



Michael Schneider, BSc

# **Erstellung und Optimierung einer Hybrid-Betriebsstrategie von Non-Road-Arbeitsmaschinen mittels Simulation und Prüfstandsmessung**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Wolfgang Monschein  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, August 2014





---

Diese Masterarbeit entstand im Forschungsbereich Brennverfahren des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Rahmen eines Forschungsprojekts.

Ich möchte mich beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, der mir die Möglichkeit zur Durchführung dieser Masterarbeit gegeben hat, bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Monschein, der in seiner Funktion als betreuender Mitarbeiter die wichtigste Ansprechperson für diese Arbeit war.

Dank gebührt Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner für seine Hilfestellungen im Laufe der Arbeit.

Weiters möchte ich mich bei den Kollegen des Forschungsbereichs Brennverfahren für das angenehme Arbeitsklima und die freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken.

Mein größter Dank gilt aber meiner Familie:

Meinen Eltern, Theresia und Alois Schneider, möchte ich für ihre bedingungslose Unterstützung während des gesamten Studiums danken. Besonders ihre Geduld und ihr Verständnis in der Endphase der Masterarbeit hat mir viel Kraft gegeben.

Meinen Geschwistern, Andrea, Christine und Thomas, möchte ich dafür danken, dass sie für mich immer da sind und waren.

Ebenfalls möchte ich mich bei meinen Freunden für die schönen Zeiten miteinander bedanken.

Michael Schneider, Graz, August 2014



# Eidesstattliche Erklärung

## *Affidavit*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master thesis.*

Graz, am 27.08.2014

Michael Schneider



# Kurzfassung

Diese Masterarbeit ist im Rahmen eines FFG geförderten Forschungsprojekts mit Partnern aus der Wirtschaft an der TU Graz entstanden. Der Schwerpunkt des Forschungsvorhabens liegt in der Darstellung eines elektrischen Parallel-Hybridantriebs für Non-Road-Anwendungen. Die Ziele des Projekts sind die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. CO<sub>2</sub>-Ausstoßes unter kundenrelevanten Einsatzprofilen sowie die Aufwandsreduzierung der Abgasnachbehandlung unter Einhaltung der gesetzlichen Rahmenbedingungen. Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Erstellung und Optimierung einer Hybrid-Betriebsstrategie für das Parallel-Hybrid-Antriebskonzept mit Hilfe von Simulation und Prüfstandsuntersuchungen. Der wesentliche Umfang der Arbeit liegt in der Vorgehensweise bei der Entwicklung der Betriebsstrategie sowie in der Untersuchung dieser auf Basis verschiedener real gemessener Arbeitszyklen am Motorenprüfstand. Der untersuchte Hybridantrieb besteht aus einem 6-Zylinder-Reihen Dieselmotor, der in einem Radlader der Leistungsklasse 215 kW Verwendung findet, und einer elektrischen Motor/Generator-Einheit. Die Messdaten der Arbeitszyklen stammen aus Feldversuchen und wurden im Vorfeld vom Maschinenhersteller bereitgestellt. Überdies hinaus wird das verwendete Simulationsmodell des Antriebs sowie das im Zuge der Arbeit erstellte Modell der Abgasanlage vorgestellt und anhand von Messdaten validiert. Die gewonnenen Ergebnisse aus den Untersuchungen sollen das mögliche Potential einer Hybridisierung von Arbeitsmaschinen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen aufzeigen.



# Abstract

This master thesis was originated in the context of a FFG funded research project with economy partners at the TU Graz. The main focus of this research project is the representation of an electric parallel hybrid drive for non-road applications. The goals are the reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emissions under consumer relevant application profiles as well as the cost reduction of exhaust aftertreatment in compliance with the legal framework. The master thesis deals with the creation and optimization of a hybrid control strategy for the parallel hybrid drive concept by means of simulation and test bench analyses. The main extent of the thesis lies in the approach during the development of the operational strategy and in their study based on different real measured operation cycles on the engine test bench. The investigated hybrid drive train consists of a 6-cylinder in-line diesel engine and an electric motor/generator unit for a wheel loader of the engine-performance class 215 kW. The measurement data of the operation cycles originate from field trials and were provided by the machine manufacturer. Furthermore the used simulation model of the drive as well as the in the course of the project created model of the exhaust system is presented and on the basis of measurement data validated. The scooped results should show the possible potential of a hybridization of mobile working machines concerning fuel consumption and emissions.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	2
1.2	Mobile Arbeitsmaschinen . . . . .	5
1.2.1	Definition . . . . .	5
1.2.2	Anforderungen an den Antrieb mobiler Arbeitsmaschinen . . . . .	6
1.2.3	Gesetzliche Rahmenbedingungen . . . . .	8
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>13</b>
2.1	Verbrennungskraftmaschine . . . . .	13
2.1.1	Kenngößen und Definition . . . . .	13
2.1.2	Wirkungsgradkette der Verbrennungskraftmaschine . . . . .	17
2.1.3	Energiebilanz des gesamten Motors . . . . .	20
2.2	Hybridsystem . . . . .	24
2.2.1	Kenngößen und Definitionen . . . . .	24
2.2.2	Elektromotor . . . . .	27
2.2.3	Batterie . . . . .	29
2.2.4	Hybridstrukturen . . . . .	32
2.2.5	Freiheitsgrade paralleler Hybridsysteme . . . . .	33
2.2.6	Energiefluss im Hybridsystem . . . . .	35
2.3	Betriebsstrategie . . . . .	37
2.3.1	Regelbasierte Betriebsstrategie . . . . .	38
2.3.2	Modellprädiktive Regelung . . . . .	40
2.4	„Hardware in the Loop“ (HiL) . . . . .	40
2.5	SCR-Katalysator . . . . .	41
<b>3</b>	<b>Analyse</b>	<b>43</b>
3.1	Versuchsträger . . . . .	44
3.1.1	ICE . . . . .	44
3.1.2	ISG . . . . .	45
3.1.3	Batterie . . . . .	47
3.2	Analyse real gemessener Arbeitszyklen . . . . .	49
3.2.1	Y-Zyklus kurz . . . . .	51
3.2.2	Y-Zyklus lang . . . . .	53
3.2.3	Aufhalten . . . . .	55
3.3	Randbedingungen . . . . .	56

<b>4</b>	<b>Simulation</b>	<b>59</b>
4.1	Antriebsstrangmodell . . . . .	59
4.1.1	Modellstruktur und Signalfluss . . . . .	61
4.1.2	Eingangsdaten . . . . .	63
4.1.3	Dynamikverhalten . . . . .	64
4.2	Modellierung des Abgasstranges . . . . .	68
4.2.1	Teilkomponenten des Abgasstranges . . . . .	68
4.2.2	Annahmen und Randbedingungen . . . . .	70
4.2.3	Modellierung der Wärmetransportmechanismen . . . . .	71
4.2.4	Thermisches Ersatzschaltbild . . . . .	79
4.2.5	Validierung . . . . .	79
<b>5</b>	<b>Hybrid-Betriebsstrategie</b>	<b>83</b>
5.1	Aufgaben und Ziele der Betriebsstrategie . . . . .	83
5.2	Phlegmatisierte Kennlinienstrategie . . . . .	85
5.3	Kennfeldzonenstrategie . . . . .	89
5.3.1	Bereich I: Rekuperation . . . . .	89
5.3.2	Bereich II: Rein elektromotorischer Betrieb . . . . .	89
5.3.3	Bereich III: Lastpunktverschiebung . . . . .	90
5.4	Lade- und Entladestrategien . . . . .	92
5.5	Stellparameter . . . . .	93
5.6	Regelstruktur . . . . .	94
<b>6</b>	<b>Prüfstands Aufbau und Versuchsdurchführung</b>	<b>97</b>
6.1	Prüfstands Aufbau . . . . .	97
6.2	Messtechnik . . . . .	98
6.3	„Rapid Prototyping System“ . . . . .	100
6.4	Versuchsdurchführung . . . . .	102
6.4.1	Stationäre Kennfeldmessung . . . . .	102
6.4.2	Transiente Messungen . . . . .	102
<b>7</b>	<b>Analyse und Interpretationen</b>	<b>107</b>
7.1	Motorenkennfelder . . . . .	107
7.2	Basisvermessung . . . . .	108
7.2.1	Zyklus 8: Y-Kurz Basis . . . . .	109
7.2.2	Zyklus 13: Y-Lang Basis . . . . .	111
7.2.3	Zyklus 18: Aufhalden Basis . . . . .	113
7.3	Hybridvermessung . . . . .	115
7.3.1	Zyklus 8: Y-Kurz Hybrid . . . . .	115
7.3.2	Zyklus 13: Y-Lang Hybrid . . . . .	120
7.3.3	Zyklus 18: Aufhalden Hybrid . . . . .	122
7.3.4	Vergleich von Verbrauch und Emission . . . . .	125

<b>8 Zusammenfassung</b>	<b>127</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>129</b>



# Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

<b>Formelzeichen</b>				
$b_e$	effektiver spez. Kraftstoffverbrauch	g/kW h	$p_z$	Zylinder- bzw. Brennraumdruck bar
$b_i$	indizierter spez. Kraftstoffverbrauch	g/kW h	$p dV$	Volumenänderungsarbeit J/KW
$c_v$	spez. Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$	J/kg K	$P$	Leistung kW
$c_p$	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$	J/kg K	$Q$	transportierte Wärme J
$C$	Kapazität	Ah	$q_w$	Wärmestrom W/cm <sup>2</sup>
$C_N$	Nennkapazität	Ah	$R$	spezifische Gaskonstante J/kg K
$g$	Erdbeschleunigung	Ah	$R_m$	allgemeine Gaskonstante (= 8314.472) J/kmol K
$H$	Enthalpie	J	$t$	Temperatur; Zeit C s
$H_u$	unterer Heizwert	MJ/kg	$T$	Temperatur K
$I$	Strom	A	$Tq$	Drehmoment Nm
$J$	Trägheitsmoment	kgm <sup>2</sup>	$U$	Spannung V
$J_1$	Trägheitsmoment Antrieb in Baumaschine	kgm <sup>2</sup>	$v$	spez. Volumen m <sup>3</sup> /kg
$J_2$	Trägheitsmoment Antrieb am Prüfstand	kgm <sup>2</sup>	$V_c$	Kompressionsvolumen m <sup>3</sup>
$h$	spezifische Enthalpie	J/kg	$V_H$	Hubvolumen des gesamten Motors m <sup>3</sup>
$L_{st}$	stöchiometrischer Luftbedarf	kg <sub>L</sub> /kg <sub>B</sub>	$W$	Arbeit J
$m$	Masse;	kg	$z$	Zylinderanzahl –
$m_B$	Brennstoffmasse	kg	<b>Griechische Formelzeichen</b>	
$\dot{m}_B$	Brennstoffmassenstrom	kg/s	$\Delta\eta_{rL}$	Verlust durch reale Ladung –
$m_L$	Luftmasse	kg	$\Delta\eta_{uV}$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung –
$m_{L,st}$	stöchiometrische Luftmasse	kg <sub>L</sub> /kg <sub>B</sub>	$\Delta\eta_{rV}$	Verlust durch reale Verbrennung –
$M$	Drehmoment	Nm	$\Delta\eta_{Ww}$	Verlust durch Wandwärme –
$n$	Drehzahl	min <sup>-1</sup>	$\Delta\eta_{Leck}$	Verlust durch Leckage –
$O_{2st}$	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	kg <sub>O2</sub> /kg <sub>B</sub>	$\Delta\eta_{Lw}$	Verlust durch Ladungswechsel –
$p$	Druck	bar	$\Delta\eta$	Verlust durch Überströmvorgang –
$p_e$	effektiver Mitteldruck	bar	$\Delta\eta_r$	Verlust durch mechanische Reibung –
$p_i$	indizierter Mitteldruck	bar	$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis –
$p_L$	Ladedruck (über Umgebung)	bar	$\eta$	Wirkungsgrad –
$p_r$	Reibmitteldruck	bar	$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad –

$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad	–	ATL	Abgasturbolader
$\eta_G$	Gütegrad	–	BATT	Batterie
$\lambda$	Luftverhältnis	–	BMS	Batteriemanagementsystem
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>	BSFC	Brake Specific Fuel Consumption)
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	ras/s	CLD	Chemilumineszenzdetektor
$\Delta$	Differenz zweier Größen		CO	Kohlenmonoxid
			CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
			CH <sub>4</sub>	Methan
			CAN	Controller Area Network
			CPC	Condensation Particle Counter (Kondensationspartikelzähler)
			DoD	Depth of Discharge
			ECU	Engine Control Unit (Motorsteuerung)
			EPA	Environmental Protection Agency
			EG	Europäische Gemeinschaft
			EU	Europäische Union
			FFG	Forschungsförderungsgesellschaft
			FID	Flammenionisationsdetektor
			FSN	Filter Smoke Number
			H <sub>2</sub>	Wasserstoff (Molekül)
			H <sub>2</sub> O	Wasser
			HC	Hybrid Control Unit
			HCU	Kohlenwasserstoff (Hybridsteuerung)
			ICE	Internal Combustion Engine
			INV	Inverter
			IRD	Infrarotdetektor
			ISG	Integrated Starter-Generator
			ISO	Internationale Organisation für Normung
			LLK	Ladeluftkühler
			KM	Kühlmittel
			korr	korrigiert
			KW	Kurbelwinkel
			N	Stickstoff (Element)
			N <sub>2</sub>	Stickstoff (Molekül)
			NFZ	Nutzfahrzeug
			NO	Stickstoffmonoxid
			NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
			NO <sub>x</sub>	Stickoxid
			NRSC	Non-Road Steady Cycle
			NRTC	Non-Road Transient Cycle
			O	Sauerstoff (Element)
			O <sub>2</sub>	Sauerstoff (Molekül)
			PM	Partikelmasse
			PN	Partikelanzahl
<b>Indizes</b>				
a	außen			
A	Abgas			
ab	abgeführt			
ATL	Abgasturbolader			
Boost	Boost-Betrieb			
B	Brennstoff			
Batt	Batterie			
e	effektiv			
ele	elektrisch			
eleDrive	rein elektromotorischer Betrieb			
E	einströmende Luft			
i	indiziert			
	innen			
gen	generatorisch			
ICE	Verbrennungskraftmaschine			
ISG	Starter-Generator			
Ist	Istzustand			
K	Kühlmittel			
L	Luft			
LPV	Lastpunktverschiebung			
m	mechanisch			
mech	mechanisch			
mot	motorisch			
Phleg	Phlegmatisierung			
r	Reibung			
Rekup	Rekuperation			
st	stöchiometrisch			
Soll	Sollzustand			
th	theoretisch			
U	Umgebung			
v	vollkommen			
W	Wand			
zu	zugeführt			
<b>Abkürzungen</b>				
AGR	Abgasrückführung			
AMA	Abgasmessanlage			

## *Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen*

---

PKW	Personenkraftwaagen
SCR	Selektive Katalytische Reduktion
SI	Internationale Einheitensystem
SoC	State of Charge
SoH	State of Health
TCU	Transmission Control Unit (Getriebesteuerung)
THC	Total hydrocarbons
TU	Technische Universität
US	United States
UVP	Umweltverträglichkeitsprüfung
WF	Wichtungsfaktor
WG	Wastegate
WT	Wärmetauscher





# 1 Einleitung

In unserer modernen Gesellschaft nimmt der motorisierte Individualverkehr einen sehr hohen Stellenwert ein, und zählt für viele Menschen zu einem Grundbedürfnis. Das Automobil mit verbrennungsmotorischem Antrieb erfüllt die Ansprüche der Kunden hinsichtlich Fahrverhalten, Reichweite, Komfort, Sicherheit und Kosten. Der Motorisierungsgrad (PKW/Einwohner) ist in den letzten Jahrzehnten stark angestiegen [2]. Im Bereich der Nutzfahrzeuge und mobilen Arbeitsmaschinen (Non-Road- bzw. Off-Road-Arbeitsmaschinen) sind die Anforderungen an den Antrieb vor allem Dauerhaltbarkeit, Zuverlässigkeit, Leistung und der Kraftstoffverbrauch. Der Verbrennungsmotor, im Speziellen der Dieselmotor, spielt bei diesen Anwendungen die dominierende Rolle.

Der Verkehrs- und Arbeitsmaschinensektor belastet die begrenzt vorhandenen fossilen Energieressourcen und zählt zu den maßgeblichen Emittenten an dem Treibhausgas Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) [14]. Die steigende Industrialisierung und der damit wachsende Wohlstand in den heutigen Schwellenländern, wie z.B. China, Indien und Brasilien, wird diese Situation in der Zukunft ebenfalls verschärfen.

