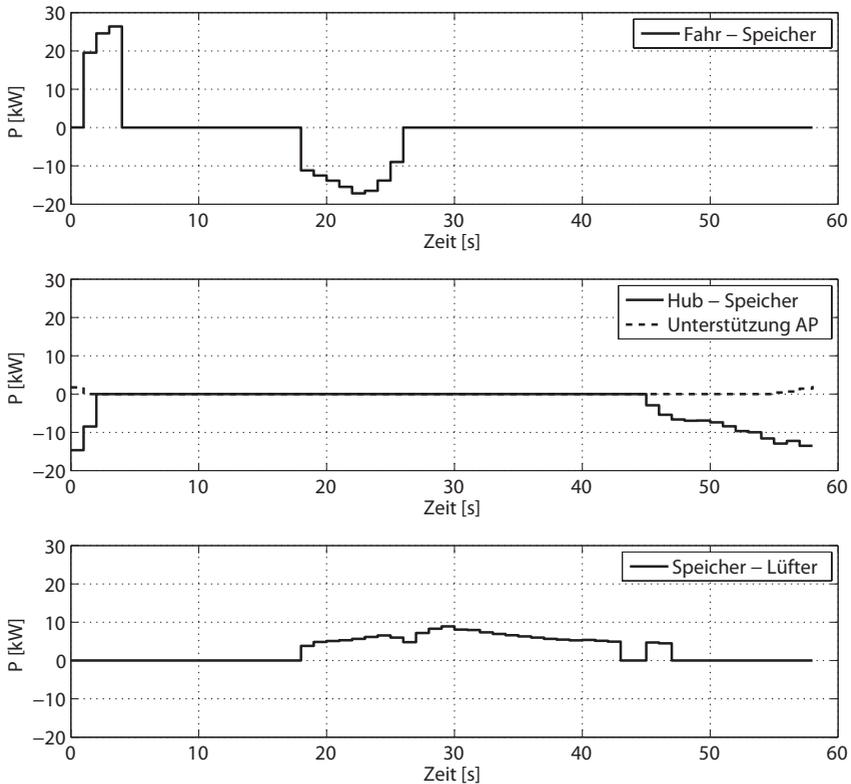
Die Berechnung der Güte der einzelnen Transitionen erfolgt anhand eines quasistatischen Simulationsmodells. Das Modell des hybriden Antriebssystems umfasst die Leitungs- und Drosselverluste, das Verlustverhalten aller Hydrostaten gemäß Kapitel 6.3.1 sowie einen mit Idealgasverhalten modellierten hydropneumatischen Speicher. Der sich mit dynamischer Programmierung ergebende optimale Verlauf des Speicherdrucks ist in **Abbildung 7.4** dargestellt. Der optimale Speicherdruck zu Beginn und Ende des Zyklus beträgt demnach  $p_S = 178$  bar.



**Abbildung 7.4:** Dynamische Programmierung: Optimaler Speicherdruckverlauf

Die Leistungsflüsse des Speichers  $P_S$  der Teilsysteme sind in **Abbildung 7.5** gegeben. Gemäß der Konvention stellt ein positiver Leistungsfluss eine Entlastung dar, ein negativer Leistungsfluss einen Rekuperationsvorgang.

Der Speicher wird zu Beginn während des Beschleunigungsvorgangs vollständig durch Fahrtrieb entladen, da hierdurch die größte Entlastung der VKM resultiert. Anschließend wird der Speicher bei Verzögerung der Maschine auf  $p_S = 188$  bar geladen. Die zurückgewonnene Energie wird zwischen 18 s und 43 s zur Entlastung der Lüfterpumpe eingesetzt, so dass der Speicher vor dem Absenkvorgang entladen ist und die rekuperierbare Energiemenge aufnehmen kann. Während des Absenkens steigt der Speicherdruck wieder bis zum Ausgangswert von  $p_S = 178$  bar und wird dabei nicht zur Entlastung des Lüfterantriebs eingesetzt. Ab 54 s reicht der Lastdruck (Abbildung 7.3) nicht mehr zum Laden des Speichers aus, so dass die Arbeitspumpe unterstützt. Diese trägt gegen Ende des Absenkvorgangs eine hydraulische Leistung von ca. 2 kW ein.

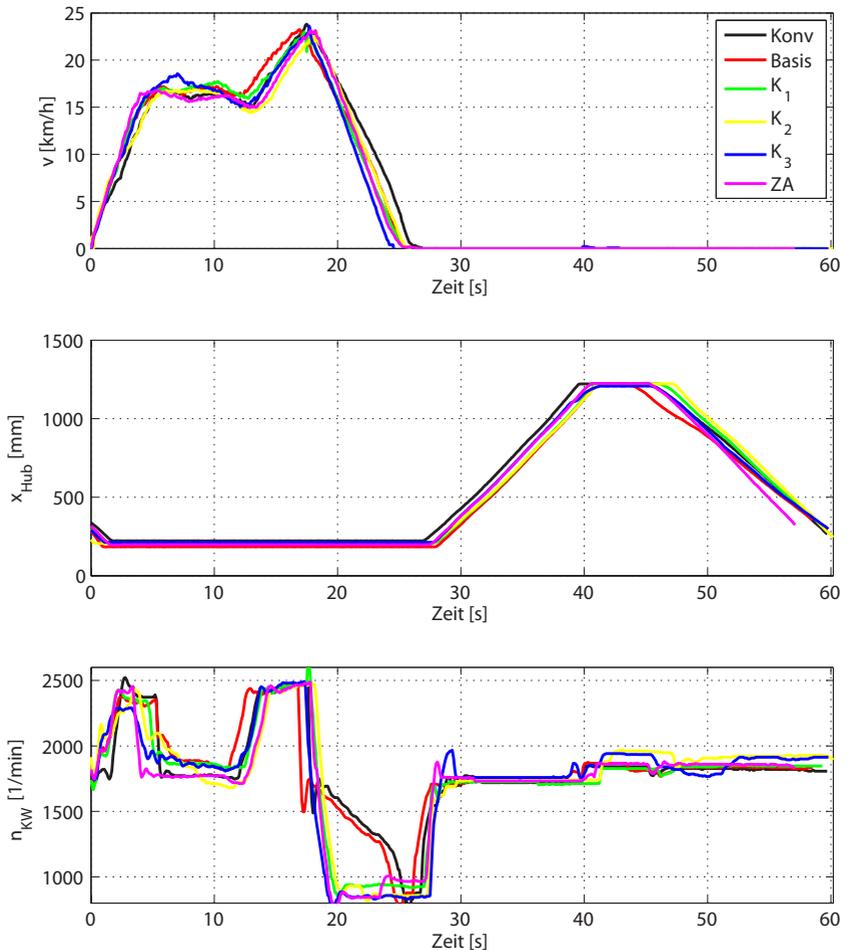


**Abbildung 7.5:** Dynamische Programmierung: Leistungsflüsse des Speichers  $P_{S_i}$

Mit der ermittelten optimalen Steuertrajektorie kann im vorliegenden System eine Einsparung von  $\Delta \dot{m} = 16\%$  erzielt werden. Es ist zu berücksichtigen, dass dieser Wert aufgrund des quasistationären Modells und auftretender Diskretisierungsfehler mit einer Unsicherheit behaftet ist. Eine qualitative Interpretation der optimalen Steuertrajektorie, wie beispielsweise der zeitliche Verlauf der jeweiligen Entlastung und Rückgewinnung, kann als belastbare Referenz für einen späteren Vergleich mit realen Betriebsstrategien herangezogen werden.

## 7.3 Ergebnisse

Die Messwerte  $v$ ,  $x_{Hub}$  und  $n_{KW}$  des konventionellen Betriebs *Konv* sowie der Betriebsstrategien *Basis*,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  und *ZA* sind in **Abbildung 7.6** dargestellt. Das Lastmoment im Fahrtrieb sowie der Lastdruck der Lüfterpumpe aller Messungen sind dem **Anhang A** beigelegt.



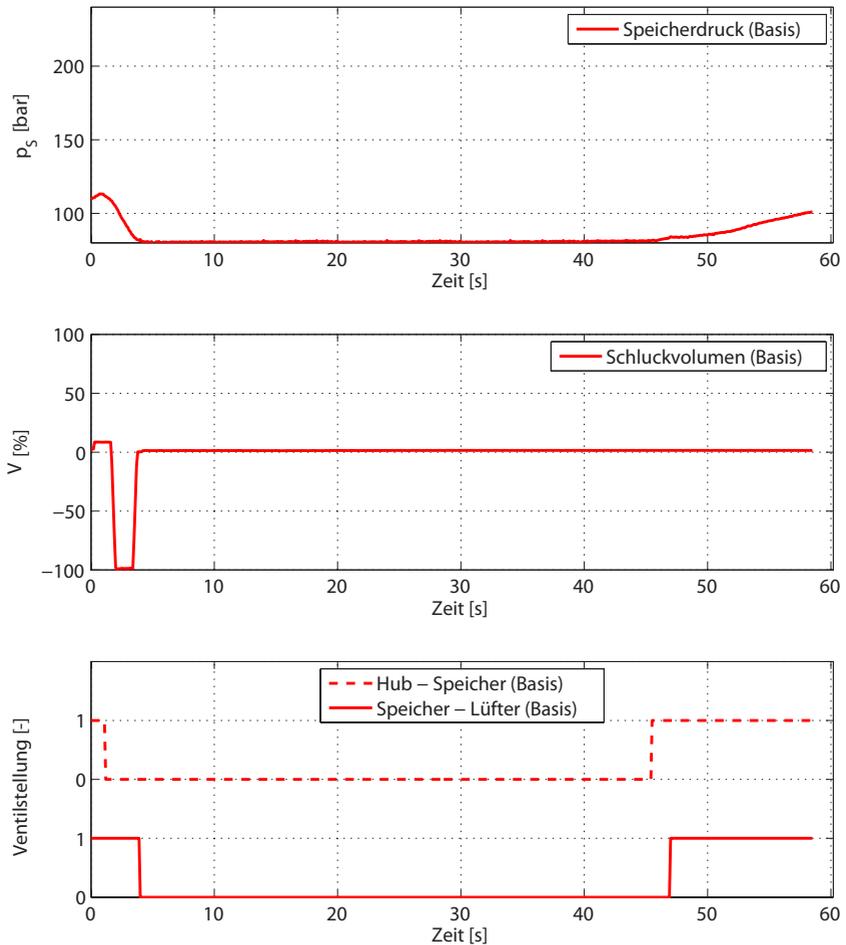
**Abbildung 7.6:** Referenzzyklus mit unterschiedlichen Steuerungen

Alle sechs Messungen bilden den geforderten Referenzzyklus sehr ähnlich ab. Jedoch unterscheiden sich die Messdaten leicht in ihrer Zyklusdauer, obwohl die gefahrene Strecke und die erreichte Hubhöhe übereinstimmen. So sind beispielsweise *Basis* und *ZA* gegenüber *Konv* um 1,5 s bzw. 2,5 s kürzer. Weiter ist zu erkennen, dass die Drehzahl der VKM bei den Steuerstrategien *Basis* und *Konv* zwischen 18 s und 26 s nur langsam abfällt, bei den anderen Strategien hingegen sprunghaft. Dies resultiert daraus, dass bei diesen beiden Strategien das Fahrgetriebe nicht über das Schaltventil ausgekuppelt wird und sich der Fahrtrieb so auf der VKM abstützt. Über den restlichen Zyklus weisen die Messungen einen ähnlichen Verlauf des Moments im Fahrtrieb und des Lastdrucks der Lüfterpumpe auf (Anhang A). So wird nachfolgend eine Abweichung im Kraftstoffverbrauch primär auf die Steuerstrategien zurückgeführt. Hierzu wird der gemessene Kraftstoffverbrauch des konventionellen Betriebs zu 100 % definiert.