Bei der realen, unvollständigen Verbrennung von Kraftstoffen werden gesundheits- und umweltschädliche Schadstoffe wie Stickoxid ( $\text{NO}_x$ ), Kohlenmonoxid ( $\text{CO}$ ), Partikel ( $\text{PM}$ ) und Kohlenwasserstoffe ( $\text{HC}$ ) gebildet. Die Konzentrationen der einzelnen Schadstoffkomponenten im Abgas werden im Wesentlichen durch das Luft/ Kraftstoffverhältnis (Umsetzungsgrad, Verbrennungstemperatur) und der motorischen Verbrennungsführung (Einspritzzeitpunkt und -druck, Abgasrückführung, Aufladegrad etc.) beeinflusst. Die Ausprägung der Stickoxid-Emissionen ist dabei gegenläufig zu den restlichen Schadstoffkomponenten ( $\text{NO}_x$ - $\text{PM}$  Trade-Off). Der Gesetzgeber limitiert abhängig von der Fahrzeugkategorie, dem Motortyp und der Leistungsklasse die Höhe der Schadstoffemissionen. Die Grenzwerte werden in zeitlichen Abständen stufenweise verschärft [42]. Durch die ständige Weiterentwicklung von innermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduktion in Kombination mit Abgasnachbehandlungssystemen können die Motorenhersteller die derzeit gültigen Vorgaben erreichen.

Bei PKW und leichten Nutzfahrzeugen wird seit dem Jahr 2012 die spezifische  $\text{CO}_2$ -Flottenemission begrenzt, um der wachsenden Klimaproblematik gerecht zu werden. Mit Verzögerung sind auch Regelungen für schwere Nutzfahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen zu erwarten [14]. Die  $\text{CO}_2$ -Emission ist direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch und kann daher nur durch eine Effizienzsteigerung des Gesamtsystems gesenkt werden. Neben einer Verbesserung der Wirkungsgradkette des konventionellen Antriebs werden auch alternative Antriebskonzepte untersucht. Die Hersteller in der Automobilindustrie

haben den Hybridantrieb als ein geeignetes Mittel zur Verbrauchs- und Schadstoffminimierung erkannt und schon einige Fahrzeuge zur Serienreife gebracht. Im Sektor der mobilen Arbeitsmaschinen sind die Untersuchungen noch auf wenige Demonstrationsprojekte beschränkt [35].

Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen eines FFG (Forschungsförderungsgesellschaft) geförderten Forschungsprojekts mit Partnern aus der Wirtschaft an der TU Graz durchgeführt. Der Schwerpunkt des Forschungsvorhabens liegt in der Darstellung eines elektrischen Parallel-Hybridantriebs für Non-Road-Anwendungen. Die wesentlichen Ziele des Projekts sind die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. CO<sub>2</sub>-Ausstoßes unter kundenrelevanten Einsatzprofilen sowie die Aufwandsreduzierung der Abgasnachbehandlung unter Einhaltung der gesetzlichen Rahmenbedingungen.

Die Masterarbeit beschäftigt sich mit der Erstellung und Optimierung einer Hybrid-Betriebsstrategie für real gemessene Arbeitszyklen mittels Simulation und experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand. Die daraus gewonnenen Ergebnisse sollen das mögliche Potential einer Hybridisierung mobiler Arbeitsmaschinen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen aufzeigen.

## 1.1 Motivation

Mobile Arbeitsmaschinen bewältigen ein breites Spektrum an Arbeitsaufgaben und werden in der Bauwirtschaft, Landwirtschaft, Forstwirtschaft oder Fördertechnik eingesetzt. Anwendungsbedingt besitzen diese Maschinen einen hohen absoluten Kraftstoffverbrauch. Die Kraftstoffkosten nehmen über die gesamte Einsatzdauer einen beträchtlichen Anteil an den Gesamtkosten ein und können sogar die Anschaffungskosten übersteigen. Als Antrieb werden überwiegend Dieselmotoren aufgrund ihrer Wirkungsgradvorteile gegenüber den Ottomotoren eingesetzt [35]. Bei der Weiterentwicklung bzw. Optimierung von mobilen Arbeitsmaschinen spielt die Verbesserung der Energieeffizienz aufgrund von gesetzlichen, ökologischen und wirtschaftlichen Randbedingungen eine zentrale Rolle [36], siehe Abbildung 1.1. Eine Verbrauchsreduktion hat, abgesehen von einer Kosteneinsparung für den

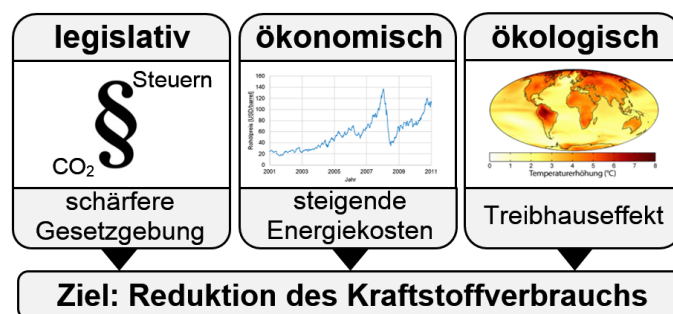
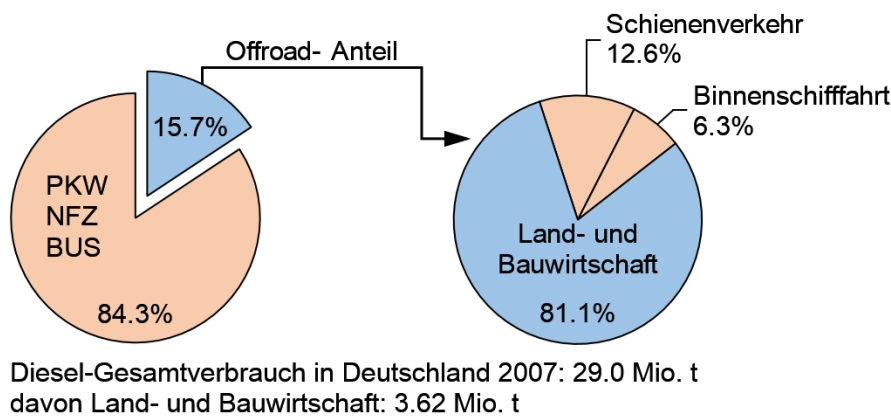


Abbildung 1.1: Randbedingungen bei der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen [36]

Betreiber, eine Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen zur Folge, und ist im Hinblick auf zukünftige CO<sub>2</sub>-Grenzwerte und der Schonung fossiler Energieressourcen unabdingbar.

Die ökonomische und ökologische Bedeutung einer Effizienzsteigerung in diesem Sektor wird durch den beträchtlichen Anteil am Gesamtdieselverbrauch von mobilen Arbeitsmaschinen am Beispiel Deutschland verdeutlicht, wie Abbildung 1.2 zeigt. Diese Statistik soll eine Vorstellung der Größenordnungen geben und kann in ihrer Ausprägung nicht auf den weltweiten Anteil umgelegt werden.



**Abbildung 1.2:** Diesel-Verbrauch in Deutschland (nach Verbrauchergruppen) [40]

Eine weitere Herausforderung stellen die seit dem Jahr 2014 verbindlichen Emissionsgrenzwerte der US-Abgasgesetzgebung Tier 4 final und der Europäischen Stufe IV (Richtlinie 2010/26/EU [9]) für dieselbetriebene mobile Arbeitsmaschinen dar. So wurden die NO<sub>x</sub>-Emissionen in der Leistungsklasse ab 130 kW, im Vergleich zu dem vorherig gültigen Grenzwert, von 2.0 g/kWh auf nur mehr 0.4 g/kWh gesenkt. Überdies hinweg erfolgt die Erfassung der Schadstoffemissionen in einem hoch transienten Testzyklus (**Non-Road Transient Cycle NRTC**), bei welchem auch Kaltstartemissionen mitberücksichtigt werden. Die Emissionsgrenzwerte können mit einem konventionellen Verbrennungskonzept und rein innermotorischen Maßnahmen nicht mehr erfüllt werden. Das macht den Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen erforderlich. Beispiele dafür sind der SCR-Katalysator (**S**electiv **C**atalytic **R**eduction) und der Partikelfilter. Bei der SCR-Technologie wird eine ungiftige und geruchlose Harnstoff-Wasser-Lösung in den Abgasstrom vor dem SCR-Katalysator eingedüst. Im Reduktionskatalysator werden die Stickoxide NO<sub>x</sub> in Verbindung mit der Harnstoff-Wasser-Lösung selektiv zu elementarem Stickstoff und Wasserdampf umgewandelt [16]. Die zusätzlichen Komponenten zur Abgasnachbehandlung, und die daraus geänderten Randbedingungen, steigern die Komplexität des Gesamtsystems, wodurch die Motorenhersteller häufig zu Neu- und Weiterentwicklungen gezwungen werden.

Es ist unbestritten, dass das Optimierungspotential der Verbrennungskraftmaschine hinsichtlich ökologischer Aspekte noch nicht voll ausgeschöpft ist. An einer gezielten Wirkungsgradsteigerung der Verbrennungskraftmaschine wird aber schon seit Jahrzehnten

gearbeitet und ist daher relativ weit fortgeschritten. Die Optimierung der Brennverfahren, die weitere Minimierung der mechanischen Reibung, effizientere Nebenaggregate sind nur wenige Beispiele der Entwicklungsaktivitäten zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Weitere Optimierungsmaßnahmen sind daher schon relativ teuer [30]. Neben der Effizienzsteigerung des konventionellen Verbrennungsmotors werden auch alternative Antriebskonzepte zur Verbrauchseinsparung untersucht.

Eine Hybridisierung des Antriebsstrangs scheint im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen einen geeigneten Ansatz zur Einhalten der ökologischen, ökonomischen und gesetzlichen Randbedingungen darzustellen. Gegenwärtig wird unter Hybridisierung die Kombination eines konventionellen Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor und einer Batterie als elektrischen Energiespeicher verstanden [37]. Die Kraftstoffeinsparung soll einerseits durch eine Verschiebung der Betriebspunkte hin zu besseren verbrennungsmotorischen Wirkungsgraden und andererseits durch Energierückgewinnung beim Bremsen generiert werden. Im individuellen Personenverkehr werden Fahrzeuge mit Hybridantrieb von einigen Fahrzeugherstellern schon seit längerem serienmäßig angeboten. Die Marktdurchdringung ist aufgrund der heute noch höheren Anschaffungskosten und der realen, stark vom Fahrprofil abhängigen, Kraftstoffeinsparung noch gering. Mobile Arbeitsmaschinen bieten durch ihren verhältnismäßig hohen Kraftstoffverbrauch und der hohen Anzahl an Betriebsstunden ein besseres Verhältnis im Bezug auf die erforderlichen Investitionskosten eines Hybridsystems [35].

Tabelle 1.1 zeigt eine vereinfachte Kalkulation der absoluten Kraftstoffkosten-Ersparnis durch die Hybridisierung eines PKW und einer mobilen Arbeitsmaschine (Radlader) über die gesamte Lebensdauer. Unter der Annahme von gleichen prozentualen Einsparungen erzielt die mobile Arbeitsmaschine um eine Zehnerpotenz höhere Kraftstoffeinsparung gegenüber dem PKW. Die tatsächliche Höhe der Einsparung durch die Hybridisierung ist aber vom jeweiligen Maschinentyp und dem Anwendungsfall abhängig.

**Tabelle 1.1:** Potentialabschätzung für PKW und Radlader

	PKW		Radlader	
Lebensdauer	200000	km	10000	h
Ø Kraftstoffverbrauch	7	l/100 km	25	l/h
Kraftstoffkosten	1.2	€/l	1.2	€/l
Kraftstoffkosten absolut	16800	€	300000	€
Kostenersparnis bei 10 % Kraftstoffeinsparung	1680	€	30000	€

Eine Hybridisierung mobiler Arbeitsmaschinen erscheint schon allein durch die mögliche Verbrauchsreduktion sinnvoll. Ferner kann durch eine entsprechende verbrennungsmotorische Betriebsführung auch eine gezielte Optimierung der Schadstoffemissionen vorgenommen werden, womit sich im günstigsten Fall auch der Aufwand für die Abgasnachbehandlung verringern lässt.

## 1.2 Mobile Arbeitsmaschinen

### 1.2.1 Definition

Eine einheitliche oder genormte Zuordnung mobiler Maschinenteknik zum Bereich mobile Arbeitsmaschinen existiert nicht. Üblicherweise werden unterschiedliche Anwendungsgebiete wie land- und forstwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Baumaschinen, Fördermaschinen und Kommunalmaschinen zum Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen (On- und Off-Road-Maschinen) zusammengefasst [26].

MARTINUS definiert in [26] mobile Arbeitsmaschinen nach folgenden Kriterien:

- *„Die Erledigung eines Arbeitsprozesses steht im Vordergrund ihrer Funktionalität.“*
- *„Die eigenständige Fortbewegung ist direkte Voraussetzung ihrer Hauptfunktion(en), entweder als Teilprozess der Hauptfunktionalität oder als Nebenfunktion.“*
- *„Die Mobilität der Maschine darf nicht an festgelegte Bahnen, wie z. B. Schienensysteme, Induktionsschleifen etc., gebunden sein, d.h. das Arbeitsumfeld der Maschine ist dynamisch veränderbar und frei wählbar. Es unterliegt in der Regel wechselnden Umwelteinflüssen.“*

Grundlegende Gemeinsamkeiten und Merkmale mobiler Arbeitsmaschinen sind [40]:

- Verbrennungsmotor als Antriebsquelle
- Verbraucher mit rotatorischen und translatorischen Arbeitsbewegungen sowie unterschiedlichem Leistungsbedarf
- bevorzugte Leistungswandlung und -übertragung durch Hydraulik
- Aussetz- und Dauerbetrieb mit und ohne Möglichkeiten für Energierückgewinnung/-regeneration
- Einsatz- und Verwendungsvielfalt, bezogen auf Arbeitsprozesse in allen Teilbranchen.

Im Gegensatz zu Kraftfahrzeugen (PKW, NFZ) besitzen mobile Arbeitsmaschinen einen (oder mehrere) Fahrtrieb(e) als auch einen (oder mehrere) Arbeitstrieb(e).

In Tabelle 1.2 sind einige Beispiele für mobile Arbeitsmaschinen der unterschiedlichen Bereiche angeführt. Manche Maschinentypen (Radlader, Traktor etc.) sind in mehreren Bereichen vertreten und können aufgrund ihrer Aufgaben nicht klar abgegrenzt werden.

Tabelle 1.2: Beispiele für mobile Arbeitsmaschinen [26]

Bereiche	Beispiele für mobile Arbeitsmaschinen
<b>Baumaschinen</b>	Lademaschinen, Bagger, Planiermaschinen, Walzen, Straßenfertiger, Radlader, ...
<b>Landmaschinen</b>	Traktoren, Vollerntemaschinen, Geräteträger, Feldhäcksler, Motormäher, Mähdrescher, ...
<b>Forstmaschinen</b>	Forstschlepper, Harvester, mobile Sägewerke, Traktoren, Hackschnitzelmaschinen, ...
<b>Kommunalmaschinen</b>	Winterdienste, Reinigungsmaschinen, Universalmäher, ...
<b>Fördermaschinen</b>	Autokräne, Gabelstapler, Muldenkipper, Dreiseitenkipper, Betonpumpen und -förderer, Radlader, Reachstacker, ...
<b>Sonstige Spezialmaschinen</b>	Militärfahrzeuge, Feuerwehr, Pistenraupen, ...

## 1.2.2 Anforderungen an den Antrieb mobiler Arbeitsmaschinen

Neben den gesetzlichen und sicherheitstechnischen Rahmenbedingungen spielen die Anforderungen der Kunden und deren Akzeptanz bei der Entwicklung eines Antriebsstrangs für mobile Arbeitsmaschinen eine große Rolle. Hybridsysteme dürfen, um für die Kunden attraktiv zu bleiben, dem konventionellen Antrieb in nichts unterlegen sein. Daher werden an dieser Stelle allgemein gültige Anforderungen an den Antrieb getroffen.