### 7.3.1 Basisstrategie

Wie bereits eingehend beschrieben wird bei der Basisstrategie eine Energierückgewinnung nur während eines Absenkvorgangs des Teleskoparms realisiert, nicht aber bei Bremsvorgängen. **Abbildung 7.7** zeigt den Speicherdruck (Oben), den Schwenkwinkel des Speicherhydrostaten (Mitte) sowie die Schaltentscheidungen der Ventile (Unten). Ein positiver Schwenkwinkel  $V_{SF}$  des Speicherhydrostaten führt bei Vorwärtsfahrt zur Ladung des Speichers, ein negativer Schwenkwinkel hingegen zum Entladen und somit zur Entlastung. Eine geschlossene Ventilstellung wird durch eine 0 wiedergegeben, eine geöffnete Stellung durch eine 1.

Mit Beginn des Senkvorgangs (45 s) wird der Leistungspfad „Hubzylinder - Speicher“ über ein Ventil freigegeben, so dass der Speicher geladen wird. Ab 47 s und einem Druck von  $p_S = 90$  bar wird der Speicher auf die Saugseite der Lüfterpumpe geschaltet, wodurch ein Teil des zurückgewonnenen Volumenstroms direkt zu diesem Teilsystem fließt. Die Totzeit von 2 s ergibt sich aus einer hinterlegten Hysterese von 10 bar über minimalem Betriebsdruck des Speichers. Während des Abbremsvorgangs (18 s - 24 s) wird keine Energie zurückgewonnen, da dies eine Investition an Kurbelwellenleistung erfordert. Der Verstellhydrostat wird nicht verschwenkt, der Speicherzustand bleibt unverändert.



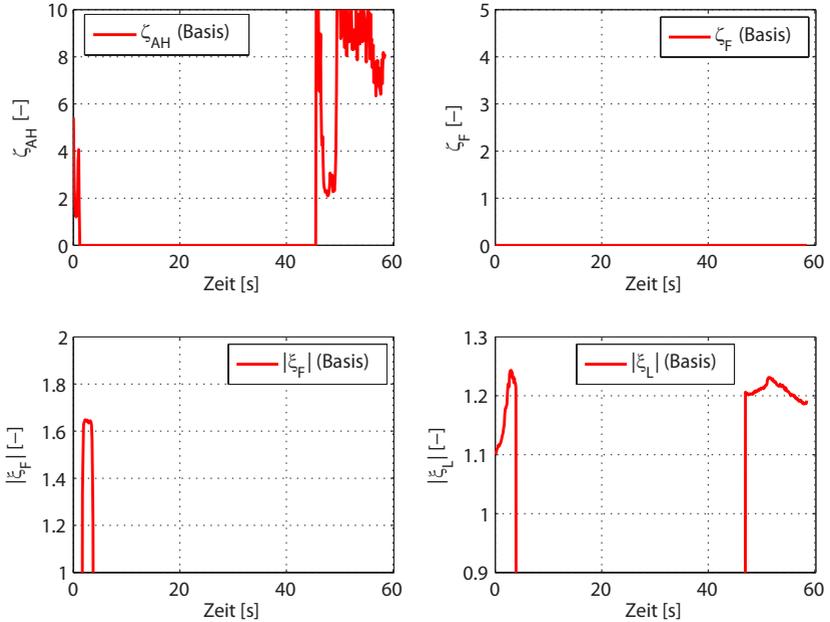
**Abbildung 7.7:** Messdaten der Strategie *Basis*

Aufgrund einer geschlossenen Energiebilanz des Speichers über den Referenzzyklus beträgt der Speicherdruck am Ende und zu Beginn des Zyklus ca. 110 bar. Dies hat zur Folge, dass zu Beginn jede mögliche Entlastung in maximalem Umfang realisiert wird. Die Verbindung des Speichers zur Lüfterpumpe bleibt bis zum Erreichen des minimalen Betriebsdruck von 80 bar geschaltet. Zusätzlich wird der Fahrtrieb von 1,5 s bis 4 s durch den Speicherhydrostaten entlastet.

Hierzu wird zuerst durch einen positiven Schwenkwinkel von 8 % der Druck im Pumpenkanal an den Speicher angeglichen und anschließend das Sicherheitsventil zum Speicher geöffnet (Abbildung 7.7 Mitte, 0,5 s - 1,5 s). Anschließend wird ein negativer Schwenkwinkel von  $V_{SF} = -100\%$  eingestellt, so dass der Fahrtrieb entlastet wird. Die Entlastung des Fahrtriebs fällt mit einer Dauer von  $\Delta t = 2,5$  s verhältnismäßig kurz aus, da die zurückgewonnene Energie parallel auch in den Lüfterantrieb fließt und somit bald der minimale Betriebsdruck des Speichers erreicht ist.

Die sich ergebenden Effizienzwerte  $\zeta_{AH}$ ,  $\zeta_F$ ,  $\xi_F$  und  $\xi_L$  sind in **Abbildung 7.8** dargestellt. Bei der Berechnung des Werts  $\zeta_{AH}$  wird die Abweichung des aktuellen Lastdrucks der Arbeitspumpe und dem konventionellen Betrieb ermittelt. Da sich diese Werte aufgrund von Messungenauigkeit zwangsläufig leicht unterscheiden, weicht  $\zeta_{AH}$  von  $\infty$  ab. Ein Wert von  $\geq 10$  wird im Folgenden als ausreichend hoch betrachtet - die Energie des Hubzylinders kann in erster Näherung ohne Leistungseintrag der VKM rekuperiert werden. Da keine Energierückgewinnung im Fahrtrieb stattfindet, ergibt sich auch kein Wert für  $\zeta_F$ . Die Entlastung des Fahrtriebs durch den Speicher führt zu einem Wert von  $|\xi_F| \approx 1,64$ , welcher deutlich oberhalb der Effizienz einer Entlastung des Lüfterantriebs von  $|\xi_L| \approx 1,10 \dots 1,24$  liegt. Da in der Basisstrategie jede Entlastung maximal realisiert wird, ist die Dauer der höherwertigen Entlastung im Fahrtrieb jedoch sehr kurz.

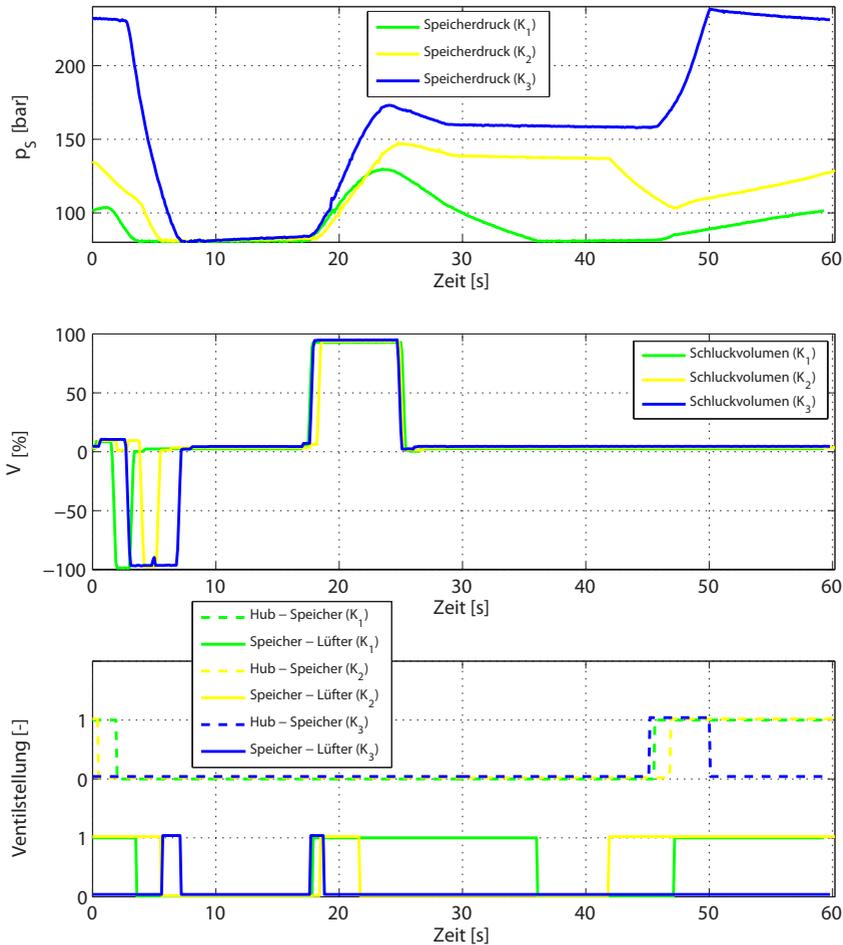
Es lässt sich feststellen, dass trotz der Einfachheit der Basisstrategie verhältnismäßig hohe Werte für  $|\xi_F|$  und  $|\xi_L|$  auftreten. Der hohe Wert für  $|\xi_L|$  resultiert aus einem im Durchschnitt sehr niedrigen Speicherdruck, wodurch die Lüfterpumpe nur schwach motorisch betrieben wird. Die gemessene Kraftstoffmenge der Basisstrategie beträgt 95,6 % und liegt damit unterhalb des konventionellen Betriebs. Die an den Verbrauchern wieder eingetragene Energie stammt allein aus der Rekuperation des Teleskoparms während des Absenkens, eine Rekuperation aus dem Fahrtrieb ist mit dieser Strategie nicht möglich.