- Die Maschinenproduktivität ist im Wesentlichen von der Höhe der **Antriebs- und Arbeitsleistung** abhängig.
- Die **Drehmomentencharakteristik** des Antriebs ist für die Bewältigung stark schwankender Lasten, Lastaufschaltungen und Stoßbelastung ausschlaggebend. Abbildung 1.3 zeigt den typischen Drehmomentverlauf, die sogenannte „Büffelcharakteristik“, einer mobilen Arbeitsmaschine. Durch die Drehmomentenreserve im unteren Drehzahlbereich wird ein „abwürgen“ des Motors bei schlagartiger Aufschaltung hoher Lasten und der daraus resultierenden Drehzahldrückung des Antriebs verhindert.
- Der ständige Außeneinsatz erfordert eine hohe **Beständigkeit gegen Umwelteinflüsse** (Korrosion, Erosion).
- Aufgrund von wirtschaftlichen Einbußen bei unvorhergesehenen Stillstandszeiten wird der **Zuverlässigkeit** und **Verfügbarkeit** des Antriebs ein erhöhter Stellenwert zugemessen.
- Der **Kraftstoffverbrauch** ist ein erheblicher Kostenfaktor und sollte daher so gering als möglich sein.
- Die **Anschaffungs-** und **Wartungskosten** sollen sich für den Betreiber in einem wirtschaftlich verträglichen Bereich befinden.

- Die **Schadstoffemissionen** sind gesetzlich reglementiert und müssen in einem genormten Testzyklus eingehalten werden.
- Die zulässigen **Geräuschemissionen** sind begrenzt und werden unter anderem bei Umweltverträglichkeitsprüfungen UVP mitberücksichtigt.
- Hoch transiente Arbeitsaufgaben stellen einen besonderen Anspruch an das **Dynamik- und Ansprechverhalten** des Antriebs dar.
- Die **Kaltstartfähigkeit** muss auch unter extremen Temperaturbedingungen gegeben sein.
- Unnötiges **Gewicht** führt zu höheren Verbräuchen und reduziert die Leistung zur eigentlichen Arbeitserfüllung.
- Mobile Arbeitsmaschinen werden für lange **Lebensdauern** ausgelegt.
- Die **Sicherheit** für das Bedienpersonal muss zu jedem Zeitpunkt gewährleistet sein.

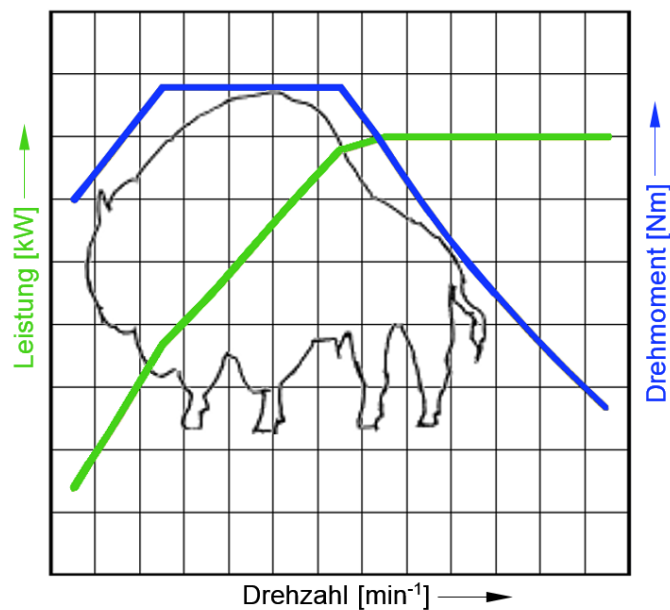


Abbildung 1.3: typische Drehmomentencharakteristik mobiler Arbeitsmaschinen [24]

### 1.2.3 Gesetzliche Rahmenbedingungen

In Europa wurden 1997 die ersten Abgasgrenzwerte und Typgenehmigungsverfahren für „Motoren zum Einbau in mobile Maschinen und Geräte“ in der EU Richtlinie 97/68/EG (ersetzt durch 2010/26/EU) definiert. Die Richtlinie legt eine Limitierung folgender Abgasbestandteile fest:

- Kohlenmonoxid **CO**
- Kohlenwasserstoffe **HC**
- Stickoxide **NO<sub>x</sub>**
- Partikelmasse **PM**

Die Motoren mobiler Arbeitsmaschinen werden dabei in vier Leistungsklassen von 19 bis 560 kW unterteilt, wobei die Emissionsgrenzwerte für jede Klasse in zeitlich gestaffelten Emissionsstufen (Stufe I bis IV) festgelegt werden.

Die Europäische Abgasgesetzgebung für mobile Arbeitsmaschinen ist seit Stufe IIIA größtenteils an die US Tier Standards (US EPA) angeglichen und unterscheidet sich hauptsächlich in den Zeitpunkten des Inkrafttretens. Eine Übersicht der Einführungszeiträume der aktuellen US Tier Standards und der EU Emissionsstufen ist in Abbildung 1.4 ersichtlich. Die Termine beziehen sich auf das Inverkehrbringen der mobilen Maschinen und Geräte. Für die Typprüfung gelten die Grenzwerte im Regelfall ein Jahr früher [23].

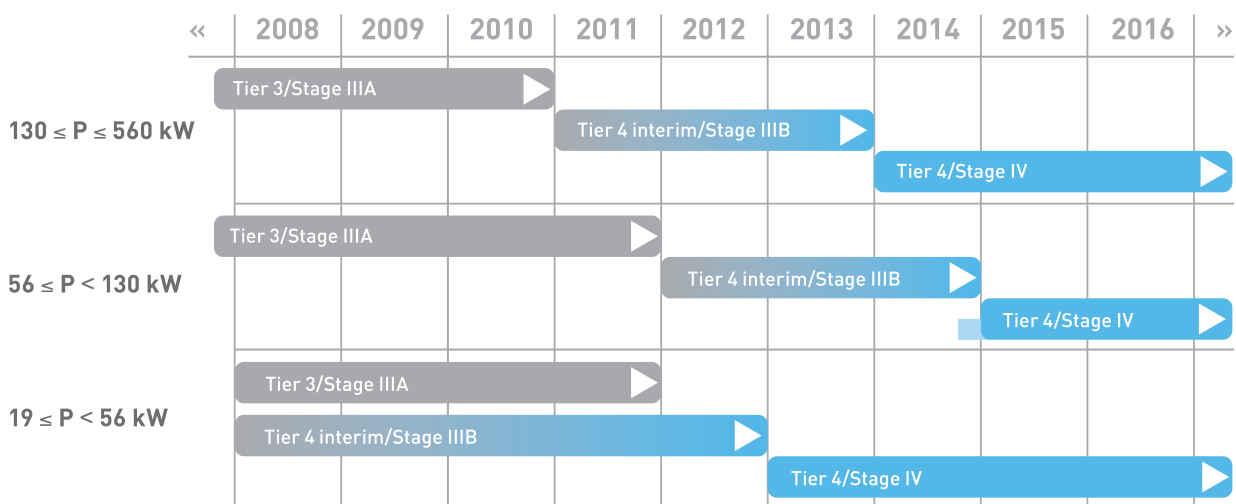


Abbildung 1.4: Einführungszeiträume der Abgasgesetzgebung [12]



## Grenzwerte

In Tabelle 1.3 sind die Emissionsstufen EU Stufe IIIA bzw. US Tier 3 bis zur derzeit gültigen EU Stufe IV bzw. US Tier 4f (final) dargestellt. Die Partikelgrenzwerte der Stufe IIIB sind im Vergleich zu der vorherigen Stufe eine Zehnerpotenz geringer und machte den Einsatz von Partikelfiltern erforderlich. Bei Gegenüberstellung der EU Stufe IIIB bzw. US Tier 4i (interim) mit der aktuell gültigen Stufe ist zu erkennen, dass die Grenzwerte für Partikel auf demselben Niveau verbleiben, aber die NO<sub>x</sub>-Grenzwerte um den Faktor zehn geringer sind. Die Einhaltung der NO<sub>x</sub>-Grenzwerte wird von den meisten Herstellern durch eine Abgasnachbehandlung erreicht.

**Tabelle 1.3:** Vergleich der Emissionsgrenzwerte zwischen den Emissionsstufen [42]

Grenzwerte [g/kWh]	Tier 3/Stufe IIIA				Tier 4i/Stufe IIIB				Tier 4f/Stufe IV			
	NO <sub>x</sub>	HC	PM	CO	NO <sub>x</sub>	HC	PM	CO	NO <sub>x</sub>	HC	PM	CO
$130 \leq P \leq 560 \text{ kW}$	4.0		0.20	3.5	2.0	0.19	0.02 <sup>a</sup>	3.5	0.4	0.19	0.02 <sup>a</sup>	3.5
$75 \leq P < 130 \text{ kW}$	4.0		0.30	5.0	3.4 <sup>b</sup>	0.19	0.02 <sup>a</sup>	5.0	0.4	0.19	0.02 <sup>a</sup>	5.0
$56 \leq P < 75 \text{ kW}$	4.7		0.40	5.0	3.4 <sup>b</sup>	0.19	0.02 <sup>a</sup>	5.0	0.4	0.19	0.02 <sup>a</sup>	5.0
$37 \leq P < 56 \text{ kW}^c$	4.7		0.40	5.0	4.7		0.03 <sup>a</sup>	5.0	4.7		0.03	5.0
$19 \leq P < 37 \text{ kW}^d$	7.5		0.60	5.5	7.5		0.30	5.5	4.7		0.03	5.5

<sup>a</sup> EU Stufe IIIB und EU Stufe IV Grenzwert PM ist 0.025

<sup>b</sup> EU Stufe IIIB Grenzwert NO<sub>x</sub> ist 3.3

<sup>c</sup> US Tier 3 und US Tier 4i Option 2

EU Stufe IV nicht vorhanden

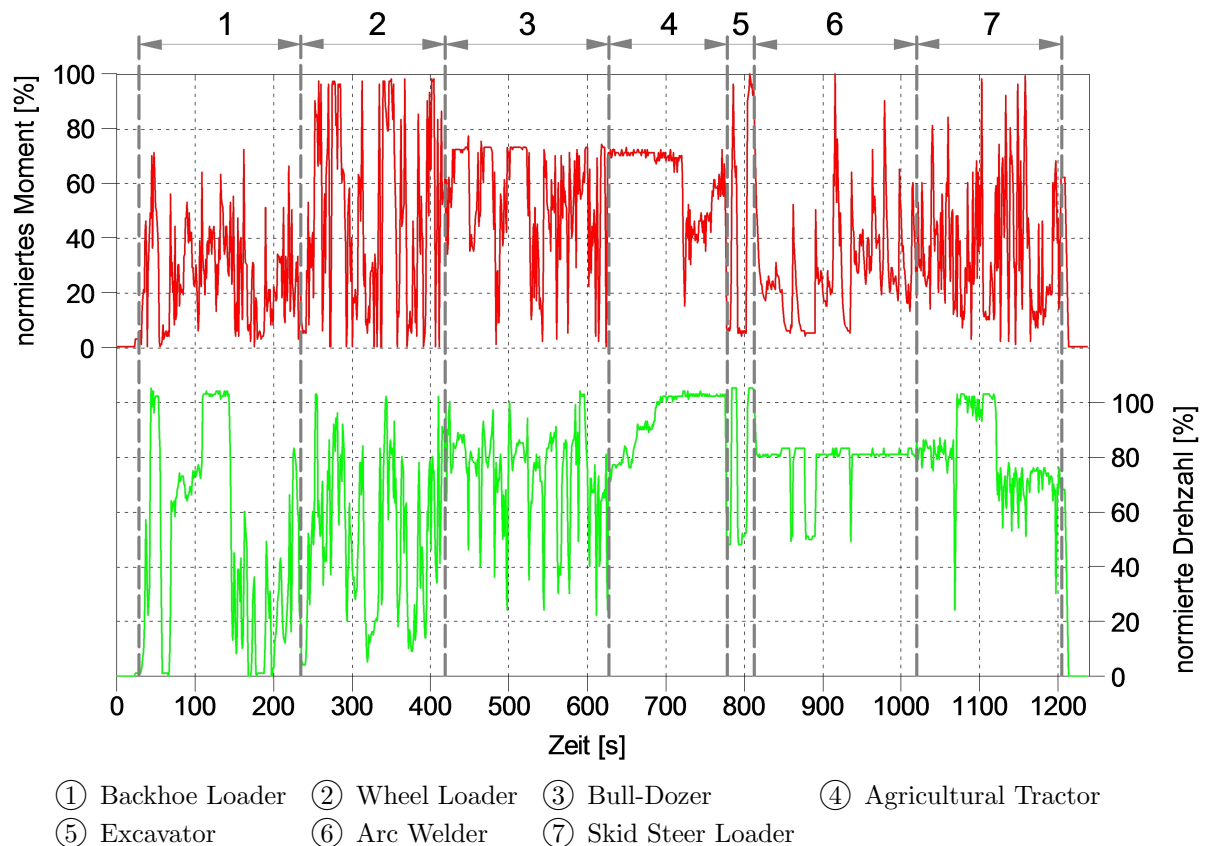
<sup>d</sup> US Tier 3 nicht vorhanden

EU Stufe IIIB und EU Stufe IV nicht vorhanden

Für die zukünftige Stufe V wird die Einführung eines Grenzwerts für die Partikelanzahl erwartet. Eine weitere Verschärfung der aktuell reglementierten Schadstoffkomponenten ist ebenfalls sehr wahrscheinlich.

## Gesetzgebungszyklen

Die Abgaswerte werden in standardisierten Testzyklen auf dem Motorenprüfstand erfasst. Die Messung der Abgasemissionen bei mobilen Arbeitsmaschinen erfolgt seit Stufe IIIB bzw. Tier 4i zusätzlich zum üblichen stationären Non-Road Steady Cycle (NRSC, ISO 8178 C1) nach einem transienten Testzyklus - dem Non-Road Transient Cycle (NRTC). Die Abgasgrenzwerte müssen in beiden Testverfahren eingehalten werden. Der NRTC wurde von der US EPA in Zusammenarbeit mit der Europäischen Union entwickelt und besteht aus einer Hintereinanderreihung von sieben, nach Drehzahl und Moment normierten, Lastkollektiven unterschiedlicher Non-Road Anwendungen, wie z.B. Traktor, Radlader und Tieflöffelbagger. So soll ein breites Spektrum an Arbeitsaufgaben abgedeckt werden, um die real vorherrschenden Bedingungen möglichst gut abzubilden. Abbildung 1.5 zeigt den normierten Drehmoment- und Drehzahlverlauf über der Zeit. Die Verläufe lassen erkennen, wie hochdynamisch der NRTC ist.



**Abbildung 1.5:** Normierter Drehmoment- und Drehzahlverlauf im NRTC [5]

Der transiente Testzyklus muss einerseits unter Kaltstartbedingungen und andererseits nach einem Warmstart durchlaufen werden. Die gemessenen Abgasemissionen des Kalt- und Warmstarts werden für Europa wie folgt gewichtet und zu einem Gesamtergebnis (Einzelnes Gas) aufsummiert [9]:

$$\text{Einzelnes Gas} = \frac{(1/10) M_{\text{gas,Kalt}} + (9/10) M_{\text{gas,Warm}}}{(1/10) W_{\text{act,Kalt}} + (9/10) W_{\text{act,Warm}}} \quad (1.1)$$

Darin sind  $M_{\text{gas}}$  die Gesamtmasse der Abgaskomponente innerhalb des Zyklus und  $W_{\text{act}}$  die tatsächliche Zyklusarbeit. Die Faktoren für den US Tier Standard sind im Vergleich zur Europäischen Gesetzgebung leicht unterschiedlich und betragen für den Kaltstart 5 % und dem Warmstart 95 %.

Der ISO-8178 C1 8-Stufen-Test oder auch NRSC umfasst 8 stationäre Motorbetriebspunkte, welche sich in Last und Drehzahl unterscheiden. Die Abgasproben werden bei Nenn-drehzahl und 100 %, 75 %, 50 % und 10 % Last, bei einer Zwischendrehzahl und 100 %, 10

## 1.2. Mobile Arbeitsmaschinen

75 %, 50 % Last sowie der untersten Leerlaufdrehzahl und 0 % Last entnommen. Durch so genannte Wichtungsfaktoren (WF) wird jedem Betriebspunkt eine unterschiedlich hohe Bedeutung an der Gesamtbewertung zugemessen [9].

In Abbildung 1.6 sind die Betriebspunkte innerhalb des stationären und transienten Testzyklus im Motorkennfeld einer mobilen Arbeitsmaschine dargestellt.