Abbildung 7.8: Effizienzwerte der Strategie *Basis*

### 7.3.2 Strategie mit konstante Schwellwerte

Im Gegensatz zur Basisstrategie kann nun bei entsprechender Effizienz  $\zeta_F > \zeta_{min}$  (s. Tabelle 6.1) Energie aus dem Fahrtrieb zurückgewonnen werden, wodurch ein höheres Einsparpotential möglich wird. Die Messdaten der drei Steuerungen sind in **Abbildung 7.9** dargestellt. Die zugehörigen Effizienzwerte sind in **Abbildung 7.10** wiedergegeben.

Strategie  $K_1$  hat die niedrigsten Schwellwerte mit  $|\xi_{min}| = 1,00$  und  $\zeta_{min} = 1,00$ . Eine Entlastung des Fahrtriebs liegt gemäß dessen Charakteristik (z.B. Abbildung 6.16) immer oberhalb des Schwellwerts und wird somit bei jeder Möglichkeit realisiert. Zu Beginn des Zyklus ist der Speicher mit einem Druck von 110 bar gefüllt, so dass eine Entlastung des Fahrtriebs während der Beschleunigungsphase eingeleitet wird. Zusätzlich liegt die Effizienz des Lüftertriebs mit  $|\xi_L| = 1,10$  über dem Schwellwert, so dass auch diese Entlastung realisiert wird, bis der Speicher entleert ist.



**Abbildung 7.9:** Messdaten der Strategien  $K_1 - K_3$

Während des Bremsvorgangs (18 s - 26 s) wird der Verstellhydrostat positiv auf  $V_{SF} = 100\%$  geschwenkt, um so die höchstmögliche Effizienz von  $\zeta_F \approx 2,50$  zu erreichen. Gleichzeitig wird ab 18 s eine Entlastung des Lüfterantriebs geschaltet, da dies mit einer Effizienz von  $|\xi_L| = 1,24$  möglich ist. Diese Effizienz sinkt mit steigendem Speicherdruck und dem damit verbundenen motorischen Betrieb auf  $|\xi_L| = 1,05$  ab.

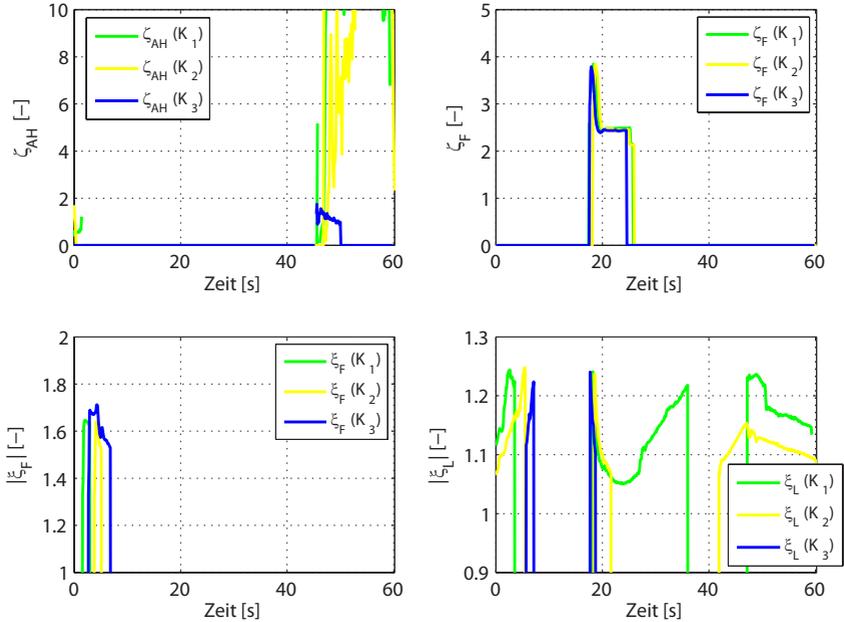


Abbildung 7.10: Effizienzwerte der Strategien  $K_1 - K_3$

Nach dem Bremsvorgang wird der Speicher durch den Lüfterantrieb vollständig geleert, wobei  $|\xi_L|$  aufgrund des fallenden Speicherdrucks wieder ansteigt. Der anschließende Absenkvorgang des Teleskoparms ab 47 s erfordert durch den geleerten Speicher keine zusätzliche Unterstützung der Arbeitspumpe, da die Effizienz der Rekuperation analog zur Basisstrategie  $\zeta_{AH} > 10$  beträgt. Der Speicher wird für eine geschlossene Energiebilanz wieder auf den Startwert geladen. Parallel dazu wird die zurückgewonnene Energie erneut zur Entlastung der Lüfterpumpe mit  $|\xi_L| \approx 1,22 \dots 1,15$  genutzt.

Da die Entlastung des Lüfterantriebs bei Strategie  $K_1$  zu jedem möglichen Zeitpunkt eingeleitet wurde, unterscheidet sich diese im Ergebnis nur durch die Energierückgewinnung aus dem Fahrtrieb von der Basisstrategie. Die im Zyklus eingesetzte Kraftstoffmenge der Betriebsstrategie  $K_1$  beträgt 93,8 %.

Strategie  $K_2$  besitzt einen höheren Schwellwert von  $|\xi_{min}| = 1,07$ . Dadurch wird weiterhin jede Entlastung des Fahrtriebs ermöglicht, jedoch nur teilweise die des Lüftertriebs. Der Speicher im Zyklus von  $K_2$  ist zu Beginn auf 135 bar gefüllt, so dass auch hier anfangs eine Entlastung des Fahr- und Lüftertriebs realisiert wird. Da der Speicherdruck sinkt und dadurch  $|\xi_L|$  steigt, wird der Speicher vollständig entleert. Der Fahrtrieb wird dabei in ähnlichem Ausmaß wie  $K_1$  entlastet. Durch den Bremsvorgang bei 18 s wird der geleerte Speicher analog zu *Basis* und  $K_1$  verhältnismäßig effizient mit  $\zeta_F \approx 2,50$  gefüllt. Gleichzeitig wird eine Entlastung des Lüftertriebs eingeleitet. Mit steigendem Speicherdruck sinkt  $\xi_L$ , bis dieser bei 21,5 s den Wert  $|\xi_{min}| = 1,07$  erreicht und die Entlastung abgeschaltet wird. Erst am Ende des Hubvorgangs bei 42 s, nach welchem die Drehzahl der VKM auf  $n_{KW} = 1900 \text{ min}^{-1}$  ansteigt, wird  $|\xi_{min}|$  wieder überschritten und eine erneute Entlastung eingeleitet. Der Speicherdruck sinkt dadurch bis 47 s auf 103 bar ab und steigt durch anschließende Rückgewinnung aus dem Teleskoparm mit  $\zeta_{AH} > 10$  wieder auf den Ausgangswert an.

Die Effizienzwerte für eine Rekuperation aus dem Fahrtrieb und Teleskoparm unterscheiden sich nicht von  $K_1$ . Der einzig deutliche Unterschied besteht in Strategie  $K_2$  in der zeitweiligen Abschaltung der Lüfterentlastung, woraus ein höherer Speicherdruck resultiert. Da somit  $\xi_L$  anschließend geringer ist, der Fahrtrieb jedoch nicht stärker entlastet wird, erzielt  $K_2$  einen Kraftstoffverbrauch von 94,5 %. Dieser liegt oberhalb von  $K_1$ , obwohl eine höhere Mindesteffizienz gefordert wurde. Der höhere Wert von  $|\xi_{min}|$  hatte hier jedoch keinen effektiv höheren Wert von  $|\xi_F|$  und  $|\xi_L|$  zur Folge, sondern hat aufgrund des geänderten Speicherdruckverlaufs zu einem geringfügig höheren Verbrauch geführt.

Der gemessene Zyklus der Betriebsstrategie  $K_3$  hat zu Beginn einen Speicherdruck von 230 bar, welcher aufgrund des damit verbundenen geringen Werts für  $|\xi_L|$  nicht zur Entlastung des Lüftertriebs genutzt wird. Die gespeicherte Energie wird vollständig zur Entlastung des Fahrtriebs mit  $|\xi_F| \approx 1,70 \dots 1,53$  eingesetzt. Anschließend wird der Speicher beim Bremsvorgang geladen und der Lüftertrieb dabei nur kurzzeitig entlastet, da dieser mit zunehmendem Speicherdruck wieder unter  $|\xi_{min}|$  fällt. Der Speicher verbleibt nach Ende des Bremsvorgangs bei einem Druck von  $p_S = 160$  bar. Durch das Absenken des Teleskoparms ab 46 s steigt dieser weiter bis zum maximalen Betriebsdruck von  $p_S = p_2 = 240$  bar an. Der Absenkvorgang erfordert aufgrund des hohen Drucks

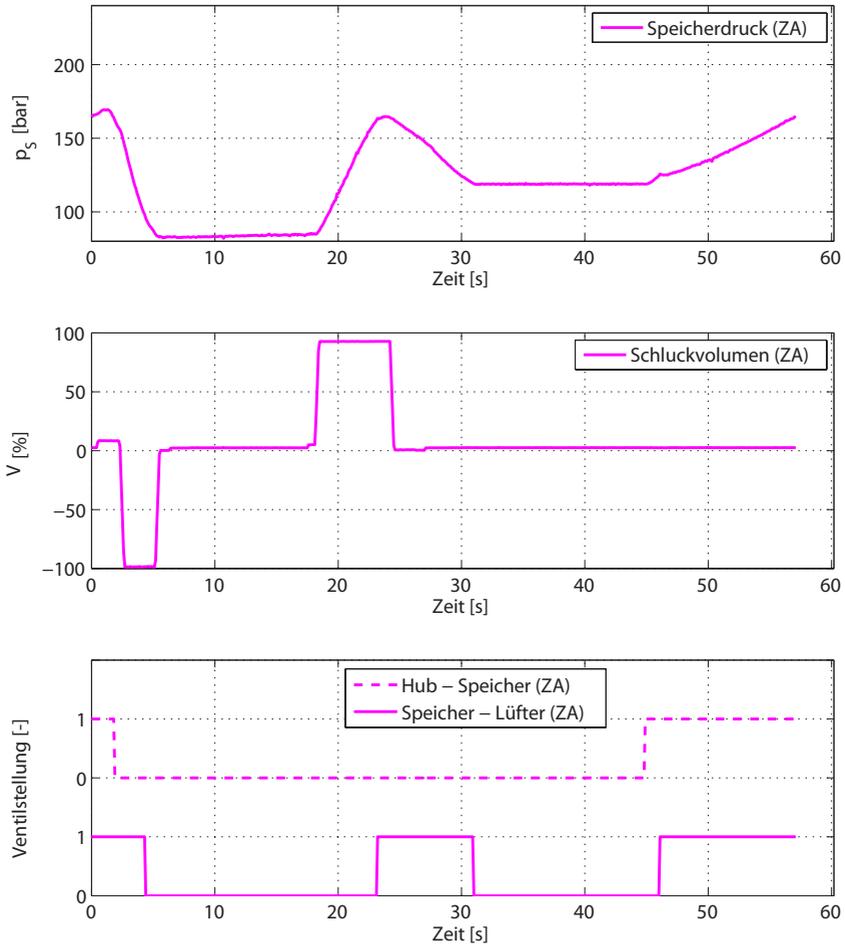
im Speicher eine Unterstützung durch die Arbeitspumpe, um das erforderliche Druckgefälle zum Speicher zu gewährleisten. Dadurch ist dieser Vorgang mit einem Wert von  $\zeta_{AH} \approx 1,4 \dots 1,0$  verbunden, der gegenüber  $K_1$  und  $K_2$  deutlich ineffizienter ist. Ab 50 s kann der Speicher durch die Arbeitspumpe nicht weiter gefüllt werden, folglich wird der ablaufende Volumenstrom ab diesem Zeitpunkt zum Tank gedrosselt.

Strategie  $K_3$  verhindert aufgrund des hohen Schwellwerts  $|\xi_{min}|$  eine Entlastung des Lüfterantriebs. Im vorliegenden System ist der Speicher jedoch nicht in der Lage, die gesamte rekuperierbare Energie des Zyklus aufzunehmen und diese für eine Entlastung des Fahrtriebs vorzuhalten. Dadurch muss die Arbeitspumpe während des Absenkvorgangs aktiv unterstützen, so dass  $\zeta_{AH}$  deutlich verringert wird und ein Teil der potentiellen Energie zum Tank in Wärme gewandelt werden muss. Die mit der Betriebsstrategie  $K_3$  über den Zyklus eingesetzte Kraftstoffmenge steigt auf 97,4 % des konventionellen Betriebs an. Damit liegt diese Betriebsstrategie über  $K_2$  und sogar über der Basisstrategie. Dies führt zu der Folgerung, dass durch eine weitere Erhöhung der konstanten Schwellwerte keine Steigerung der Energieeffizienz des Antriebssystems erreicht werden kann.

### 7.3.3 Strategie mit variablen Schwellwerten

Die Steuerstrategie mit variablen Schwellwerten ZA begünstigt ein Entladen des Speichers bei hohem Speicherdruck sowie ein Laden bei niedrigem Speicherdruck. Die Messwerte mit der Steuerung ZA sind in **Abbildung 7.11**, die Effizienzwerte in **Abbildung 7.12** dargestellt.

Der Speicher ist zu Beginn des Zyklus mit 165 bar geladen. Aufgrund des gewählten Schwellwertverlaufs (Abbildung 6.20) ist dabei eine Entlastung des Fahr- und Lüfterantriebs zulässig. Der Fahrtrieb wird für eine Dauer von 4 s, der Lüfterantrieb für 6 s entlastet, bis der Speicher den minimalen Betriebsdruck  $p_1$  erreicht. Anschließend wird der Speicher ab 18 s durch den Bremsvorgang geladen. Da ein geringer Speicherdruck vorliegt, wird ein Füllen des Speichers priorisiert, indem der Schwellwert  $|\xi_{min}|$  verhältnismäßig hoch gewählt wird. Mit steigendem Speicherdruck sinkt  $|\xi_{min}|$ , so dass eine Entlastung des Lüfterantriebs zu Beginn des Hubvorgangs ab 23 s bei einem Speicherdruck von  $p_S = 160$  bar eingeleitet wird.



**Abbildung 7.11:** Messdaten der Strategien ZA

Der Speicherdruck fällt dadurch wieder bis auf 120 bar, ab wann die Entlastung des Lüfterantriebs unter den wieder steigenden Schwellwert  $|\xi_{min}|$  fällt. Erst wieder während des Absenkens ab 46 s wird durch den steigenden Speicherdruck eine Entlastung des Lüfterantriebs möglich. Der zugehörige Verlauf von  $|\xi_L|$  über den Speicherdruck  $p_S$  ist in **Abbildung 7.13** dargestellt.

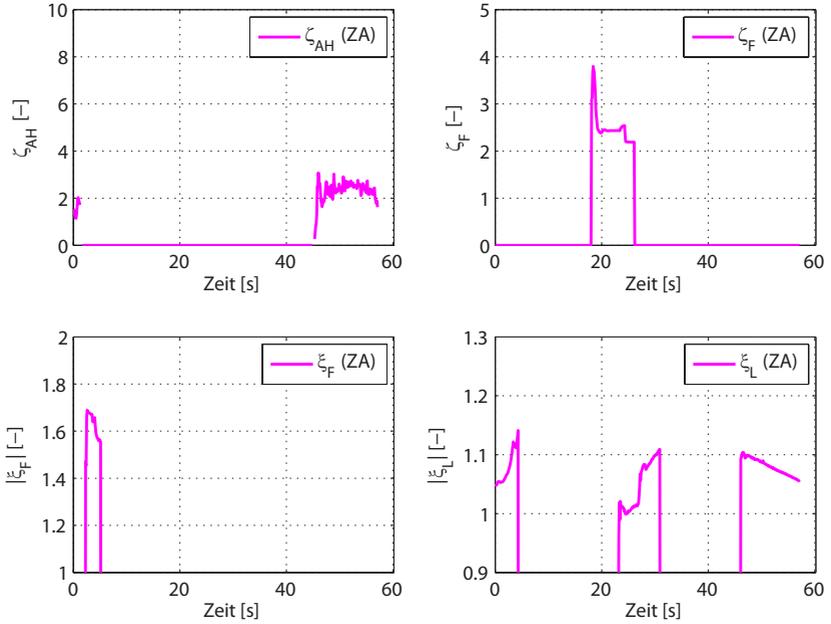
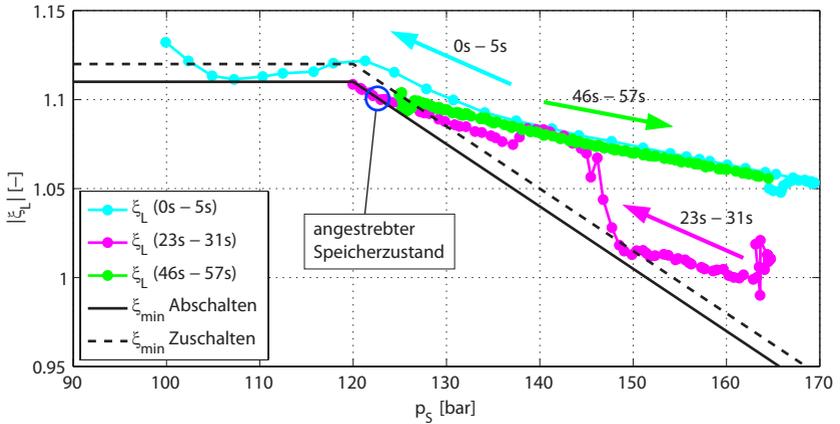


Abbildung 7.12: Effizienzwerte der Strategien ZA

Abbildung 7.13: Verlauf von  $\xi_L$  über den Zyklus ZA

In der ersten Phase der Entlastung des Lüfterantriebs (0 s - 5 s) steigt  $|\xi_L|$  kontinuierlich an und unterschreitet  $|\xi_{min}|$  bis zum entladenen Zustand des Speicher nicht. In diesem Fall wird die Entlastung nicht durch die Priorisierung zu Gunsten einer Speicherfüllung unterbunden, da eine ausreichend hohe Effizienz vorliegt. Gleichzeitig wird auch der Fahrtrieb mit einer deutlich höheren Effizienz von  $|\xi_F| \approx 1,6$  entlastet (Abbildung 7.12). Da dieser Wert deutlich über der Kennlinie des zustandsabhängigen Schwellwerts liegt, ist der Fahrtrieb in Abbildung 7.13 nicht dargestellt. Die zweite Phase der Entlastung des Lüfterantriebs wird durch das Überschreiten von  $|\xi_{min}|$  bei 23 s eingeleitet. Sie endet trotz ansteigendem  $|\xi_L|$  bei 31 s und einem Speicherdruck von etwa 120 bar, da der Schwellwert (Abschalten) unterschritten wird. Im Gegensatz zur ersten Phase wird in diesem Fall die Entlastung aufgrund der priorisierten Erhöhung des Ladezustands beendet. Bei 46 s überschreitet  $|\xi_L|$  wieder den Schwellwert  $|\xi_{min}|$  (Zuschalten). Ab diesem Zeitpunkt steigt der Speicherdruck durch das Absenken des Teleskoparms, so dass auch ein stetig sinkender Wert für  $|\xi_L|$  bis zum Ende des Zyklus zulässig ist (Priorisierung der Reduzierung des Speicherladezustands).

Durch die gewählte Kennlinie für  $\xi_{min} = f(p_S)$  mit den genannten Priorisierungen wird ein angestrebter Speicherzustand von  $p_S = 120$  bar definiert (Abbildung 7.13, blauer Kreis). Bei durchschnittlicher Effizienz einer Entlastung des Lüfterantriebs wird dieser Zustand erreicht und die Entlastung abgeschaltet. Unterhalb des angestrebten Zustands wird nur eine Entlastung mit hoher Effizienz zugelassen, so dass der Speicherdruck tendenziell steigt. Es ist dadurch möglich, einen Speicherzustand zu wählen, der für eine Energierückgewinnung besonders geeignet ist. Im vorliegenden Fall orientiert sich der angestrebte Speicherzustand am Lastdruck des Hubzylinders (Abbildung 7.3) zu Beginn eines Absenkvorgangs. Dadurch entstehen geringere Drosselverluste am Stromregulventil zwischen Hubzylinder und Speicher während des Absenkvorgangs als bei vollständig entleertem Speicher.

Der angestrebte Zustand des Speichers wird durch eine angepasste Kennlinie bestimmt. Im vorliegenden System wurde der Wert  $\bar{x}_S = 120$  bar dadurch eingestellt, dass sich die Kennlinie mit dem durchschnittlichen Verlauf der Effizienz  $|\xi_L|$  bei 120 bar schneiden. Der Verlauf der durchschnittlichen Effizienz wurde durch lineare Regression von  $\xi_L$  über den Speicherdruck einiger Messfahrten bestimmt. So wird bei durchschnittlichem Verhalten von  $\xi_L$ , wie etwa zwischen 46 s

und 57 s (Abbildung 7.3, grüner Verlauf), die Entlastung des Lüfterantriebs bei 120 bar abgeschaltet. Die Kraftstoffmenge, welche mit der Steuerung ZA umgesetzt wurde, beträgt 90,1 % des konventionellen Betriebs und liegt somit unterhalb der vorangegangenen Betriebsstrategien.