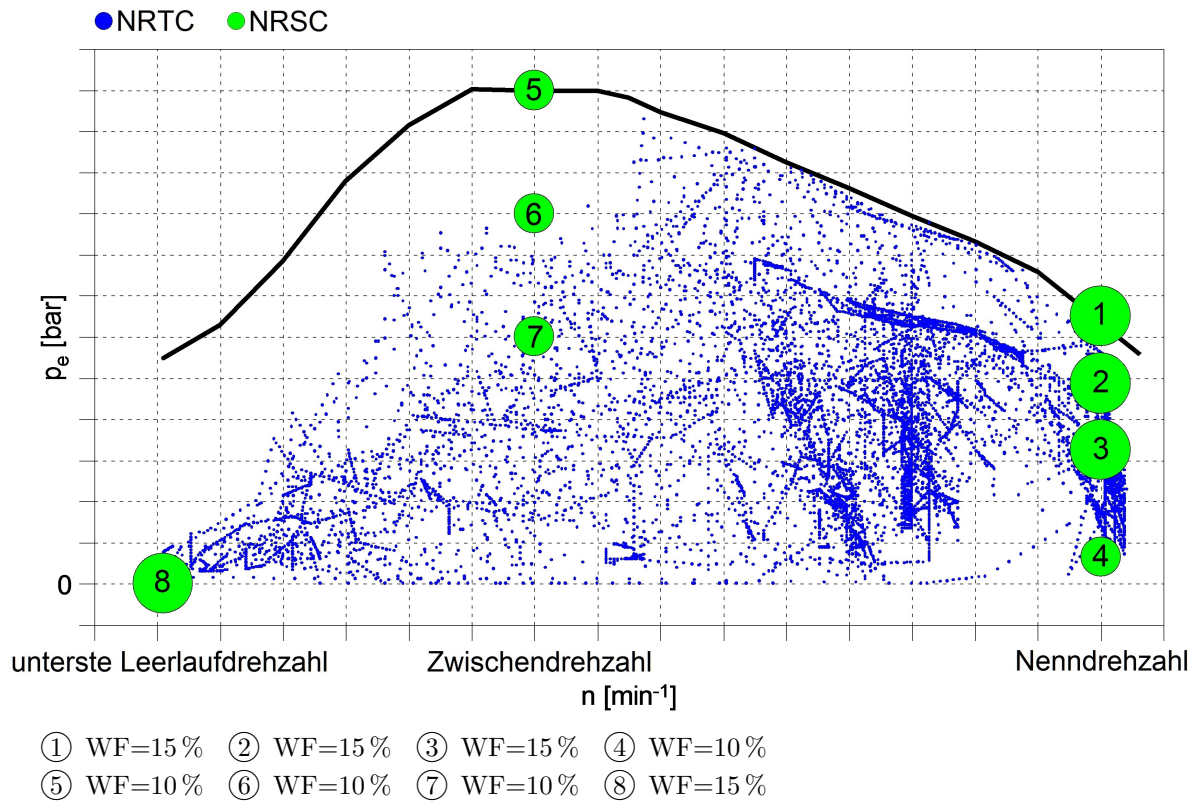


Abbildung 1.6: Betriebspunkte im NRTC und NRSC



## 2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel soll ein Einblick der wesentlichen Zusammenhänge und Randbedingungen der Teilsysteme eines Hybridantriebs gegeben werden und welche Freiheitsgrade zu einer Effizienzsteigerung des Gesamtsystems beitragen. Neben den wesentlichen Kennzahlen und Definitionen werden die einzelnen Energieströme und deren Verlustgrößen innerhalb und zwischen den Teilsystemen Verbrennungskraftmaschine, Elektromotor und Batterie näher erläutert. Abschließend werden noch Möglichkeiten zur Betriebsführung von Hybridantrieben behandelt.

### 2.1 Verbrennungskraftmaschine

#### 2.1.1 Kenngrößen und Definition

In diesem Unterabschnitt werden die wichtigsten Kenngrößen und Definitionen von Verbrennungskraftmaschinen dargelegt.

##### Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  ist eine wichtige konstruktive Kenngröße bei der Auslegung und Beurteilung von Verbrennungskraftmaschinen. Sie wird aus dem Quotienten von maximalen (Hubvolumen  $V_h$  + Kompressionsvolumen  $V_c$ ) zu minimalen Zylindervolumen (Kompressionsvolumen  $V_c$ ) gebildet [29].

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

##### Mitteldrücke

Im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen ist es üblich die abgegebene Energie  $W$  eines Arbeitsspieles auf das Hubvolumen  $V_h$  zu beziehen. Dieses Verhältnis stellt eine spezifische Arbeit mit der Dimension eines Druckes dar und wird daher als Mitteldruck  $p_m$  bezeichnet. Damit wird ein Vergleich von Motoren unterschiedlichen Hubvolumens möglich. Die SI-Einheit des Mitteldrucks ist Pa ( $\text{J}/\text{m}^3$ ,  $\text{N}/\text{m}^2$ ), er wird aber häufig in bar angegeben [29].

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (2.2)$$

Wird die vom Motor effektiv geleistete Arbeit  $W_e$  in das Verhältnis eingesetzt, erhält man den **effektiven Mitteldruck**  $p_e$ .

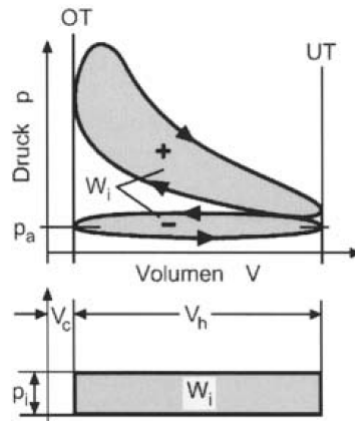
$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.3)$$

Für die Berechnung des **indizierten Mitteldruckes**  $p_i$  wird die vom Gas auf den Kolben abgegebene Arbeit, auch als indizierte bzw. innere Arbeit  $W_i$  bekannt, herangezogen.

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.4)$$

Die indizierte bzw. innere Arbeit wird durch Integration der Volumenänderungsarbeit  $p dV$  über ein Arbeitsspiel berechnet und entspricht der vorzeichenrichtigen Summierung der eingeschlossenen Flächen von Hochdruck- und Ladungswechselschleife im  $pV$ -Diagramm. Abbildung 2.1 zeigt ein  $pV$ -Diagramm für einen Viertaktmotor. Der indizierte Mitteldruck kann geometrisch als Höhe eines flächenäquivalenten Rechteckes mit der gleichen Basis  $V_h$  interpretiert werden.

$$W_i = \oint p dV \quad (2.5)$$



**Abbildung 2.1:**  $pV$ -Diagramm und indizierter Mitteldruck Viertaktmotor [29]

Die Differenz zwischen eingebrachter Gasarbeit am Kolben und der tatsächlich abgegebenen Arbeit wird durch die mechanische Verlustarbeit  $W_r$  bzw. Reibungsarbeit verursacht. Setzt man die Reibungsarbeit in die Beziehung für den Mitteldruck ein, so erhält man den **Reibmitteldruck**  $p_r$ .

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} = \frac{W_i - W_e}{V_h} = p_i - p_e \quad (2.6)$$

### Leistung

Die Leistung  $P_m$  von Mehrzylindermotoren wird allgemein nach folgender Gesetzmäßigkeit berechnet [29]:

$$P_m = \begin{cases} z n p_m V_h & \text{für Zweitaktmotor} \\ z \frac{n}{2} p_m V_h & \text{für Viertaktmotor} \end{cases} \quad (2.7)$$

Je nach Index wird damit die effektive Leistung ( $P_e$ ), die indizierte Leistung ( $P_i$ ) oder die Reibleistung ( $P_r$ ) bestimmt.

### Drehmoment

Das Drehmoment  $M_m$  kann mit folgender Beziehung direkt aus der Leistung  $P_m$  berechnet werden [29]:

$$P_m = M_m \omega \quad (2.8)$$

Durch einsetzen von Gleichung 2.7 in Gleichung 2.8 und umformen auf das Drehmoment  $M_m$  kann folgender Zusammenhang gefunden werden:

$$M_m = \begin{cases} \frac{z V_h p_m}{2 \pi} & \text{für Zweitaktmotor} \\ \frac{z V_h p_m}{4 \pi} & \text{für Viertaktmotor} \end{cases} \quad (2.9)$$

Je nach Index wird damit das effektive Drehmoment ( $M_e$ ), das indizierte Drehmoment ( $M_i$ ) oder das Reibmoment ( $M_r$ ) bestimmt.

### Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist ein direktes Maß zur Beurteilung der Effizienz von Energiewandlungen und -übertragungsprozessen und beschreibt das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Bei Verbrennungskraftmaschinen stellt die eingebrachte chemische Energie des Kraftstoffes  $Q_B$  den Aufwand und indizierte oder effektive Arbeit den Nutzen dar [29].

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{P}{\dot{Q}_B} = \frac{W}{Q_B} \quad (2.10)$$

Der **effektive Wirkungsgrad**  $\eta_e$  wird wie folgt berechnet:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} = \frac{P_e}{\dot{m}_B H_u} \quad (2.11)$$

Für den **indizierten Wirkungsgrad**  $\eta_i$  gilt folgende Beziehung:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{Q}_B} = \frac{P_i}{\dot{m}_B H_u} \quad (2.12)$$

Der **mechanische Wirkungsgrad**  $\eta_m$  errechnet sich aus dem Quotienten von effektiven zu indiziertem Wirkungsgrad.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.13)$$

### Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b$  ist eine motorspezifische Kenngröße, welche auf dem Motorenprüfstand ermittelt wird. Dabei wird der Kraftstoffverbrauch mit der effektiven oder indizierten Leistung ins Verhältnis gesetzt [29].

Für den **effektiven Kraftstoffverbrauch**  $b_e$  (**BSFC Brake Specific Fuel Consumption**) gilt:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad (2.14)$$

Analog gilt für den **indizierten Kraftstoffverbrauch**  $b_i$ :

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i H_u} \quad (2.15)$$

Der spezifische Kraftstoffverbrauch wird in der Praxis in g/kWh angegeben, was eine Umrechnung der SI-Einheiten erforderlich macht.

$$b = \frac{3.6 \cdot 10^6}{\eta_e H_u} \quad \text{mit } b \text{ in g/kWh und } H_u \text{ in kJ/kg} \quad (2.16)$$

### Luftverhältnis

Das Luftverhältnis  $\lambda$  ist eine Kenngröße für das Verhältnis der tatsächlich zugeführten Luftmenge  $L$  zum stöchiometrisch Luftbedarf  $L_{St}$ . Der stöchiometrische Luftbedarf gibt die Luftmenge an, welche mindestens zur Realisierung einer vollständigen bzw. stöchiometrischen Verbrennung aufgebracht werden muss. Der stöchiometrische Luftbedarf ist vom verwendeten Kraftstoff abhängig. Ein Luftverhältnis  $\lambda < 1$  bedingt eine Verbrennung unter Luftmangel, wobei nicht mehr der gesamte Kraftstoff umgesetzt werden kann (unvollständige Verbrennung). Kraftstoffe entzünden sich nicht unter allen Bedingungen, wodurch sich ein gewisser  $\lambda$ -Bereich (Zündgrenzen) für eine sichere Verbrennung ergibt [29].



$$\lambda = \frac{L}{L_{St}} = \frac{m_L}{m_{L_{St}}} = \frac{m_L}{m_B L_{St}} \quad (2.17)$$

### Motorkennfeld

Im Motorkennfeld ist in Abhängigkeit von Drehmoment bzw. Mitteldruck und Drehzahl das Betriebsverhalten eines Motors dargestellt. Der Betriebsbereich wird durch die Vollastlinie und der Mindest- und Höchstdrehzahl begrenzt. Abbildung 2.2 zeigt ein schematisches Motorkennfeld, in dem der spezifische Verbrauch durch Isolinien (Muscheldiagramm) dargestellt ist [7].

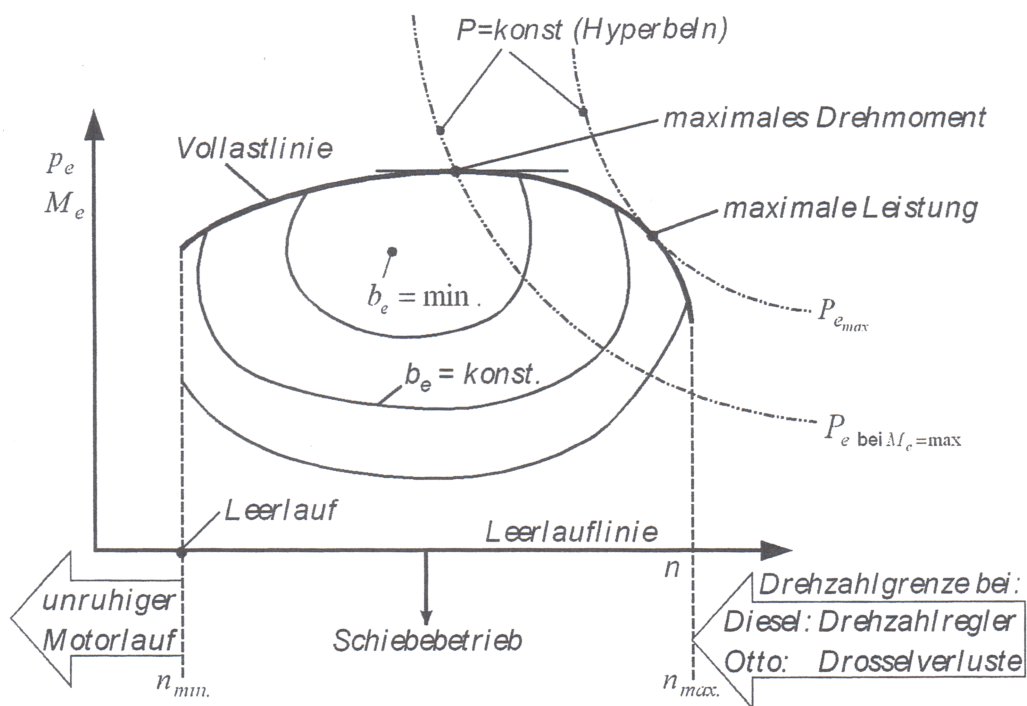


Abbildung 2.2: Prinzipbild eines Motorkennfeldes [7]

### 2.1.2 Wirkungsgradkette der Verbrennungskraftmaschine

Bei der Optimierung eines jeden Systems ist die Kenntnis der vorhandenen Verluste und deren Entstehungsmechanismen essentiell. Der Wirkungsgrad spielt dabei eine große Rolle, da er die Effizienz von Energiewandlungs- und Übertragungsprozessen beschreibt. Bei den Verbrennungskraftmaschinen wird die eingebrachte chemische Brennstoffenergie in mechanische Nutzarbeit umgewandelt. Jeder Teilprozess ist mit Verlusten behaftet und verringert die effektiv nutzbare Arbeit. Die einzelnen Verlustanteile sind nicht konstant und ändern sich mit Last und Drehzahl in unterschiedlicher Ausprägung. Der Verbrennungsmotor wird anwendungsbedingt nicht immer in seinem optimalen Wirkungsgradbereich betrieben. Eine Hybridisierung des Antriebsstrangs ermöglicht gewisse Freiheiten

bei Wahl des motorischen Betriebspunkts und kann zur Effizienzsteigerung der Verbrennungskraftmaschine genützt werden. Im Folgenden werden die einzelnen Verlustanteile kurz erläutert, um ein Verständnis für die Optimierungsmöglichkeiten eines Hybridsystems zu bekommen.

Die Verluste in der Verlustanalyse werden als Arbeitsdifferenzen  $\Delta W_{\text{Verlust}}$  bezogen auf die zugeführte Brennstoffenergie  $Q_B$ , also Wirkungsgraddifferenzen, angegeben [29].

$$\Delta\eta_m = \frac{\Delta W_{\text{Verlust}}}{Q_B} \quad (2.18)$$

Als Idealprozess für den Verbrennungsmotor wird der vollkommene Motor definiert, dessen Wirkungsgrad  $\eta_v$  (maximal möglicher Wirkungsgrad) als Ausgangsbasis für die Verlustanalyse dient. In Abhängigkeit vom Wirkungsgrad des vollkommen Motors wird der Gütegrad  $\eta_g$  definiert, der ein Maß für die Güte des wirklichen Arbeitsprozesses zum Idealprozess angibt.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} \quad (2.19)$$

Für die Beurteilung von Teilprozessen ist die Aufschlüsselung des Gütegrades in eine additive Kette aller Einzelverluste vorteilhaft.