## 7.4 Interpretation der Versuchsergebnisse

Die durchgeführten Versuche zeigen eine messbare Steigerung der Energieeffizienz des hybriden Antriebssystems durch Optimierung der Betriebsstrategie. Der relative Kraftstoffverbrauch der unterschiedlichen Betriebsstrategien sowie das theoretisch maximale Einsparpotential mit optimaler Steuerung ist in **Tabelle 7.1** aufgeführt.

Strategie	Kraftstoffmenge [%]	Einsparung [%]
<i>Konv</i>	100,0	-
<i>Basis</i>	95,6	4,4
$K_1$	93,8	6,2
$K_2$	94,5	5,5
$K_3$	97,4	2,6
ZA	90,1	9,9
<i>Optimal</i>	84,0	16,0

**Tabelle 7.1:** Relativer Kraftstoffverbrauch der Steuerstrategien

Die aufgeführten Werte stellen primär ein qualitatives Ergebnis dar, da sich bei Betrachtung einzelner Zyklen auftretende Messungenauigkeiten und Abweichungen in den Randbedingungen statistisch nicht ausmitteln. Das mit DP ermittelte maximale Einsparpotential besitzt gegenüber den Messwerten eine Unsicherheit aufgrund der Modellbildung und Diskretisierungsfehlern.

Bereits die triviale Basisstrategie reduziert die eingesetzte Kraftstoffmenge um 4,4 %, wobei sie aber nicht in der Lage ist, Energie aus dem Fahrtrieb zurückzugewinnen. Strategie  $K_1$  verhält sich durch die niedrigen Schwellwerte wie die Basisstrategie, jedoch mit dem Unterschied einer Rekuperation aus dem Fahrtrieb.  $K_1$  weist eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs von 6,2 % auf. Eine Anhebung von  $|\xi_{min}|$  führt bei  $K_2$  und  $K_3$  zu keiner Steigerung der Effizienz,

sondern führt aufgrund des geänderten Speicherdruckverlaufs bei  $K_2$  zu einem leicht gestiegenen Verbrauch. Bei  $K_3$  muss aufgrund der hohen Schwellwerte ein Teil der rekuperierbaren Energie ungenutzt in den Tank gedrosselt werden, so dass damit die geringste Verbrauchsreduzierung erzielt werden konnte. Die Strategie mit zustandsabhängigen Schwellwerten  $ZA$  reduziert den Kraftstoffverbrauch um 9,9 % und erzielt die größte Einsparung. Das Einsparpotential der berechneten Optimalsteuerung liegt bei 16,0 %, setzt aber vollständige Kenntnis zukünftiger Situationen voraus. Für den betrachteten Stapelzyklus konnten somit 63 % des theoretisch möglichen Potentials erreicht werden, ohne dafür komplexe, prädiktive Steueralgorithmen zu benötigen. Die Ursache der jeweiligen Effizienzsteigerung wird durch den Leistungseintrag des Speichers in den Lüfterantrieb  $\Delta P_{SL}$  und den Fahrtrieb  $\Delta P_{SF}$  und das daraus resultierende Entlastungsmoment an der Kurbelwelle  $\Delta P_L$  und  $\Delta P_F$  dargestellt. **Abbildung 7.14** gibt die zugehörigen Werte wieder.

In der Basisstrategie (rot) entlastet der Speicher den Lüfterantrieb zu Beginn und Ende des Zyklus mit durchschnittlich 5 kW, wodurch eine Reduzierung der Kurbelwellenleistung von ca. 6 kW erzielt wird. Der kurzzeitige Eintrag von 20 kW in den Fahrtrieb führt zu einer Verringerung von etwa 25 kW an der VKM.

Strategie  $K_1$  (grün) führt zu einem sehr ähnlichen Entlastungsverhalten mit einem zusätzlichem Eintrag von 3-5 kW am Lüfterantrieb (18 s - 37 s) durch die Rekuperation aus dem Fahrtrieb. Dies ist der Grund für die höhere Kraftstoffersparnis von  $K_1$  gegenüber der Basisstrategie *Basis*.

$K_2$  (gelb) erzielt durch den höheren Speicherdruck eine Entlastung des Lüfterantriebs mit durchschnittlich 7 kW (8 kW an der Kurbelwelle) und einem Eintrag von 23 kW in den Fahrtrieb (30 kW an der Kurbelwelle). In Summe ergibt sich keine Verbesserung gegenüber  $K_1$ , sondern es resultiert eine leichte Zunahme der benötigten Kraftstoffmenge.

Durch die hohen Schwellwerte von  $K_3$  (blau) wird eine Entlastung des Lüfterantriebs größtenteils vermieden und die gespeicherte Energie über einen längeren Zeitraum mit 25 - 35 kW in den Fahrtrieb eingetragen (35 - 50 kW an der Kurbelwelle). Obwohl diese Entlastung mit einer hohen Effizienz einhergeht, wird ein höherer Kraftstoffverbrauch erzielt. Dies liegt, wie bereits beschrieben, an der

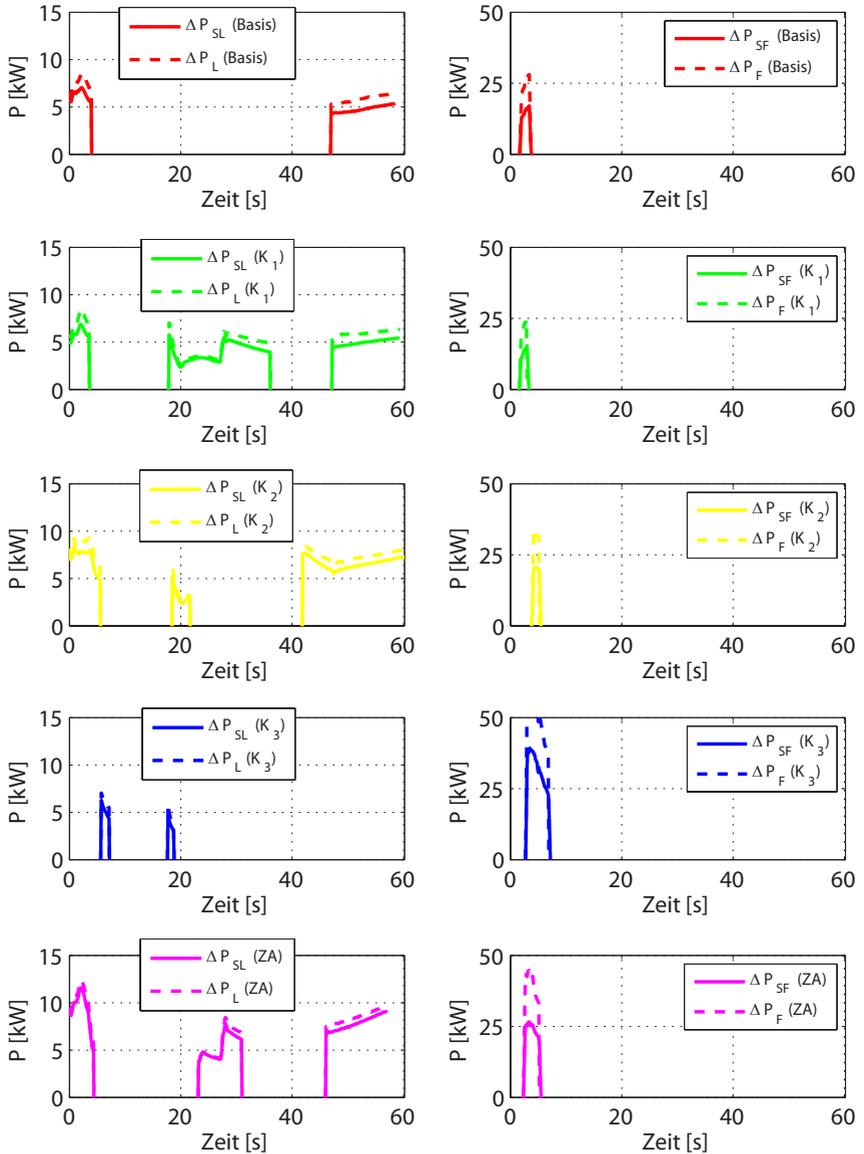


Abbildung 7.14: Speichernutzung (links: Lüfterantrieb, rechts: Fahrtrieb)

verhältnismäßig geringen Effizienz der Rekuperation  $\zeta_{AH}$  durch den erforderlichen Leistungseintrag der Arbeitspumpe. Des Weiteren ist der Speicher nicht in der Lage, die gesamte Energie der Rückgewinnung aus Fahr- und Arbeitsantrieb aufzunehmen, so dass ein Großteil der potentiellen Energie des Teleskoparms zum Tank gedrosselt werden muss. Eine kontinuierliche Reduzierung der eingesetzten Kraftstoffmenge über den Zyklus ist durch eine stetige Anhebung der Schwellwerte somit nicht möglich.

Die Steuerung mit zustandsabhängigen Schwellwerten  $ZA$  reduziert die Drosselverluste beim Absenken des Teleskoparms durch einen passend gewählten anzustrebenden Speicherzustand  $\bar{x}_S$ . Durch die zeitweise Abschaltung der Entlastung des Lüfterantriebs gegenüber  $K_1$  kann ein größerer Teil der zurückgewonnenen Energie mit hoher Effizienz in der Fahrtrieb eingetragen (25 kW, 40 kW an der VKM) und somit die höchste Steigerung der Energieeffizienz des Antriebssystems erzielt werden.

Zusammenfassend lassen sich aus den Versuchen folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- **Basisstrategie**

Die triviale (gierige) Basisstrategie ist im vorliegenden Fall in der Lage, eine Steigerung der Energieeffizienz zu erzielen. Eine starke Einschränkung stellt jedoch die Notwendigkeit einer Energierückgewinnung ohne erforderlichen Leistungseintrag dar. Im vorliegenden System konnte aus diesem Grund keine Energie aus dem Fahrtrieb zurückgewonnen werden. Wäre darüber hinaus die Rekuperation aus dem Teleskoparm mit einer nur geringen Investition an Kurbelwellenleistung verbunden, so würde die Basisstrategie zu keiner Kraftstoffersparnis führen. Die formulierte Basisstrategie stellt somit keine robuste, vielversprechende Betriebsstrategie dar.