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{\text{Leck}} + \Delta\eta_{\ddot{U}} + \Delta\eta_{LW} \quad (2.20)$$

Der Gütegrad stellt ebenfalls die Differenz zwischen dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und des indizierten Wirkungsgrads dar.

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g \quad (2.21)$$

Der effektive Wirkungsgrad gibt das Verhältnis der tatsächlich geleisteten Arbeit zur eingebrachten Brennstoffenergie an und ist um den Betrag der mechanischen Verluste niedriger als der indizierte Wirkungsgrad.

$$\eta_e = \eta_i - \Delta\eta_m = \eta_v - \Delta\eta_g - \Delta\eta_m \quad (2.22)$$

Da sich die Einzelverluste gegenseitig beeinflussen ist die Reihenfolge und die Art der Berechnung von Bedeutung. Anschließend werden die Verlustanteile kurz erläutert.

- **Einfluss durch reale Ladung  $\Delta\eta_{rL}$**

Beim vollkommenen Motor wird eine vollkommene Zylinderfüllung in UT mit reiner Frischladung angenommen. Die reale Ladung unterscheidet sich aber aufgrund

von Drosselverlusten im Einlass, Erwärmung und innerer oder äußerer Abgasrückführung. Der Einfluss der realen Ladung auf den Wirkungsgrad wird durch  $\Delta\eta_{rL}$  berücksichtigt. Es ist anzumerken, dass er sich nur auf den Hochdruckteil bezieht und die Ladungswechselverluste nicht berücksichtigt [29].

- **Verlust durch unvollkommene Verbrennung  $\Delta\eta_{uV}$**

Für den vollkommenen Motor wird eine Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht vorausgesetzt. In der Realität wird das chemische Gleichgewicht aber nicht erreicht, wodurch sich zusätzliche Umsetzungsverluste ergeben. Der Verlust durch unvollkommene Verbrennung  $\Delta\eta_{rV}$  ist bei ausgeführten Motoren meist unter 1 % [29].

- **Verlust durch realen Verbrennungsablauf  $\Delta\eta_{rV}$**

Der Verlust durch den realen Verbrennungsablauf  $\Delta\eta_{rV}$  im Hochdruckteil berücksichtigt den Unterschied zwischen der Verbrennung des realen Arbeitsprozesses ohne Wandwärmeverluste und Leckage zur idealisierten adiabaten Gleichraumverbrennung des vollkommen Motors. Zunächst wird mittels Zylinderdruckindizierung der reale Brennverlauf bestimmt und im nächsten Schritt in einer Prozesssimulation (Wandwärmemodell) um die Wandwärme- und Leckageverluste korrigiert (Heizverlauf) [29].

- **Verlust durch Wärmeübergang  $\Delta\eta_{Ww}$**

Die freigesetzte Energie während der Verbrennung wird zum Einen dem Arbeitsgas zugeführt und zum Anderem über die Brennraumwände an das Kühlsystem übertragen. Die abfließende Wärme verursacht einen nicht unerheblichen Verlust. Der Wandwärmeverlust  $\Delta\eta_{Ww}$  wird aus der Differenz der Wirkungsgrade zweier Hochdruckprozesse mit und ohne Wandwärmeverlust berechnet. Prinzipiell steigt der Wandwärmeverlust mit sinkender Drehzahl, weil mehr Zeit für den Wärmeübergang zur Verfügung steht [29].

- **Verlust durch Leckage  $\Delta\eta_{Leck}$**

Aufgrund von Leckageverlusten  $\Delta\eta_{Leck}$  über die Kolbenringe stellt der Brennraum während der Hochdruckphase kein völlig geschlossenes System dar. Die Druckabsenkung durch Leckage (Blow-By) verursacht einen Arbeitsverlust, der aber bei gut gewarteten Motoren deutlich unter 1 % liegen kann [29].

- **Verlust durch Überströmen  $\Delta\eta_{\ddot{u}}$**

Bei Kammermotoren treten Verluste  $\Delta\eta_{\ddot{u}}$  durch das Überströmen zwischen Haupt- und Nebenraum auf [29].

- **Verlust durch realen Ladungswechsel  $\Delta\eta_{LW}$**

Die bisher angeführten Verluste beziehen sich alle auf den Hochdruckteil eines Arbeitspieler. Der reale Ladungswechsel im Niederdruckteil ist im Vergleich zu den

idealisierten Annahmen des vollkommen Motors immer mit Verlusten  $\Delta\eta_{\text{LW}}$  behaftet. Abhängig vom untersuchten Motorkonzept (Saugmotoren, Zweitaktmotoren, aufgeladenen Viertaktmotoren) ergeben sich unterschiedliche Verluste, wie zum Beispiel Drosselverluste, Strömungswiderstände, Wirkungsgrad von Turbolader und Verdichter, Expansions- und Kompressionsverluste durch Ventilsteuerzeiten abseits von UT [29].

- **Verlust durch Reibung  $\Delta\eta_{\text{m}}$**

Bei der Umformung der vom Arbeitsgas geleisteten indizierten Arbeit in mechanische Arbeit der Kurbelwelle muss die mechanische Reibung überwunden und Arbeit zum Antrieb möglicher Hilfseinrichtungen (Wasserpumpe, Hochdruckpumpe, mechanischer Lader etc.) aufgebracht werden. Die mechanischen Verluste  $\Delta\eta_{\text{m}}$  sind stark von der Drehzahl (Relativgeschwindigkeit) abhängig und nehmen mit steigender Drehzahl zu [29].

### 2.1.3 Energiebilanz des gesamten Motors

Durch Betrachtung der globalen Energiebilanz des Motors über den 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme kann eine Aussage über die Verteilung und Größe der einzelnen Energieströme getroffen werden. Dies ist vor allem für die Dimensionierung von den Kühlkreisläufen (Öl, Kühlmittel) und zur Abschätzung der Dauer bis zur Erreichung der Betriebstemperatur emissionsrelevanter Bauteile, wie z.B. Oxidation- oder SCR-Katalysator, wichtig. Der letzte Punkt ist als instationäres Problem zu behandeln [14].

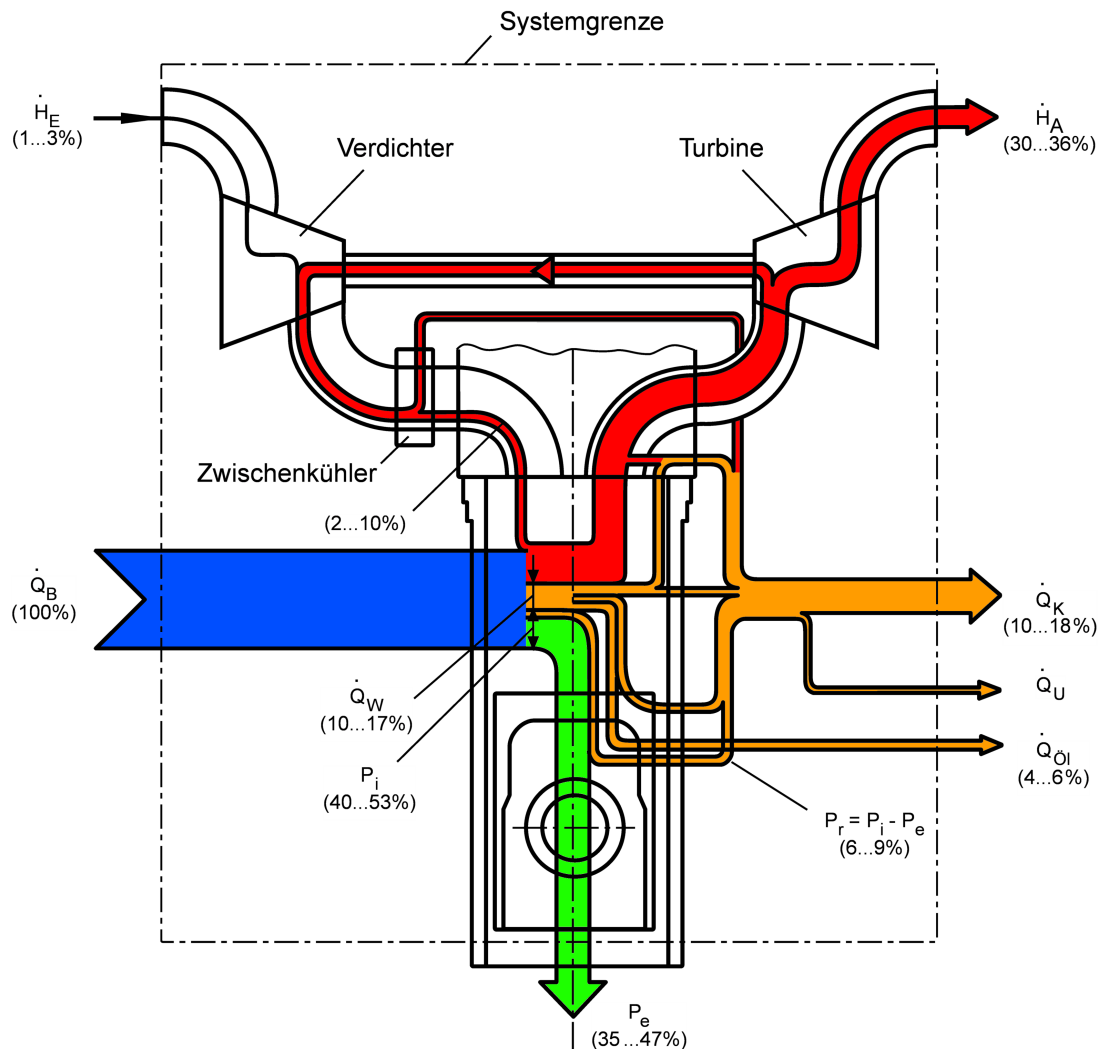
Die zugeführte Energie setzt sich aus dem Kraftstoffenergiestrom  $\dot{Q}_{\text{B}}$  und dem Enthalpiestrom der Luft  $\dot{H}_{\text{E}}$  zusammen. Bei dem in Abbildung 2.3 ausgeführten Beispiel eines aufgeladenen LKW Dieselmotors wird mehr als ein Drittel der eingebrachten Kraftstoffenergie in Nutzleistung  $P_{\text{e}}$  umgewandelt. Ein weiteres Drittel wird als Abgasenthalpie  $\dot{H}_{\text{A}}$  abgeführt. Der verbleibende Rest wird als Wärme dem Kühlmittel  $\dot{Q}_{\text{K}}$ , dem Ölkreislauf  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$  und durch Konvektion und Strahlung  $\dot{Q}_{\text{U}}$  an die Umgebung abgegeben. Während des Warmlaufes wird ein Teil der Wärme nicht an die Umgebung abgeführt, sondern dient der Erwärmung des Motors und Abgassystems (Instationärteil) [29].

$$\dot{Q}_{\text{B}} + \dot{H}_{\text{E}} - P_{\text{e}} = \dot{H}_{\text{A}} + \dot{Q}_{\text{K}} + \dot{Q}_{\text{Öl}} + \dot{Q}_{\text{U}} + \overbrace{\sum A_i m_i c_i \frac{dT}{dt}}^{\text{Instationärteil}} \quad (2.23)$$

Der Betrag des zugeführten Wärmestroms ist im Wesentlichen vom aktuellen Motorbetriebspunkt (Last und Drehzahl) abhängig, wohingegen der abgeführte Wärmestrom vom bereits erreichten Temperaturniveau der Bauteile (Temperaturdifferenz  $\Delta T_i$ ), der Bauteilgröße (Oberfläche  $A_i$ ) und -masse ( $m_i$ ), den Werkstoffeigenschaften ( $c_i$ ) und von den Strömungsgeschwindigkeiten der Kühlmedien (Öl, Kühlmittel, Umgebungsluft) bestimmt

## 2.1. Verbrennungskraftmaschine

wird. Daraus lässt sich ableiten, dass bei höheren Motorlasten eine schnellere Erwärmung als bei niedrigen Lasten erfolgt [14].



**Abbildung 2.3:** Energieflussdiagramm für hochbelasteten aufgeladenen LKW-Dieselmotor [29]

Das Temperaturniveau der Abgasnachbehandlungssysteme ist für eine ausreichend hohe Konvertierungsrate der Schadstoffemissionen ausschlaggebend. Durch die Simulation der Bauteiltemperaturen in Abhängigkeit unterschiedlicher Fahrprofile oder Lastzyklen kann eine Optimierung von Warmlaufstrategien stattfinden. Im Folgenden werden die Arten der Wärmeübertragung zur Beschreibung und Berechnung der Wärmeströme kurz erläutert.

### Arten der Wärmeübertragung

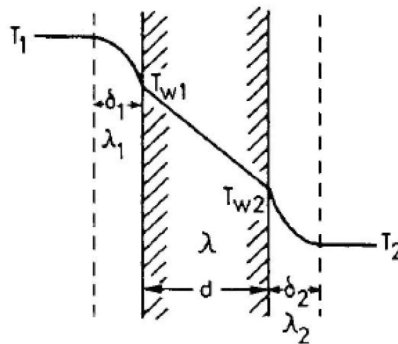
Wärmeübertragung ist der Transfer bzw. Transport der Energieform Wärme zwischen Festkörper und/oder Fluiden auf Grund einer Temperaturdifferenz. Der Wärmeübergang

wird durch zwei Wärmeübertragungsarten, der **Wärmeleitung** und **Wärmestrahlung**, charakterisiert [3].

- **Wärmeleitung**

Die Wärmeleitung kann in Flüssigkeiten, Festkörper oder gasförmigen Medien durch ein Temperaturgefälle stattfinden. Diese Temperaturdifferenz verursacht Unterschiede in der kinetischen Energie der Moleküle. Die Bewegung der Moleküle ist für die Übertragung der Wärme verantwortlich. Der Wärmeübergang in einem strömenden Fluid (flüssig oder gasförmig) wird als Konvektion bezeichnet. Die Konvektion wird in freie oder natürliche und erzwungene Konvektion unterschieden. Bei der freien Konvektion strömt das Fluid aufgrund von Dichteunterschieden im Medium. Die Strömung der erzwungenen Konvektion wird mechanisch durch äußere Druckunterschiede erzeugt [3].

Wird Wärme von einem Fluid 1 durch einen Festkörper auf ein Fluid 2 übertragen, spricht man von Wärmedurchgang. Die Teilprozesse beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand soll anhand von Abbildung 2.4 kurz erläutert werden. Vom wärmeren Fluid 1 findet ein Wärmeübergang auf die Wand statt. In der Wand wird die Wärme durch Wärmeleitung auf die kältere Seite übertragen und durch Wärmeübergang auf Fluid 2 transportiert.



**Abbildung 2.4:** Wärmedurchgang durch ebene Wand [15]

Die Wärmeleitung wird durch die werkstoffspezifische Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , der Wandoberfläche  $A_W$ - und dicke  $d$  und der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten  $\Delta T_W$  bestimmt. Abgeleitet vom Fourierschen Gesetz ergibt sich für eine endlich ausgedehnte Wand mit konstanter Wärmeleitfähigkeit bzw. konstantem Temperaturgradienten folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q} = \lambda A_W \frac{T_{W1} - T_{W2}}{d} \quad (2.24)$$

Der Wärmeübergang vom Fluid auf die Wand (von der Wand auf das Fluid) wird in der wandnahen Grenzschicht realisiert. Die Berechnung des Wärmestroms ist

analog zur Wärmeleitung in der Wand. Da aber in der Praxis die Grenzschichtdicke  $\delta_i$  unbekannt ist, wird das Verhältnis von Wärmeleitfähigkeit zu Grenzschichtdicke durch die Wärmeübergangszahl  $\alpha_i$  ersetzt. Die Wärmeübergangszahl gibt an, welcher Wärmestrom pro Flächeneinheit und Temperaturdifferenz übertragen wird [15].

$$\alpha_i = \frac{\lambda_i}{\delta_i} \quad (2.25)$$

$$\dot{Q} = \alpha_i A_W (T_i - T_{Wi}) \quad (2.26)$$

Die Wärmeübergangszahl ergibt sich aus der dimensionslosen Nusselt-Zahl  $Nu$ , der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des strömenden Mediums und einer charakteristischen Länge  $l$  ( $d$  bei Rohrströmung). Die Nusselt-Zahl gibt als Ähnlichkeitsgröße das Verhältnis von konvektiver Wärmeleitung zur reinen Wärmeleitung im stehendem Fluid wieder und ist wie folgt definiert [3]:

$$Nu = \alpha_i \frac{l}{\lambda} \quad (2.27)$$

In der Fachliteratur finden sich eine Vielzahl von Gleichungen zur Abschätzung der Nusselt-Zahl unterschiedlicher Problemstellungen.