- **Strategie mit konstanten Schwellwerten**

Eine Strategie mit konstanten Schwellwerten ermöglicht die Bewertung und Realisierung einer Energierückgewinnung mit zusätzlich erforderlichem Leistungseintrag und einer Nutzung der zurückgewonnenen Energie mit einer Mindesteffizienz. Im vorliegenden Antriebssystem wurde mit niedrigen Schwellwerten ein geringerer Kraftstoffverbrauch als mit der

Basisstrategie erzielt. Darüber hinaus konnte keine Steigerung des Einsparpotentials durch Erhöhung der Schwellwerte erreicht werden. Vielmehr reduzierte sich die gemessene Kraftstoffersparnis aufgrund einer zunehmenden Einschränkung des Lösungsraums möglicher Steuerentscheidungen, so dass der Speicher über weite Phasen im Zyklus bei einem sehr hohen Ladezustand verweilte. Vorteilhaft ist somit die mögliche Energierückgewinnung und Nutzung. Nachteilhaft ist die erforderliche heuristische Anpassung der Schwellwerte an das vorliegende System. Darüber hinaus besteht bei hohen Schwellwerten die Gefahr, dass sich der Speicher in einem Zustand „verfängt“ und diesen aufgrund fehlender Steuerentscheidungen mit ausreichender Effizienz nicht mehr verlassen kann.

- **Strategie mit zustandsabhängigen Schwellwerten**

Das Problem des sich verkleinernden Lösungsraums möglicher Steuerentscheidungen bei Verwendung von hohen konstanten Schwellwerten wird durch zustandsabhängige Schwellwerte gelöst. Dies geschieht durch die Definition eines angestrebten Speicherzustands mit Priorisierung von Ladevorgängen unterhalb und Entladevorgängen oberhalb. Im vorliegenden System wurde der anzustrebende Speicherzustand nahe des Lastdrucks vor Beginn eines Absenkvorgangs des Teleskoparms gewählt, um Drosselverluste zu minimieren. Oberhalb dieses Zustands führt eine Entlastung des Lüfterantriebs dazu, dass der Speicher soweit entladen ist, so dass die Energie eines Absenk- oder Abbremsvorgangs aufgenommen werden kann. Die zugehörige Kennlinie  $\xi_{min} = f(p_S)$  orientiert sich am Lüfterantrieb, da dieser aufgrund der ständig gegebenen Möglichkeit zu Entlastung als dominierend gilt. Aus diesem Grund besitzt die untersuchte Kennlinie einen ähnlich flachen Verlauf über dem Speicherdruck wie der Lüfterantrieb. Mit den zustandsabhängigen Schwellwerten wurde der geringste Kraftstoffverbrauch erzielt, jedoch erfordert die Bestimmung der zugehörigen Kennlinie auch einen höheren Applikationsaufwand.

- **Potential zu weiterer Optimierung**

Die untersuchte Betriebsstrategie mit zustandsabhängigen Schwellwerten wurde heuristisch ermittelt. Durch eine modellbasierte Optimierung der Kennlinien in der Simulation besteht die Möglichkeit, zusätzliche Energie im Speicher für eine Entlastung des Fahrtriebs vorzuhalten. Des Weiteren umfasst die Zustandsabhängigkeit bisher keine Berücksichtigung der

aktiven Last am Teleskoparm. Eine zusätzliche Dimension in der Zustand-sabhängigkeit zur Berücksichtigung des Lastdrucks ermöglicht ein angepasstes Verhalten auch bei veränderlicher Last.

Die bisher experimentell untersuchten Betriebsstrategien zielen auf eine möglichst effiziente Verringerung des Lastmoments an der Kurbelwelle. Dabei wird der aktuelle Betriebszustand der VKM nicht mit einbezogen, da keine zuverlässigen Messdaten über das aktuell vorliegenden Lastmoment vorhanden sind. Ein Einbeziehen des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$  in die Identifikation des Steuervektors über den Effizienzwert  $\varepsilon$  und eine gekoppelte Betrachtung der Teilsysteme erlaubt nochmals eine deutliche Steigerung der Energieeffizienz. Eine ganzheitliche Betrachtung des hybriden Antriebssystems, basierend auf den entwickelten Effizienzkennwerten  $\varepsilon$ ,  $\xi$  und  $\zeta$ , stellt folglich den nächsten logischen Schritt bei der Entwicklung einer Betriebsstrategie dar.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Gegensatz zu Hybrid-Pkw versorgt der Verbrennungsmotor einer mobilen Arbeitsmaschine auch Arbeitsfunktionen, welche in ihrer Leistungsanforderung und der Möglichkeit einer Energierückgewinnung dem Fahrantrieb nicht untergeordnet sind. Aufgrund dieses maßgeblichen Unterschieds können bekannte Ansätze für Betriebsstrategien aus dem Pkw-Bereich nicht direkt in mobilen Arbeitsmaschinen adaptiert werden, sondern erfordern eine Weiterentwicklung zur Berücksichtigung der zusätzlichen Verbraucher (Aktuatoren). Die vorliegende Arbeit beschreibt einen methodischen Ansatz zur Entwicklung von Betriebsstrategien mobiler Arbeitsmaschinen mit einem hybriden Mehrverbrauchersystem. Ein solches Antriebssystem zeichnet sich dadurch aus, dass an mehreren Verbrauchern Energie zurückgewonnen, zentral gespeichert und am selben oder einem anderen Verbraucher wieder eingetragen werden kann. Es wird ein allgemeingültiges Modell für hybride Mehrverbrauchersysteme vorgestellt, mit dessen Hilfe Kennwerte zur Beschreibung der Effizienz einzelner Steuerentscheidung formuliert werden. Als Gütekriterium wird die Auswirkung einer Entscheidung auf das Lastmoment oder den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors gewählt, so dass ein objektiver Vergleich verschiedener Teilsysteme gewährleistet ist. Basierend auf dieser Effizienzbewertung werden Betriebsstrategien entwickelt, welche eine signifikante Kraftstoffeinsparung ohne Information über den Maschinenzyklus ermöglichen.

Das entwickelte Vorgehen wird am Beispiel eines Teleskopladers mit hybridem Antriebsstrang verifiziert. Anhand von Versuchen wird das Einsparpotential von Betriebsstrategien unterschiedlicher Komplexität identifiziert und miteinander verglichen. Es zeigt sich, dass bereits ein einfacher Algorithmus mit konstanten Schwellwerten in der Lage ist, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Die Berücksichtigung des Speicherzustands durch zustandsabhängige Schwellwerte ermöglicht eine Steigerung des Einsparpotentials und erzielt im Versuch die höchste Energieeffizienz.

Das vorgestellte Verfahren erlaubt die Entwicklung robuster und deterministischer Betriebsstrategien auf Basis von anschaulichen Effizienzkennwerten. Eine Weiterentwicklung dieses Ansatzes erfordert die Integration zweier wichtiger Informationen: Erstens ermöglicht das Einbeziehen der Charakteristik des Verbrennungsmotors in die Betriebsstrategie eine zielgerichtete Verschiebung des Betriebspunkts, so dass eine maximale Kraftstoffeinsparung mit geringst möglicher Speichernutzung erreicht wird. Zweitens wird durch Adaption an sich ändernde Lastbedingungen die Robustheit der Betriebsstrategie im Maschineneinsatz erhöht. Eine konsequente Fortführung der vorliegenden Arbeit bietet ein hohes Potential zur Steigerung der Energieeffizienz hybrider Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen, so dass zukünftige Abgasnormen eingehalten und der Kraftstoffbedarf nachhaltig reduziert werden kann.