Die Nusselt-Zahl ist im Wesentlichen von der Art der Konvektion (erzwungen Konvektion (Reynolds-Zahl  $Re$ ), freie Konvektion (Grashof-Zahl  $Gr$ )), dem Turbulenzgrad und der Strömungsgeschwindigkeit, den Stoffwerten des Fluids (Prandtl-Zahl  $Pr$ ), der Geometrie (Rohrströmung, Kanalströmung, ebene Platte etc.) und der Wärmestromrichtung ( $\vartheta/\vartheta_W$ ) abhängig [3].

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, \text{Geometrie}, \vartheta/\vartheta_W) \quad (2.28)$$

- **Wärmestrahlung**

Bei der Wärmestrahlung ist der Transport der thermischen Energie zwischen zwei Oberflächen durch elektromagnetische Wellen gegeben. Die elektromagnetischen Wellen sind an kein Medium gebunden. Die im Strahlungsaustausch stehenden Oberflächen emittieren einen Wärmestrom, welcher bei der Oberfläche mit der höheren Temperatur am größten ist [3].

Für die Berechnung der Wärmestromdichte eines Körpers durch Strahlung wird das Emissionsverhältnis  $\varepsilon$  der emittierenden Oberfläche, die Strahlungszahl des schwarzen Körpers  $C_s$  und die Wandtemperatur  $T$  herangezogen.

$$\dot{q} = C_s \varepsilon \left( \frac{T}{100\text{K}} \right)^4 \quad (2.29)$$

Stehen zwei Körper 1 und 2 im Strahlungsaustausch ergibt sich der resultierende Wärmestrom nach folgender Beziehung:

$$\dot{Q} = C_{12} A_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100\text{K}} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100\text{K}} \right)^4 \right] \quad (2.30)$$

## 2.2 Hybridsystem

### 2.2.1 Kenngrößen und Definitionen

Im Folgenden werden einige wichtige Kenngröße und Definitionen im Bezug auf Hybridsysteme erläutert.

#### Begriffserklärung Hybrid

Hybrid bedeutet laut Duden: „aus Verschiedenartigem zusammengesetzt, von zweierlei Herkunft; gemischt; zwitterhaft“ [6].

Die UNO definiert ein Hybridfahrzeug als ein „Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs“ [17]. Der Begriff Energiewandler beschränkt sich nicht nur auf Verbrennungsmotor und Elektromotor, sondern schließt alle Antriebstechnologien, wie z.B. Turbinen, Stirlingmotor oder Brennstoffzellen mit ein. Unter Energiespeichersysteme werden, neben der herkömmlichen Batterie, auch alle anderen Speichertechnologien wie Doppelschichtkondensatoren, Schwungräder etc. verstanden.

Im Folgenden beziehen sich die Ausführungen auf ein Hybridsystem mit Verbrennungskraftmaschine, Elektromotor und einer Batterie als Energiespeicher.

#### Rekuperationsgrad

Der Rekuperationsgrad  $\varepsilon_{\text{rek}}$  gibt das Verhältnis der tatsächlich zurückgewonnenen Energie  $E_{\text{rek}}$  zur theoretisch möglichen Energie an. Die vorhandene kinetische  $E_{\text{kin}}$  (rotatorisch, translatorisch) und potentielle Energie  $E_{\text{pot}}$  wird beim Bremsvorgang oder Absenken einer Last durch Rollreibungsverluste, Reibungsverluste im Antriebsstrang, den Verlusten bei der Energiewandlung von mechanischer in elektrische Energie und Ladeverluste vermindert. Die Verbesserung des Rekuperationsgrades ist ein wesentlicher Faktor zur Steigerung der Gesamteffizienz eines hybriden Antriebsstrangs [35].

$$\varepsilon_{\text{rek}} = \frac{E_{\text{rek}}}{E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}} \quad (2.31)$$



### Hybridisierungsgrad

Der Hybridisierungsgrad  $\alpha_{\text{Hybrid}}$  gibt das Leistungsverhältnis von sekundärem Antrieb  $P_{\text{Sekundär}}$  zu primärem Antrieb  $P_{\text{Primär}}$  an [35].

$$\alpha_{\text{Hybrid}} = \frac{P_{\text{Sekundär}}}{P_{\text{Primär}}} \quad (2.32)$$

Als primärer Antrieb (nicht rekuperationsfähig) wird üblicherweise der Verbrennungsmotor und als sekundärer Antrieb (rekuperationsfähig) der Elektromotor bezeichnet. Bei der Verbrennungskraftmaschine bezieht sich die angegebene Leistung auf die Spitzenleistung. Da Elektromotoren kurzzeitig überlastfähig sind, muss die verwendete Leistung (Nennleistung, Spitzenleistung) und die Dauer, in der die Leistung bei Überlast zur Verfügung steht, angegeben werden.

Mit dem Hybridisierungsgrad lassen sich unterschiedliche Hybridisierungsstufen und deren Funktionen charakterisieren. Beispielsweise besitzen **Micro-Hybridsystem** eine geringe installierte elektrische Leistung (geringer Hybridisierungsgrad) und können daher nur Start/Stop Funktionen bewältigen und sind nur eingeschränkt rekuperationsfähig. W hingegen bei **Mild-**, **Full-** und dem **Plug-In-Hybrid** der Anteil der elektrischen Leistung größer ist und dadurch mehr Funktionen, wie rein elektrisches Fahren oder elektrisches Assistieren, zur Verfügung stehen [14].

### State of Charge und Deep of Discharge

Der State of Charge  $SoC$  gibt Auskunft über den aktuellen Ladezustand des Energiespeichers und ist daher eine der wesentlichsten Randbedingungen für die Regelung von Hybridstrategien. Der  $SoC$  ist das prozentuale Verhältnis des aktuellen Ladezustands  $E_{t-i}$  der Batterie zur maximalen Ladungsmenge  $E_{\text{max}}$  [14].

$$SoC_{t-i} = \frac{E_{t-i}}{E_{\text{max}}} \quad (2.33)$$

Für die Berechnung des aktuellen Ladezustands müssen, ausgehend von einem Startwert  $E_0$ , die zu- oder abgeführten Leistung  $P_B$  der Batterie zeitlich integriert werden. Die Lade- und Entladeverluste müssen dabei berücksichtigt werden.

$$E_{t-i} = E_0 - \int_0^{t-i} P_B dt \quad (2.34)$$

Der Depth of Discharge  $DoD$  ist ein Maß für Entladungstiefe (Energieentnahme) des Energiespeichers und kann alternativ zum  $SoC$  für die Bewertung des Ladezustands herangezogen werden.

$$DoD_{t-i} = 1 - SoC_{t-i} \quad (2.35)$$

## State of Health

Der State of Health  $SoH$  ist ein Maß für den aktuellen Zustand („Gesundheitszustand“) einer Batterie im Vergleich zu dessen Neuzustand und ist wichtig für die Beurteilung der abrufbaren Leistungsparameter. Die Verschlechterung bzw. Alterung der Batterie ist durch eine Abnahme der verfügbaren Kapazität und einer Zunahme der innerer Verluste gekennzeichnet. Der  $SoH$  wird als Verhältnis von vorhandener Kapazität  $C$  der Batterie zur Nennkapazität  $C_N$  bei Normtemperatur definiert. Die Kapazität gibt die maximale elektrische Ladungsmenge  $Q$  an, die aus einer Batterie entnommen oder gespeichert werden kann.

$$SoH = \frac{C}{C_N} \quad (2.36)$$

Gründe für die Verschlechterung der Batterie sind Temperatureinflüsse, hohe Leistungen und übertragene Energien. Des Weiteren führt der Betrieb unter hohen oder niedrigen Spannungen sowie außerhalb des günstigen SoC-Bereichs zu einer zusätzlich Beschleunigung dieses Vorgangs [32].

## Wirkungsgrad

Beim Entladen der Batterie muss die abgegebene elektrische Leistung  $P_{B-Entlade}$  aufgrund der Verlustkette (Entladeverluste, mechanische Verluste, elektrische Verluste) des elektrischen Systems stets größer sein als die angeforderte mechanische Leistung  $P_{mech}$ . Beim Ladevorgang wird die tatsächlich eingespeicherte Energie  $P_{B-Lade}$  um die mechanischen, elektrischen und Ladeverluste verringert. Bei der Definition des Wirkungsgrads  $\eta$  muss die Richtung des Energieflusses (Laden, Entladen) beachtet werden, da sich die Verhältnisse von Nutzen zu Aufwand ändern [14].

- **Ladevorgang:**

Der Ladewirkungsgrad  $\eta_{B-Lade}$  setzt die tatsächlich aufgenommene Leistung der Batterie mit der abgegebenen elektrischen Leistung des Elektromotors  $P_{ele}$  ins Verhältnis.

$$\eta_{B-Lade} = \frac{P_{B-Lade}}{P_{ele}} \quad (2.37)$$

Für den generatorischen Wirkungsgrad  $\eta_{mot}$  des Elektromotors gilt:

$$\eta_{gen} = \frac{P_{ele}}{P_{mech}} \quad (2.38)$$

- **Entladevorgang:**

Der Entladewirkungsgrad  $\eta_{\text{B-Entlade}}$  ist der Quotient aus elektrischer Leistung des Elektromotors zur abgegebenen Leistung der Batterie.

$$\eta_{\text{B-Entlade}} = \frac{P_{\text{ele}}}{P_{\text{B-Entlade}}} \quad (2.39)$$

Für den motorischen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{mot}}$  des Elektromotors gilt:

$$\eta_{\text{mot}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{ele}}} \quad (2.40)$$

### 2.2.2 Elektromotor

Der Elektromotor ist eine elektrische Maschine, die elektrische Energie in mechanische Energie für den Antrieb von Maschinen oder Fahrzeugen wandelt. Elektrische Maschinen können definitionsgemäß generatorisch wie auch motorisch betrieben werden.

Elektromotoren werden den Anforderungen eines effizienten Antriebs durch folgende Vorteile gerecht [33]:

- hoher Wirkungsgrad im Nennleistungs- und Teillastbereich (teilweise über 90 %)
- kurzzeitige Überlastfähigkeit
- keine lokalen Schadstoffemission
- Rekuperation der Bremsenergie im generatorischem Betrieb
- maximales Drehmoment schon bei niedrigen Drehzahlen
- Realisierung hoher Lastgradienten möglich
- geringe Betriebskosten

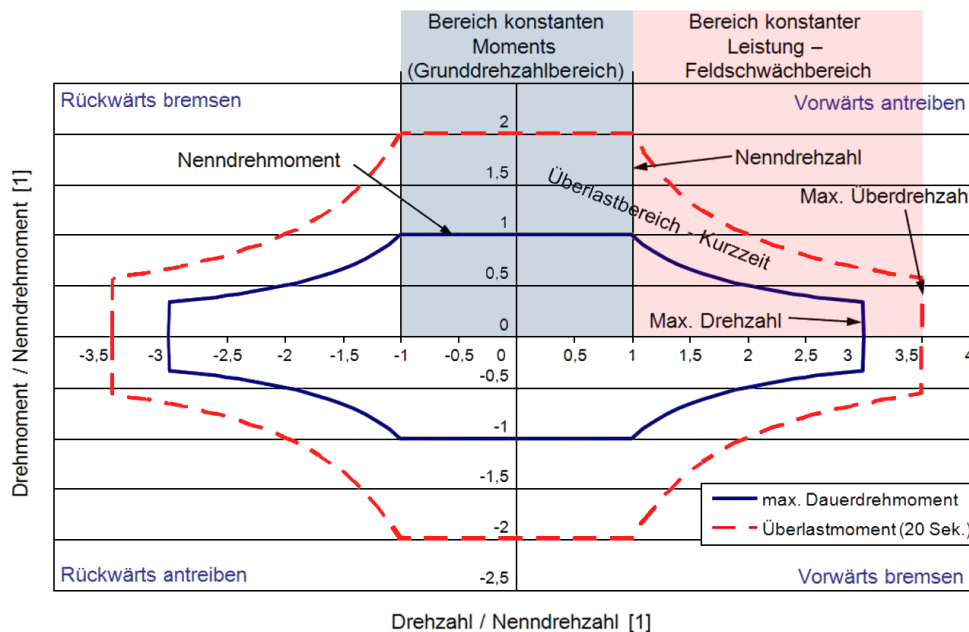
Elektrische Maschinen werden in unterschiedliche Bauformen eingeteilt. Grundsätzlich wird zwischen Gleichstrommaschine und Drehstrommaschine unterschieden. Die Bauarten von Drehstrommaschinen werden in Drehstrom-Asynchronmaschine und Drehstrom-Synchronmaschine unterteilt. Bei Hybridsystemen werden überwiegend Drehstrommaschinen eingesetzt, da sie im Vergleich zu Gleichstrommaschinen preislich attraktiver sind und einen höheren Wirkungsgrad aufweisen. Die Regelung der Drehstrommaschinen gestaltet sich dafür schwieriger. Zwischen Batterie (Gleichspannung) und Drehstrommaschine (Wechselspannung) muss eine Leistungselektronik für Gleich- bzw. Wechselrichtung installiert werden. Die Regelung von Spannungshöhe, Amplitude und Phasenlage zur Steuerung der Drehzahl und Leistung wird von der Leistungselektronik bewerkstelligt. Die Verlustwärme von Elektromotor und Leistungselektronik muss zum Schutz der Bauteile durch ein Kühlsystem abgeführt werden [14].

Elektromotoren decken prinzipiell alle vier Quadranten im Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld (Abbildung 2.5) ab und können somit vorwärts wie rückwärts drehen, sowie jeweils

Antreiben oder Bremsen. Das Nennmoment steht schon ab Stillstand ( $n=0 \text{ min}^{-1}$ ) zur Verfügung und ändert sich bis zur Grunddrehzahl (Nenn-drehzahl) nicht. Ab der Grunddrehzahl ist die maximale Spannung sowie Leistung erreicht. Bei weiterer Steigerung der Drehzahl wird die maximale Leistung konstant gehalten, wodurch das maximale Drehmoment (Gleichung 2.41) sinken muss. Dieser Bereich wird als Feldschwächbereich bezeichnet, da die Leistung durch eine Schwächung des magnetischen Feldes konstant gehalten wird [17].

$$M = \frac{P_N}{\omega} \quad \text{mit} \quad P_N = \text{const.} \quad (2.41)$$

Ein großer Vorteil von Elektromotoren ist, dass sie kurzzeitig in Überlast (teilweise das zweifache der Nennlast) betrieben werden können. Die Überlasthöhe wird durch die mechanische Festigkeit und die Überlastdauer durch die erhöhte thermische Belastung begrenzt.



**Abbildung 2.5:** Idealisiertes M/n-Betriebsdiagramm für E-Maschinen [17]

Der Wirkungsgrad von Elektromotoren ist im Vergleich zur Verbrennungskraftmaschine über einen großen Betriebsbereich hoch. Der Wirkungsgrad ändert sich mit dem gewählten Betriebspunkt (Last und Drehzahl) sowie dem Spannungs- und Temperaturniveau [14]. Verlustgrößen sind beispielsweise Kupfer- und Eisenverluste (Hystereseverluste), Lagerreibung, Luftspaltverluste und Rotorverluste (Wirbelstromverluste) [41]. Die Verluste der Leistungselektronik werden in der Regel den Verlusten der elektrischen Maschine zugeordnet.

### 2.2.3 Batterie

Die Batterie als sekundärer Energiespeicher eines Hybridsystems versorgt den Elektromotor mit elektrischer Energie bzw. elektrischer Leistung und kann umgekehrt auch Energie bzw. Leistung vom Elektromotor aufnehmen und speichern. Bei der Batterie werden mehrere galvanische Zellen in Reihe bzw. Serie oder Parallel zu einer Einheit zusammengeschlossen. Die galvanische Zelle ist ein Energiewandler und elektrochemischer Energiespeicher und besteht aus einer Kathode, einer Anode und dem Elektrolyten. Durch elektrochemische Redoxreaktionen wird die chemisch gespeicherte Energie in elektrische Energie umgewandelt. Bei Verwendung von sogenannten Primärzellen ist die Batterie nicht wieder aufladbar. Der Zusammenschluss von Sekundärzellen macht hingegen die Wiederaufladung (Akkumulator) möglich [38].

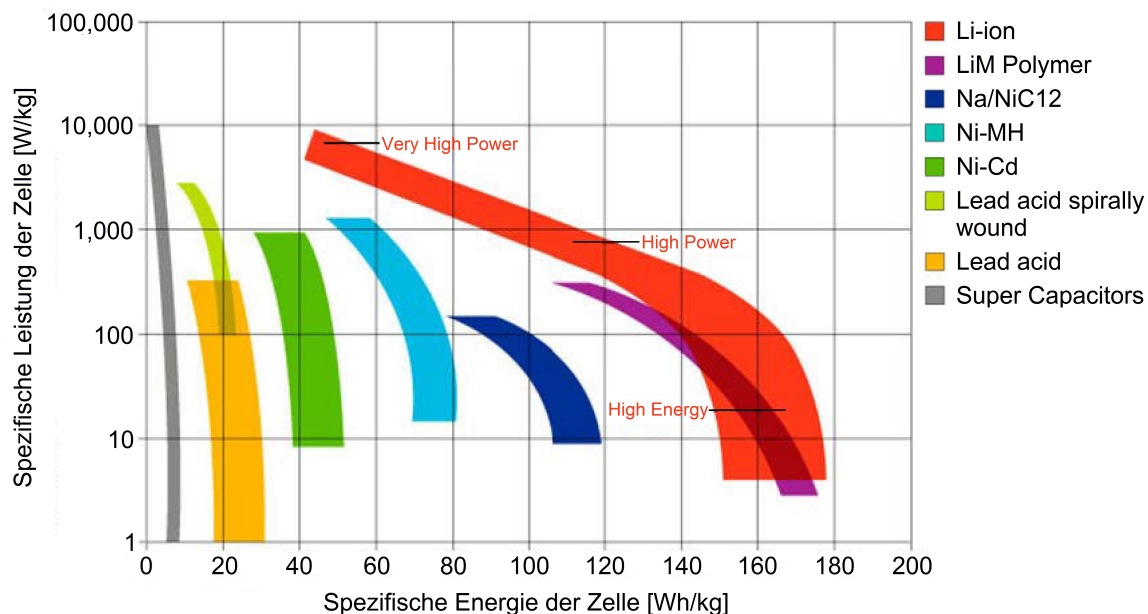
Batterien werden anhand ihrer verwendeten Elektrodenmaterialien eingeteilt und benannt. Beispiele dafür sind Lithium-Ionen ( $\text{LiCoO}_2$ )-, Lithium-Eisen-Phosphat ( $\text{LiFePO}_4$ )-, Blei (Pb)-, Nickel-Eisen (NiFe)- oder Nickel-Cadmium (NiCd)-Batterien [35]. Kriterien für die Auswahl eines bestimmten Batterietyps sind die Kosten, die Leistungs- und Energiedichte, das Gewicht, der energetische Wirkungsgrad und die Lebensdauer [4].

Die theoretische spezifische Energie  $w$  einer Batterie gibt das Verhältnis des Energieinhalts zum Gewicht der Batterie wieder. Eine hohe Energiedichte spielt vor allem bei Hybridkonzepten mit größeren elektrischen Reichweiten eine wichtige Rolle. Die Leistungsdichte bzw. das Leistungsgewicht ist ein Maß für das Beschleunigungsvermögen des Hybridantriebes, da es die entnehmbare Leistung ins Verhältnis zum Gewicht der Batterie setzt. Eine hohe Energiedichte ist aber nicht zwingend mit einer hohen Leistungsdichte verbunden [14].

$$w = \frac{\text{Kapazität} \cdot \text{Zellspannung}}{\text{Masse}} = \frac{\text{Kapazität} \cdot \overbrace{(\text{Zellenanzahl} \cdot \text{Spannung/Zelle})}^{\text{Reihenschaltung}}}{\text{Masse}} \quad (2.42)$$

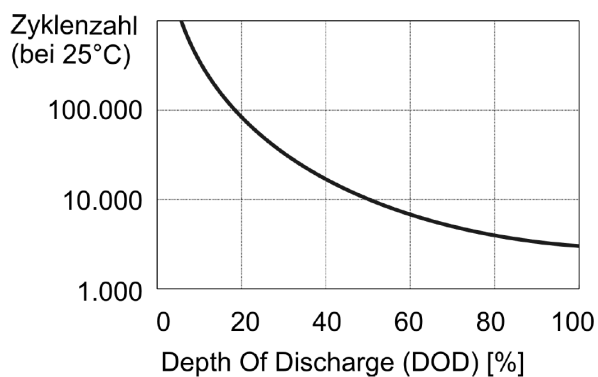
In einem Ragone-Diagramm wird die Leistungsdichte in Abhängigkeit von der Energiedichte aufgetragen und dient dem Vergleich unterschiedlicher Speichertechnologien, wie Abbildung 2.6 zeigt.

Speicher auf Lithium-Basis zeichnen sich vor allem durch ihre große Bandbreite hinsichtlich Leistungs- und Energiedichte aus und können somit die Anforderungen der unterschiedlichsten Anwendungen abdecken. Der Einsatz in reinen Elektrofahrzeugen mit dem Anspruch auf eine hohe Energiedichte ist ebenso möglich wie in Hybridsystemen, wo hohe Leistungsdichten gefordert werden. Wesentlich für die Kundenakzeptanz und den Erfolg eines Hybridsystems sind die Lebensdauer und die Kosten der Batterie. Bei Lithium-basierten Speichern ist die Lebensdauer vor allem von der Betriebstemperatur, der Bauart, der Anzahl der Lade-/Entladezyklen und dem genutzten SoC-Hub abhängig [33]. Die Temperatur wird zur Schonung der Batterie durch ein integriertes Kühlsystem im optimalen Temperaturbereich gehalten. Ein zu hoher und zu niedriger Ladezustand vermindert



**Abbildung 2.6:** Spezifische Leistungen und spezifische Energien von verschiedenen Energiespeichersystemen (Ragone-Diagramm) [20]

die Lebensdauer der Batterie und muss daher von der Hybrid-Regelung begrenzt werden [14]. Abbildung 2.7 zeigt ein Beispiel für die Abhängigkeit der Batterielebensdauer von der Entladungstiefe  $DoD$ .



**Abbildung 2.7:** DoD-abhängige Lebensdauer [35]

Für die Berechnung des aktuellen Ladezustands der Batterie werden die Lade- und Entladeverluste über ein Batteriemodell ermittelt. Bei einfachen elektrischen Ersatzschaltkreisen werden alle Zellen zu einer Spannungsquelle (Zellenspannung) zusammengefasst und mit einem konstanten Innenwiderstand in Reihe geschaltet. Damit können schon grundlegende Zusammenhänge im Batterieverhalten abgebildet werden. Die Modellierungstiefe kann durch Erweiterung (Kondensator, Spule, Leistungswiderstand etc.) der Ersatzschal-

tung erhöht werden. Abhängigkeiten der einzelnen Systemgrößen untereinander werden beispielsweise über gemessene Kennlinien und Kennfelder berücksichtigt. Der Innenwiderstand (viele verschiedene Einzelwiderstände) ist nicht konstant und ändert sich nichtlinear mit dem Ladezustand, der Stromstärke, der Temperatur und durch Alterungsprozesse. Die Zellspannung setzt sich aus der chemischen Spannung der Zelle und dem nichtlinearen Spannungsabfall am Innenwiderstand zusammen. Die Änderung der Zellspannung wird also von dem Ladezustand, der Temperatur und der Stromstärke selbst beeinflusst. Beim Entladen ergibt sich in der Regel eine höhere Spannung als beim Laden. Die Lade- und Entladeverluste sind somit von vielen Einflussfaktoren linear und nichtlinear abhängig und können durch eine entsprechende Hybridstrategie positiv beeinflusst werden [14].

$$Verluste \uparrow, \text{ wenn } \begin{cases} \text{Leistung } P \uparrow \implies \text{Stromstärke } I \uparrow \\ \text{SoC} \downarrow \implies \text{Zellspannung } U \downarrow \\ \text{Temperatur } T \uparrow \end{cases} \quad (2.43)$$

Die Batterie ist und wird auch in der Zukunft die Schlüsselkomponente bei Hybridsystemen bleiben, da sie im Vergleich zu fossilen Energieträgern eine vielfach niedrigere Energiedichte aufweist.

## 2.2.4 Hybridstrukturen

Hybridantriebe werden nach Art ihrer Antriebsaufteilung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor in drei Grundstrukturen unterteilt. In ein paralleles und serielles Konzept sowie einer Mischform (leistungsverzweigt) aus den Beiden. In Abbildung 2.8 sind die unterschiedlichen Strukturvarianten von Hybridantrieben ersichtlich. Der Aufbau der unterschiedlichen Konzepte und deren Vor- und Nachteile werden im Folgenden erläutert [1].

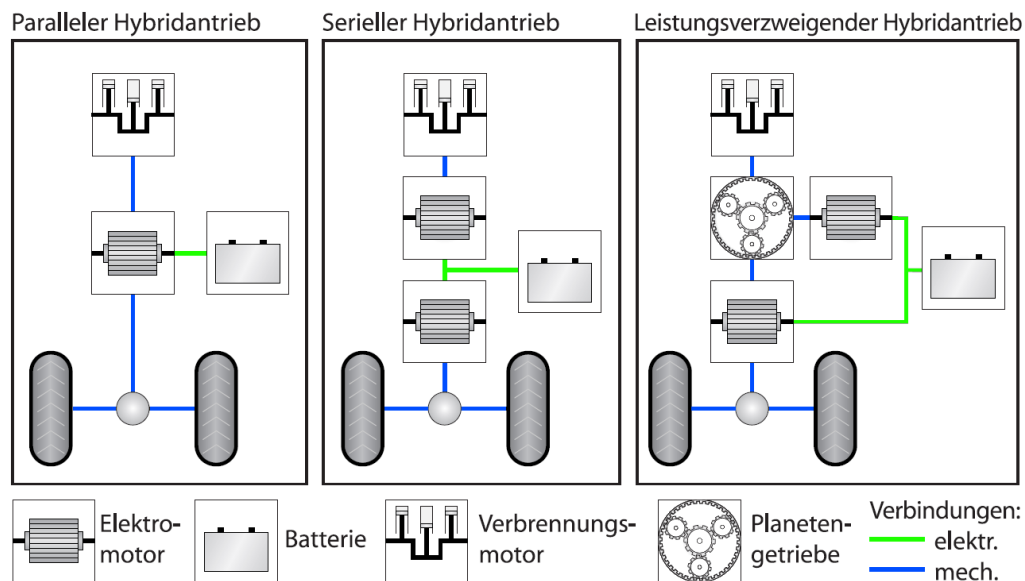


Abbildung 2.8: Strukturvarianten von Hybridantrieben [1]

Beim **parallelen Hybrid** sind Verbrennungsmotor und Elektromotor mechanisch auf einer Achse gekoppelt und können gemeinsam die geforderte Antriebsleistung aufbringen. Der Antriebsstrang besteht im Wesentlichen aus den beiden Motoren und einer Batterie als elektrischer Energiespeicher. Bei voll hybriden Systemen ist ein rein elektrischer, rein verbrennungsmotorischer oder ein kombinierter Antrieb beider Motoren möglich. Die Leistungsaddition beider Antriebe erlaubt eine kleinere Dimensionierung des Elektromotors. Der Elektromotor kann auch als Generator genutzt werden, um bei einem Momentenüberschuß des Verbrennungsmotors Energie in die Batterie zu speichern. Die Aufteilung der Antriebsleistung auf beiden Motoren ermöglicht die freie Wahl des motorischen Antriebsmoments und kann zur Verbrauchs- und Schadstoffreduktion ausgenutzt werden. Die einzelnen Freiheitsgrade dieses Konzepts werden im nächsten Abschnitt genauer beschrieben.

Der Antriebsstrang beim **seriellen Hybrid** ist durch die Reihenschaltung von Verbrennungsmotor, Generator und Elektromotor gekennzeichnet. Der Antrieb wird allein vom Elektromotor bewältigt. Der Verbrennungsmotor ist mit dem Generator gekoppelt, der die mechanische Energie in elektrische Energie für den Antrieb und zur Zwischenspeicherung



in einer Batterie wandelt. Der Elektromotor muss ausreichend groß dimensioniert werden, um die geforderte Antriebsleistung in allen Betriebsbereichen aufbringen zu können. Der Verbrennungsmotor kann aufgrund der mechanischen Entkopplung vom Antrieb in seinem optimalen Wirkungsgrad- oder Emissionsbereich betrieben werden. Nachteilig bei diesem Konzept ist der serielle Energiefluss (mechanisch  $\rightarrow$  elektrisch  $\rightarrow$  mechanisch) über Verbrennungsmotor, Generator, Zwischenspeicherung in der Batterie und Elektromotor, da jede Energiewandlung mit Verlusten (Wirkungsgradkette) verbunden ist.

Die Mischform zwischen seriell und parallel Hybrid wird als **leistungsverzweigter Hybrid** bezeichnet. Bei diesem äußerst komplexen System ist es möglich ein Teil der mechanischen Leistung direkt dem Antrieb zur Verfügung zu stellen. Die restliche Leistung wird über ein Planetengetriebe und zwei Elektromotoren auf den Antrieb sowie zur Batterie übertragen. Das Planetengetriebe ermöglicht eine leistungs- und drehzahlunabhängige Betriebspunktwahl des Verbrennungsmotor. Der mögliche direkte Energiefluss der mechanischen Leistung führt zu höheren Wirkungsgraden gegenüber seriellen Konzepten.

Die Möglichkeit zur Rekuperation der mechanischen Bremsenergie durch generatorische Wandlung in elektrische Energie und Speicherung in der Batterie ist bei allen drei Konzepten gegeben.

### 2.2.5 Freiheitsgrade paralleler Hybridsysteme

Ein paralleles Hybridsystem bietet gewisse Freiheiten bei der Wahl des verbrennungsmotorischen Betriebspunkts. Das Hauptaugenmerk ist auf die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen gerichtet.

Dabei können unterschiedliche Betriebszustände bzw. Betriebsarten definiert werden:

#### 1. Rein verbrennungsmotorischer Betrieb

Der Verbrennungsmotor muss die gesamte Antriebsleistung aufbringen, wohingegen sich der Elektromotor in einem stromlosen Leerlaufbetrieb befindet.

#### 2. Rein elektrischer Betrieb

Abhängig von der geforderten Antriebsleistung und dem aktuellen Ladezustand der Batterie ist ein rein elektrischer Betrieb mit dem Elektromotor bei geschleppter oder stillstehenden Verbrennungskraftmaschine möglich. Diese Betriebsart ist vor allem bei niedrigen Lastanforderungen und daraus resultierenden geringen verbrennungsmotorischen Wirkungsgraden sinnvoll. Ein Betrieb ohne Schadstoffemissionen wird dadurch ebenfalls möglich [35].

#### 3. Lastpunktverschiebung und Drehzahlabenkung

Bei einem konventionellen Antriebsstrang mit Stufengetriebe ist die Drehzahl des Verbrennungsmotors durch die Geschwindigkeit am Abtrieb und das Moment durch

die geforderte Leistung bestimmt. Durch eine geänderte Gangstufe des Getriebes kann der Betriebspunkt geändert werden. Diese Änderung erfolgt aber immer in diskreten Schritten, sofern es sich nicht um ein stufeloses Getriebe handelt. Des Weiteren kann sich der Betriebspunkt bei konstanter Antriebsleistung nur auf der Leistungshyperbel bewegen. Wird der Antriebsstrang mit einem Energiespeicher ausgestattet, ist eine Verschiebung außerhalb der Leistungshyperbel möglich. Bei Hybridsystemen kann man diese Tatsache nutzen, um das Moment des Verbrennungsmotors von niedrigen (niedrige Lasten) zu höheren Wirkungsgradbereichen anzuheben. Die überschüssige mechanische Energie wird generatorisch in elektrische Energie umgewandelt und in die Batterie zur Erhöhung des Ladezustands eingespeichert [1].

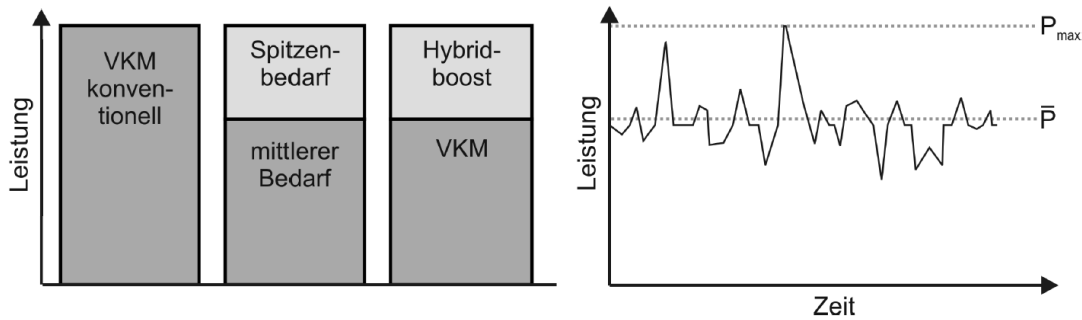
Weiteres Verbrauchspotential liegt in der Absenkung der Motordrehzahl, da diese maßgeblich für die mechanischen Verluste verantwortlich ist. Beim sogenannten „Downspeeding“ muss aber beachtet werden, dass eine ausreichende Dynamikreserve für schlagartige Lastanforderungen vorhanden ist.