# A Messdaten

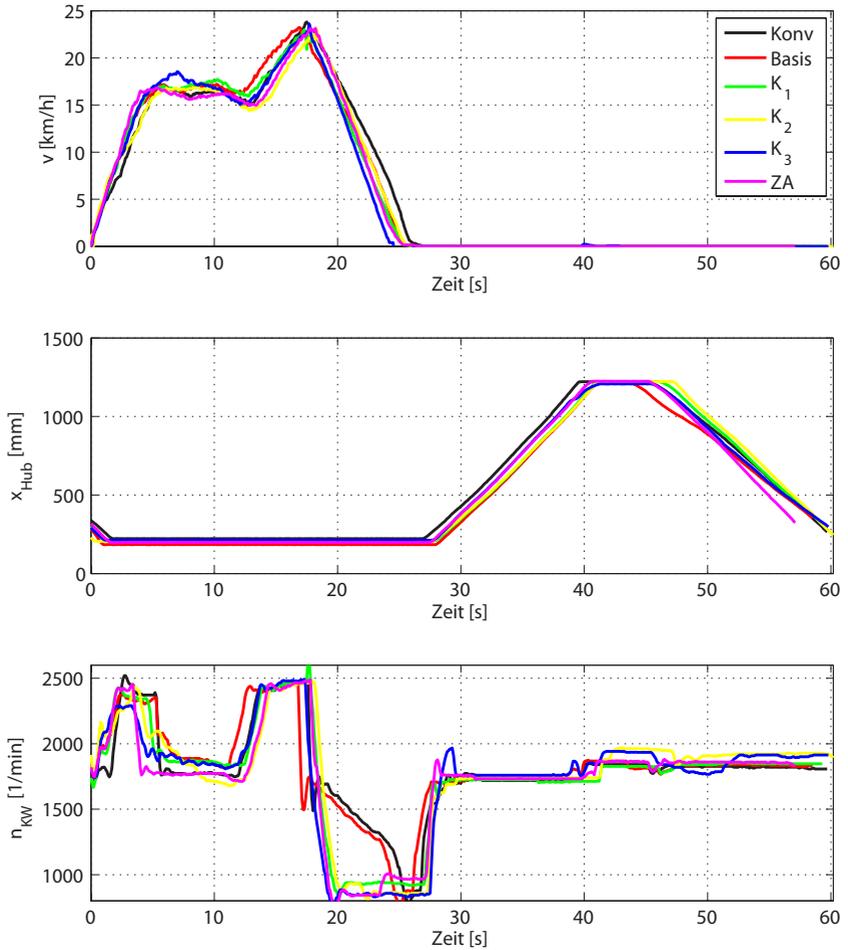


Abbildung A.1: Fahrgeschwindigkeit, Position Hubzylinder, Drehzahl VKM

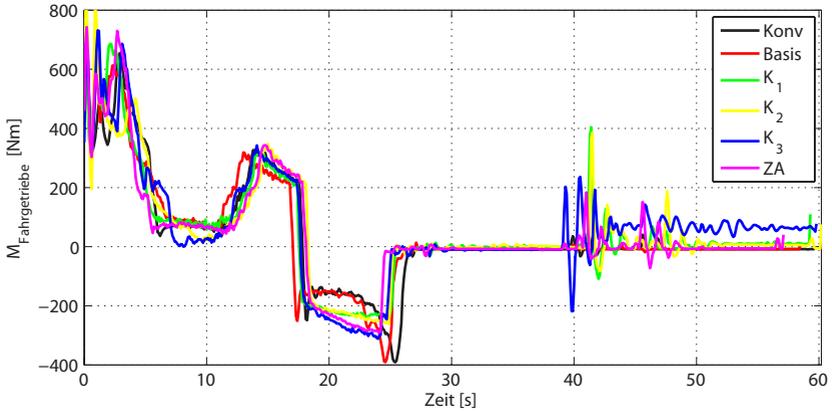


Abbildung A.2: Drehmoment Ausgang Fahrgetriebe

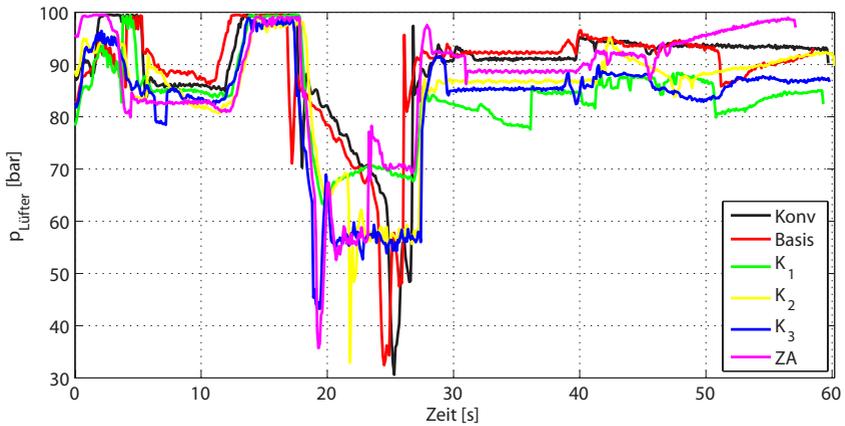


Abbildung A.3: Lastdruck Lüftertriebwerk

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Hybridstruktur: Parallel (a), Seriell (b), Leistungsverzweigt (c) . . .	4
2.2	Mögliche Lastfälle am Beispiel eines Hydraulikzylinders . . . . .	5
3.1	Zielkonflikt zwischen primärem und sekundärem Leistungsfluss . . .	12
3.2	Freiheitsgrade: Parallel (a), Seriell (b), Leistungsverzweigt (c) . . .	14
3.3	Klassifizierung bekannter Lösungsverfahren . . . . .	18
3.4	Gerichteter Graph mit 4 Zeitschritten . . . . .	23
3.5	Bellman'sches Optimalitätsprinzip . . . . .	25
3.6	Äquivalenter Verbrauch (ECMS) am Beispiel eines HEV . . . . .	29
4.1	Hybrides hydraulisches Mehrverbrauchersystem . . . . .	35
4.2	Modell eines Teilsystemes mit Integration des Speichers . . . . .	36
4.3	Mögliche Versorgungsfälle am Knoten $K$ . . . . .	37
4.4	Modell eines hybriden Mehrverbrauchersystems . . . . .	39
4.5	Fall 1: Kopplung über den Zustand $x_S$ . . . . .	40
4.6	Fall 2: Direkte Kopplung über Knoten $A$ . . . . .	41
4.7	Modell eines entlasteten Teilsystemes . . . . .	43
4.8	Effizienz der Entlastung $\xi_i$ in Teilsystem $i$ . . . . .	43
4.9	Entlastetes Teilsystem in motorischem Betrieb mit $y_i > y_{i,g}$ . . . . .	45
4.10	Effizienz der Entlastung $\xi_i$ mit motorischem Betrieb . . . . .	46
4.11	Modell eines rekuperierenden Teilsystemes . . . . .	47
4.12	Effizienz der Rekuperation $\zeta_i$ des Teilsystems $i$ . . . . .	48
4.13	Vier Quadranten des Kennwerts $\varepsilon$ . . . . .	51
5.1	Einbindung des Speichers an einem Knoten . . . . .	54
5.2	Einbindung des Speichers an mehreren Knoten . . . . .	54
5.3	Verlauf von $\xi_i$ über $y_i$ . . . . .	58
5.4	Zustandsabhängige Schwellwerte: Verlauf von $\xi_i$ über $x_S$ . . . . .	60

6.1	Konventionelles Antriebssystem des Teleskopladers, schematisch . . . . .	62
6.2	Zylinderanordnung des Teleskopladers, schematisch . . . . .	62
6.3	Hybrides Antriebssystem des Teleskopladers . . . . .	64
6.4	Steuerungssystem des Hybridantriebs . . . . .	66
6.5	Modell des hybriden Antriebssystems . . . . .	67
6.6	Teilsystemen Lüfterantrieb . . . . .	69
6.7	Quasistatisches Modell der Lüfterpumpe $\eta_L$ . . . . .	70
6.8	Effizienz der Entlastung $ \xi_L $ bei $n_{KW} = 1800 \text{ min}^{-1}$ . . . . .	71
6.9	Linie der Grenzentlastung, Lüfterpumpe $ \xi_L $ . . . . .	72
6.10	$ \xi_L $ unter Variation von $n_{KW}$ . . . . .	73
6.11	Linienschar der Grenzentlastung, Lüfterpumpe $ \xi_L $ . . . . .	74
6.12	Teilsystemen Fahrtrieb bei Entlastung . . . . .	75
6.13	Gesamtwirkungsgrad des Speichertriebwerks $\eta_{SF}$ bei $V = V_{max}$ . . . . .	75
6.14	$ \xi_F $ bei $n_{KW} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $n_{GW} = 1400 \text{ min}^{-1}$ und $p_S = 140 \text{ bar}$ . . . . .	77
6.15	$ \xi_F $ unter Variation von $p_S$ . . . . .	79
6.16	Maximale Effizienz der Entlastung $\xi_{F,max}$ bei $p_S = 200 \text{ bar}$ . . . . .	80
6.17	Teilsystemen Fahrtrieb bei Rekuperation . . . . .	81
6.18	$ \zeta_F $ bei Variation von Speicherdruck und Bremsmoment . . . . .	82
6.19	Teilsystemen Arbeitshydraulik . . . . .	83
6.20	Kennlinien der zustandsabhängigen Steuerung ZA . . . . .	89
7.1	Referenzzyklus: Fahrbewegung . . . . .	92
7.2	Referenzzyklus: Fahrgeschwindigkeit, Hubzylinder und VKM . . . . .	93
7.3	Lastdruck auf Bodenseite des Hubzylinders über $x_{Hub}$ . . . . .	94
7.4	Dynamische Programmierung: Optimaler Speicherdruckverlauf . . . . .	95
7.5	Dynamische Programmierung: Leistungsflüsse des Speichers $P_{Si}$ . . . . .	96
7.6	Referenzzyklus mit unterschiedlichen Steuerungen . . . . .	97
7.7	Messdaten der Strategie <i>Basis</i> . . . . .	99
7.8	Effizienzwerte der Strategie <i>Basis</i> . . . . .	101
7.9	Messdaten der Strategien $K_1 - K_3$ . . . . .	102
7.10	Effizienzwerte der Strategien $K_1 - K_3$ . . . . .	103
7.11	Messdaten der Strategien ZA . . . . .	106
7.12	Effizienzwerte der Strategien ZA . . . . .	107
7.13	Verlauf von $\xi_L$ über den Zyklus ZA . . . . .	107
7.14	Speichernutzung (links: Lüfterantrieb, rechts: Fahrtrieb) . . . . .	111

---

A.1	Fahrgeschwindigkeit, Position Hubzylinder, Drehzahl VKM . . .	117
A.2	Drehmoment Ausgang Fahrgetriebe . . . . .	118
A.3	Lastdruck Lüftertriebwerk . . . . .	118



## Tabellenverzeichnis

2.1	Verbrauchersteuerung der Elektrotechnik und Hydraulik . . . . .	5
2.2	Auswahl aktueller Hybridsysteme bei Hydraulikbaggern . . . . .	8
6.1	Schwellwerte der Steuerstrategien $K_1$ , $K_2$ und $K_3$ . . . . .	87
7.1	Relativer Kraftstoffverbrauch der Steuerstrategien . . . . .	109



## Literaturverzeichnis

- [1] H. Alipour, B. Asaei: A Heuristic Power Management Strategy for Plug-in Hybrid Electric Vehicles, 2nd International Conference on Electric Power and Energy Conversion Systems, Schardscha, Vereinigte Arabische Emirate, 15.-17.11.2011, S. 1–6
- [2] D. Ambühl: Energy Management Strategies for for Hybrd Electric Vehicles, Dissertation, ETH Zürich, 2009
- [3] J. Amrhein, U. Neumann: PRB - Regeneration of potential energy while boom-down, 8th International Fluid Power Conference, Bd. 2, Dresden, 26.-28.03.2012, S. 63–72
- [4] Aral AG, URL: <http://www.aral.de/kraftstoffe-und-preise/kraftstoffpreise/kraftstoffpreis-archiv.html> (Zugriff: 04.06.2015)
- [5] M. Back: Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2005
- [6] H. Banvait, S. Anwar, Y. Chen: A Rule-Based Energy Management Strategy for Plugin Hybrid Electric Vehicle (PHEV), American Control Conference, St. Louis, USA, 10.-12.06.2009, S. 3938 –3943
- [7] M. Beck et al.: Das Hydrostatisch Regenerative Bremssystem von Rexroth: Anwendungen und Potentiale für Fahrzeuge mit hydrostatischem Fahrtrieb, Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden, 14.-15.09.2009, S. 71–78
- [8] R. E. Bellman: Dynamic Programming, Princeton: Princeton University Press, 1957
- [9] F. A. Bender, M. Kaszynski, O. Sawodny: Drive Cycle Prediction and Energy Management Optimization for Hybrid Hydraulic Vehicles, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Bd. 62, 8, 2013, S. 3581 –3592
- [10] M. Bliesener: Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010

- [11] A. Brandstädt: Graphen und Algorithmen, Stuttgart: Teubner, 1994
- [12] Caterpillar Inc., URL: [http://www.cat.com/de\\_DE/news/machine-press-releases/cat-336e-h-hydraulichybridexcavator-delivers-no-compromise-fuels-again.html](http://www.cat.com/de_DE/news/machine-press-releases/cat-336e-h-hydraulichybridexcavator-delivers-no-compromise-fuels-again.html) (Zugriff: 04.06.2015)
- [13] T. H. Cormen et al.: Algorithmen - Eine Einführung, München: Oldenburg, 2004
- [14] X. Dai, C. Zhang, S. Li: Fuzzy PID Control for Boom Energy Recovery on Hybrid Hydraulic Excavator, IEEE International Conference on Computer Science and Automation Engineering, Bd. 2, Shanghai, China, 10.-12.06.2011, S. 154–157
- [15] P. Dengler: Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2014
- [16] T. O. Deppen et al.: An Energy Management Strategy for a Hydraulic Hybrid Vehicle, American Control Conference, Montreal, Canada, 27.-29.06.2012, S. 1335 –1341
- [17] C. Desai, S. S. Williamson: Comparative Study of Hybrid Electric Vehicle Control Strategies for Improved Drivetrain Efficiency Analysis, IEEE Electrical Power and Energy Conference, Montreal, Canada, 22.-23.10.2009, S. 1–6
- [18] Duden.de, URL: <http://www.duden.de/rechtschreibung/Hybridantrieb> (Zugriff: 04.06.2015)
- [19] Europäische Kommission: Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, 1997
- [20] H. P. Geering: Optimal Control with Engineering Applications, Springer, 2006
- [21] M. Geimer, C. Pohland: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, 2014
- [22] J. Gong et al.: Power System Control Strategy for Hybrid Excavator Based on Equivalent Fuel Consumption, IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Chengdu, China, 05.-08.08.2012, S. 1097 –1102

- 
- [23] J. von Grundherr: Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung, Dissertation, Technische Universität München, 2010
- [24] J. von Grundherr: Möglichkeiten und Grenzen einer Online Optimierung zur Steuerung eines hybriden Antriebsstranges, AUTOREG 2008: 4. Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Baden-Baden, 12.-13.02.2008, S. 421–432
- [25] Y. Gurkaynak, A. Khaligh, A. Emadi: State of the Art Power Management Algorithms for Hybrid Electric Vehicles, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Dearborn, USA, 07.-10.09.2009, S. 388 –394
- [26] L. Guzzella, A. Sciarretta: Vehicle Propulsion Systems, Springer, 2007
- [27] E. Hering, K. Bressler, J. Gutekunst: Elektronik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Springer, 2014
- [28] R. Hippalgaonkar, M. Ivantysynova: A Series-Parallel Hydraulic Hybrid Mini-Excavator with Displacement Controlled Actuators, The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Schweden, 03.-05.06.2013, S. 31–42
- [29] Hitachi Construction Machinery Co., Ltd., URL: <http://www.hcme.com/de/Produkte/Bagger/Mittelgrosse-Bagger/ZH210-5-Hybrid> (Zugriff: 04.06.2015)
- [30] T. Hofman et al.: Rule-based energy management strategies for hybrid vehicles, International Journal on Electric and Hybrid Vehicles, Bd. 1, 1, 2007, S. 71–94
- [31] C. Holländer: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen, Dissertation, TU Braunschweig, 1998
- [32] A. Huber: Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladlers, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010
- [33] Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., URL: <http://constructionequipment.hyundai.eu/en/press/detail/hyundai-s-new-hydraulic-system-hi-poss-at-the-bauma-2013> (Zugriff: 04.06.2015)

- [34] B. de Jager, T. van Keulen, J. Kessels: Optimal Control of Hybrid Vehicles, Springer, 2013
- [35] F. Jarre: Optimierung, Springer, 2013
- [36] M. Kaszynski: Prädiktions- und optimierungsbasierte Betriebsstrategie zur Realisierung des maximalen Einsparpotentials hydraulischer Parallelhybridfahrzeuge, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012
- [37] T. Kautzmann: Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2014
- [38] N. Kim, S. Cha, H. Peng: Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin's Minimum Principle, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Bd. 19, 5, 2011, S. 1279–1287
- [39] T. Kohmäscher: Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzepete, Dissertation, RWTH Aachen, 2008
- [40] Komatsu, URL: <http://www.komatsuamerica.com/equipment/excavators/25001-700001bs/hb2151c-1> (Zugriff: 04.06.2015)
- [41] T.-S. Kwon et al.: Power Control Algorithm for Hybrid Excavator With Supercapacitor, IEEE Transactions on Industrial Applications, Bd. 46, 4, 2010, S. 1447–1455
- [42] T. Lin et al.: Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators, Automation in Construction, Bd. 19, 8, 2010
- [43] J. Lunze: Regelungstechnik 1, Springer, 2007
- [44] H. Murrenhoff: Servohydraulik, Shaker, 2007
- [45] C. Musardo, G. Rizzoni, B. Staccia: A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management, 44th IEEE Conference on Decision and Control and the European Control Conference, Sevilla, Spanien, 12.-15.12.2005, S. 1816–1823
- [46] G. Paganelli et al.: General supervisory control policy for the energy optimization of charge-sustaining hybrid electric vehicles, JSAE Review, Bd. 22, 2001, S. 511–518
- [47] P. Pisu, G. Rizzoni: A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for HybridElectric Vehicles, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Bd. 15, 3, 2007, S. 506–518

- 
- [48] T. Radke: Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2013
- [49] R. Razavian, N. L. Azad, J. McPhee: On Real-Time Optimal Control of a Series Hybrid Electric Vehicle with an Ultra-Capacitor, American Control Conference, Montreal, Canada, 27.-29.06.2012, S. 547–552
- [50] K. Reif, K.-E. Noreikat, K. Borgeest: Kraftfahrzeug-Hybridantriebe, Springer, 2012
- [51] L. Roos et al.: Untersuchung des Rekuperationspotenzials eines Mehrverbrauchersystems anhand des Einsatzprofils eines Teleskopladlers, 7. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe, 27.-28.09.2012, S. 91–108
- [52] C. Rudolph, A. Kwiatkowski: STILL RX70 Hybrid - Dieselelektrischer Antriebsstrang mit bidirektionalem Wandler und Ultrakondensator-Speichermodulen, 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 17.02.2011, S. 97–106
- [53] F. R. Salmasi: Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison and Future Trends, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Bd. 56, 5, 2007, S. 2393–2404
- [54] G. Sandkühler, L. Börger: Abfallsammelfahrzeug mit dieselelektrischem Antriebssystem - Ein Beitrag zum Klimaschutz, 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 17.02.2011, S. 187–204
- [55] G. Schneider, H. Mikolcic: Einführung in die Methode der dynamischen Programmierung, München: Oldenburg, 1972
- [56] K. Schneider: Liebherr Pactoric - Hybrid Power Booster, 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 17.02.2011, S. 163–171
- [57] N. Schouten, M. Salman, A. Beune: Fuzzy logic control for parallel hybrid vehicle, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Bd. 10, 3, 2002, S. 460–468
- [58] A. Sciarretta, L. Guzzella: Control of Hybrid Electric Vehicles, IEEE Control Systems, Bd. 27, 2, 2007, S. 60–70

- [59] L. Serrao, S. Onori, G. Rizzoni: ECMS as a realization of Pontryagin's minimum principle for HEV control, American Control Conference, St. Louis, USA, 10.-12.06.2009, S. 3964 –3969
- [60] K. Steindorff: Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs, Dissertation, TU Braunschweig, 2010
- [61] L. Tao, S. Hui, J. Jihai: Investigation to Simulation of Control Strategy of Parallel Hydraulic Hybrid Vehicles Based on Backward Modeling, IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China, 09.-12.08.2009, S. 551 –556
- [62] P. Thiebes: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011
- [63] D. H. Traeger: Einführung in die Fuzzy-Logik, Teuber Stuttgart, 1994
- [64] US Environmental Protection Agency, URL:  
<http://www.epa.gov/otaq/standards/nonroad/nonroadci.htm>  
(Zugriff: 04.06.2015)
- [65] H. Unbehauen: Regelungstechnik 1, Springer, 2005
- [66] B. Werners: Grundlagen des Operations Research, Springer, 2008
- [67] S. G. Wirasingha, A. Emadi: Classification and Review of Control Strategies for Plug-in Hybrid Electric Vehicles, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Bd. 60, 1, 2011, S. 111 –122
- [68] Q. Xiao, Q. Wang, Y. Zhang: Control strategies of power system in hybrid hydraulic excavator, Automation in Construction, Bd. 17, 2008, S. 361 –367
- [69] Y. Zhu et al.: A Four-Step Method to Design an Energy Management Strategy for Hybrid Vehicles, American Control Conference, Bd. 1, Boston, USA, 30.06.-02.07.2004, S. 156 –161
- [70] H.-J. Zimmermann: Operations Research, Springer, 2008





# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter [www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu) als PDF frei verfügbar  
oder als Druckausgabe bestellbar.

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

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau  
**Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen.** 2013  
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang  
**Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius  
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke  
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr  
**Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova  
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt  
**Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann  
**Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0187-9

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann  
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei  
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz  
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab  
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler  
**Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös  
**Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung  
**Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen**  
25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015  
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert  
**Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0332-3

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 32**     Martin Scherer  
**Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33**     Rinaldo Arnold  
**Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34**     Johannes Gültlinger  
**Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35**     Thorsten Dreher  
**Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36**     Steffen Kölling  
**Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37**     Michael Fritz  
**Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38**     Ralf Oberfell  
**Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug. Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39**     Christoph Sturm  
**Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0404-7

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 40** Florian Netter  
**Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen.** 2016  
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann  
**Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler  
**Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl  
**Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck  
**Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen.** 2016  
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant  
**Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad.** 2016  
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel  
**Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen.** 2016  
ISBN 978-3-7315-0479-5



Eine vielversprechende Möglichkeit zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen einer mobilen Arbeitsmaschine ist die Hybridisierung des Antriebssystems. Dabei hat die Betriebsstrategie einen entscheidenden Einfluss auf das real erzielbare Einsparpotential. Eine direkte Übertragung etablierter Ansätze aus dem Bereich hybrid-elektrischer Fahrtriebe ist jedoch aufgrund der Vielzahl an Aktuatoren in mobilen Arbeitsmaschinen nicht möglich.

In der vorliegenden Arbeit werden deshalb Betriebsstrategien für hybride Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen entwickelt, bei welchen mehrere Aktuatoren mit einem Speicher in Wechselwirkung stehen. Grundlage dieser Betriebsstrategien ist ein allgemeingültiger Ansatz zur Bewertung der Effizienz von Steuerentscheidungen. Dazu wird der aus der Steuerung resultierende Leistungsfluss des Speichers auf den Verbrennungsmotor projiziert. Durch die Betriebsstrategie wird anschließend die Steuerentscheidung ausgewählt, welche die höchste Effizienz besitzt und gleichzeitig über einem heuristischen Schwellwert liegt. In experimentellen Untersuchungen am Beispiel eines hydraulisch-hybriden Teleskopladern wird eine real erzielbare Kraftstoffeinsparung von bis zu 10% für einen Stapelinsatz nachgewiesen.