#### 4. Rekuperation und Regeneration von Bremsenergie

Bei Hybridantrieben wird als Rekuperation die Rückgewinnung kinetischer oder potentieller Energie bei Verzögerungsmanövern und Bergabfahrten durch generatorische Umwandlung in elektrische Energie und anschließender Speicherung in der Batterie bezeichnet. Bei der Regeneration wird rekuperierte Energie aus dem Speicher entnommen und motorisch wieder in mechanische Energie gewandelt. Die daraus gewonnene Energie steht „kostenlos“ zur Verfügung und ist essentiell für die Höhe der absoluten Verbrauchseinsparung von Hybridsystemen. Die lange Wirkungsgradkette - Generator → Batterie laden → Batterie entladen → Elektromotor - kann diesen Vorteil aber beträchtlich verringern. Ein weiterer positiver Nebeneffekt ist die Entlastung und Schonung des mechanischen Bremssystems. Die Batterie muss ausreichend groß dimensioniert werden, um die auftretenden elektrischen Leistungen auch aufnehmen zu können [1].

#### 5. Elektrisches Assistieren („Boost“)

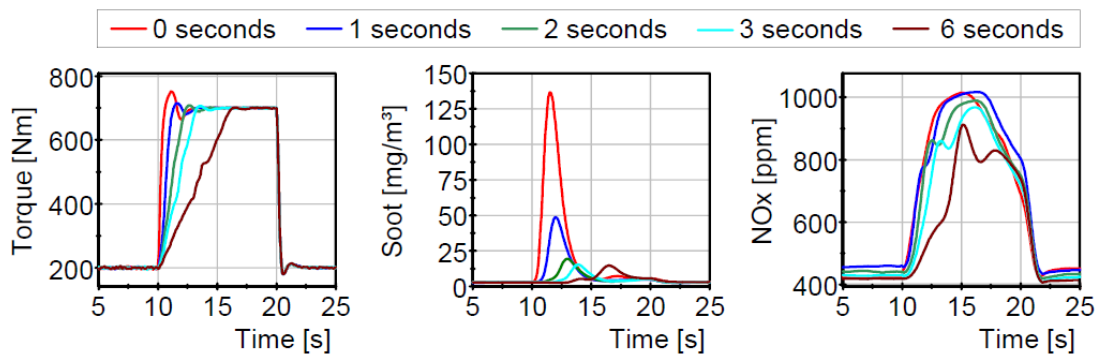
Beim elektrischen Assistieren werden hohe kurzzeitige Lastspitzen durch Antriebsunterstützung des Elektromotors bewältigt. Der Verbrennungsmotor kann dadurch in seinem optimalen Betriebsbereich gehalten werden. Durch diese Betriebsart ist eine Verringerung der installierten motorischen Leistung möglich, da nur mehr ein gewisser Grundbedarf abgedeckt werden muss. Der Spitzenbedarf wird vom elektrischem System kompensiert, siehe Abbildung 2.9. Die Vorteile eines sogenannten „Downsizing“ sind geringere Anschaffungskosten, eine motorische Effizienzsteigerung und die Reduktion von Bauraum und Gewicht [35].



**Abbildung 2.9:** Potential für „Downsizing“ im Leistungsvergleich (links) und Leistungsverlauf (rechts) [35]

## 6. Phlegmatisierung

Unter Phlegmatisierung wird die „Beruhigung“ der Verbrennungskraftmaschine verstanden. Hochdynamische Lastanforderungen führen zu transienten Motorbetriebsbedingungen (ungünstige Verbrennung) und aufgrund dessen zu höheren Kraftstoffverbräuchen und Schadstoffemissionen. Bei der Phlegmatisierung werden die hohen Gradienten des Motormoments durch elektrische oder generatorischer Unterstützung des Elektromotors gedämpft. Abbildung 2.10 verdeutlicht den Einfluss des Lastgradienten auf die Höhe der Schadstoffemissionen [8].



**Abbildung 2.10:** Lastsprungmessungen am Motorprüfstand [8]

### 2.2.6 Energiefluss im Hybridsystem

Die Energiebilanz des Hybridsystems gibt Aufschluss über die Energieverluste, den „Energiekonsum“ und die Möglichkeiten der „Energieproduktion“ zur Sicherstellung eines ausgeglichenen Ladezustands der Batterie. In Abbildung 2.11 sind die Energieflüsse eines parallelen Hybridantriebs dargestellt. Als „Energiekonsumenten“ werden alle Hybridbetriebszustände bezeichnet, in denen der Elektromotor motorisch betrieben wird und somit Energie aus der Batterie bezieht. Bei der „Energieproduktion“ wird der Elektromotor

generatorisch betrieben und wandelt die bereitgestellte mechanische Energie der Verbrennungskraftmaschine  $\Delta\dot{Q}_B$  sowie aus Rekuperationsvorgängen  $\dot{E}_{rek}$  in elektrische Energie um. Die Verlustenergien werden als Wärme  $\dot{Q}_W$  an die Umgebung abgegeben oder durch Kühlmedien abgeführt. Die „Energieproduktion“ muss langfristig mit dem „Energiekonsum“ im Gleichgewicht bleiben. Dies wird durch die unterschiedlichen Freiheitsgrade des Hybridsystems ermöglicht. Bei der Lastpunktverschiebung  $\dot{Q}_{LPV}$  und teilweise auch bei der generatorischen Phlegmatisierung  $\dot{Q}_{Phleg}$  wird Energie in die Batterie eingespeichert. Im Gegensatz dazu sind der rein elektrische Betrieb  $P_{eleDrive}$ , der elektrische „Boost“  $P_{Boost}$  und die motorische Phlegmatisierung  $P_{Phleg}$  Energieverbraucher und führen zu einer Entladung der Batterie. Das Energiemanagement des Hybridsystems hat nun die Aufgabe das Energiegleichgewicht durch Optimierung der Zielfunktionen des Gesamtsystems unter Einhaltung aller Randbedingungen herzustellen [10].

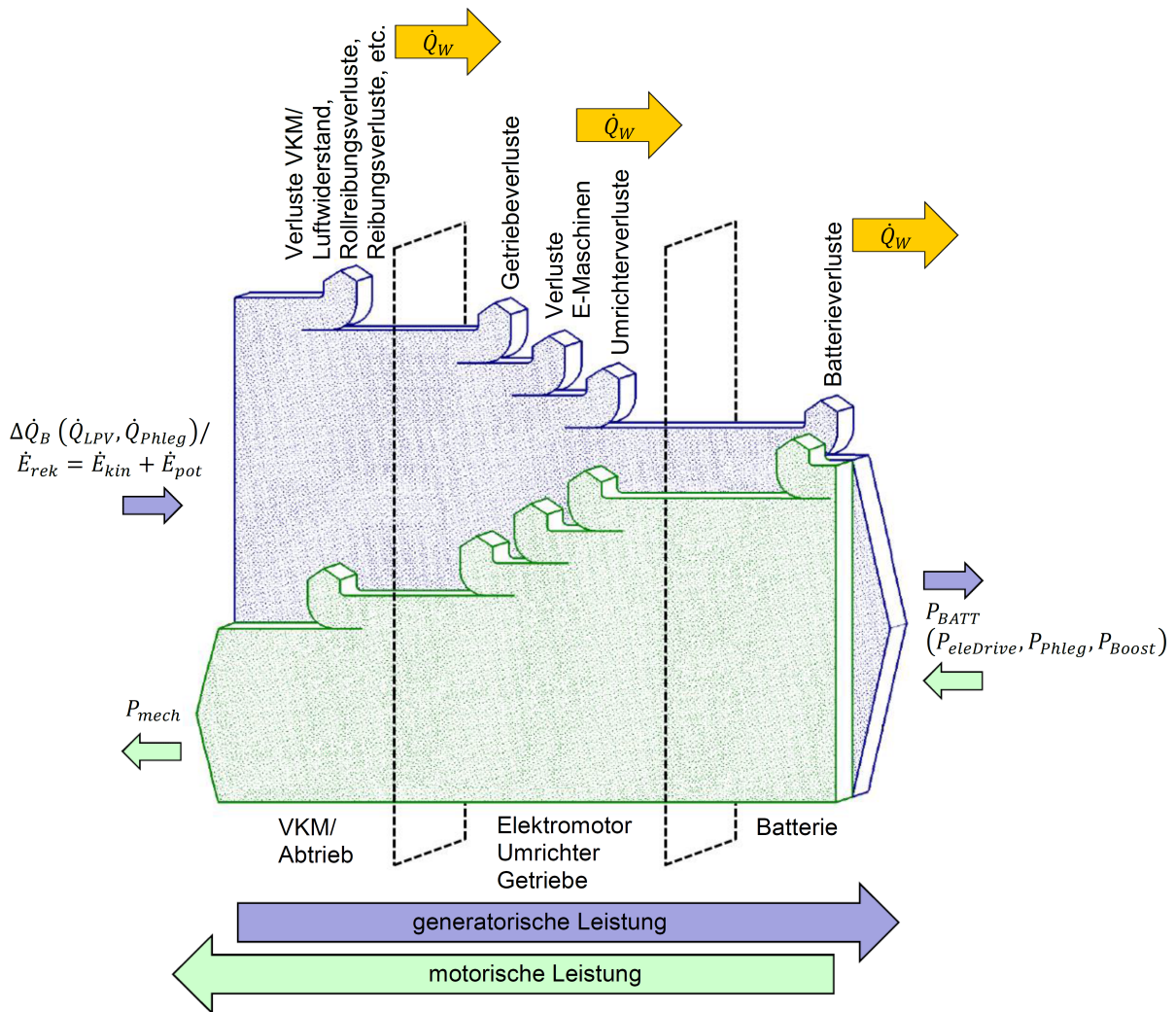


Abbildung 2.11: Energieflussdiagramm für Lade- und Entladvorgang [41]

Der Anteil der eingebrachten Kraftstoffenergie für die Erhöhung des Ladezustands der Batterie wird bei einem Lade- und anschließenden Entladevorgang durch die Wirkungsgrade der einzelnen Energiewandlungs und -übertragungsprozesse vermindert. Die gesamte Wirkungsgradkette für einen Lade- und Entladevorgang der Batterie ist in Gleichung 2.44 angeführt. Für eine Verbrauchseinsparung gegenüber konventionellen Antrieben müssen die zusätzlichen Verluste durch einen effizienteren verbrennungsmotorischen Betrieb mehr als nur ausgeglichen werden.

$$\eta = \overbrace{\eta_{e,VKM} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{B-Lade}}^{Laden} \cdot \overbrace{\eta_{B-Entlade} \cdot \eta_{mot}}^{Entladen} \quad (2.44)$$

## 2.3 Betriebsstrategie

Als Betriebsstrategie wird allgemein eine Methode bezeichnet, die unter Berücksichtigung von vorgegeben Zielen, äußeren Anforderungen sowie Randbedingungen einen gewünschten Zustand von Maschinen und deren Aggregate durch Steuer- und Regelbefehle einstellt. Die Betriebsstrategie wird üblicherweise auf einem elektronischen Steuergerät als Code implementiert [35]. Ziele der Hybrid-Betriebsstrategie sind die Minimierung des Kraftstoffverbrauchs sowie die Minimierung der Schadstoff- und Geräuschemissionen. Bei Definition von mehreren Zielen müssen diese entsprechend ihrer Priorität gewichtet werden, um Konflikte bei gegenläufigen Forderungen zu vermeiden. Unter äußeren Anforderungen werden die Drehmoment- und Drehzahlanforderung an den Antrieb verstanden. Randbedingungen sind unter anderem der Ladezustand der Batterie, Temperaturgrenzen, Betriebstemperaturen der emissionsrelevanten Bauteile sowie Drehmoment- und Drehzahlgrenzen. Der Steuer- und Regelalgorithmus der Betriebsstrategie legt in Abhängigkeit der genannten Ziele, äußeren Anforderungen und Randbedingungen den Betriebszustand und die Leistungsaufteilung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor („Torque Split“) fest.

Bei Hybridantrieben bestimmt die Betriebsstrategie im Wesentlichen über die effektive Kraftstoffeinsparung gegenüber konventionellen Antrieben. Die theoretisch mögliche Kraftstoffeinsparung wird von der Effizienz der einzelnen Systemkomponenten und der möglichen Nutzung von Rekuperationsphasen vorgeben. Dabei kann eine ungünstig gewählte Hybridstrategie auch zu einem Mehrverbrauch gegenüber dem konventionellen Antrieb führen [35].

Nach Art der Umsetzung der Betriebsstrategie können zwei Basis-Betriebsstrategien unterschieden werden:

### 2.3.1 Regelbasierte Betriebsstrategie

Die regelbasierte Betriebsstrategie entscheidet durch vorher festgelegte Regeln über den Betriebszustand und die Leistungsaufteilung zwischen den Antrieben. Die Regeln können statisch oder dynamisch unter Berücksichtigung der Randbedingungen definiert werden. Diese Betriebsstrategie lässt sich durch ihren einfachen Aufbau sehr gut in ein Steuergerät implementieren. Die großen Vorteile sind vor allem der wenig rechenintensive Regelalgorithmus und die relativ einfache Umsetzung. Nachteilig ist die suboptimale Regelung von Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor in Bezug auf die definierten Ziele. Die Regelparameter werden meist in Simulationsrechnungen anhand von repräsentativen Fahrprofilen oder Einsatzzyklen zur Steigerung der Energieeffizienz offline optimiert. Bei der Optimierung ist es wichtig, neben der Verbrennungskraftmaschine, die gesamte Wirkungskette über die Energiewandlung im Elektromotor, das Laden der Batterie, das spätere Entladen und die erneute Energieumwandlung miteinzubeziehen [34].

Im Folgenden werden einige Beispielstrategien erläutert [35].

- **Ein-Punkt-Betrieb**

Beim Ein-Punkt-Betrieb wird der Verbrennungsmotor innerhalb der Ladezustandsgrenzen ausschließlich in seinem Verbrauchsoptimum betrieben. Lastanforderungen, die über oder unter der Leistung des verbrennungsmotorischen Bestpunkts liegen, müssen vom Elektromotor generatorisch oder motorisch ausgeglichen werden. Des Weiteren muss ein stufenloses Getriebe die Drehzahlanforderung des Abtriebs auf die Motordrehzahl im Bestpunkt übersetzen. Werden die SoC-Grenzen der Batterie erreicht, kommen Lade- und Entladestrategien zur Anwendung. In diesen Betriebsphasen befindet sich der verbrennungsmotorische Betriebspunkt auch außerhalb des Verbrauchsoptimums. Diese Betriebsstrategie eignet sich in erster Linie zur Ermittlung eines Grenzpotentials und ist für den realen Einsatz in der Regel ungeeignet. Der Grund dafür ist, dass der Elektromotor und die Batterie auf die mitunter hohen Lastspitzen dimensioniert werden muss.

- **Kennlinienbetrieb**

Der Kennlinienbetrieb ist eine Erweiterung des Ein-Punkt-Betriebs. Das Betriebskennfeld (Drehmoment über Drehzahl) des Verbrennungsmotors wird auf eine Drehzahl-Drehmomenten-Linie reduziert. Die Betriebspunkte der Kennlinie werden in Bezug auf Kraftstoffverbrauch oder Schadstoffemission festgelegt. So wird beispielsweise im Motorkennfeld für jede Leistungshyperbel das Drehmoment mit dem geringsten spezifischen Verbrauch ermittelt und zu einer Kennlinie (Linie geringsten spezifischen Verbrauchs) verbunden, wie Abbildung 2.12 zeigt. Innerhalb der Leistungsgrenzen von Elektromotor und Batterie kann der Verbrennungsmotor auf dieser Linie betrieben werden und erzeugt die Antriebsleistung somit in seinem bestmöglichen Betriebszustand. Lade- und Entladestrategien gewährleisten die Einhaltung der SoC-Grenzen der Batterie.

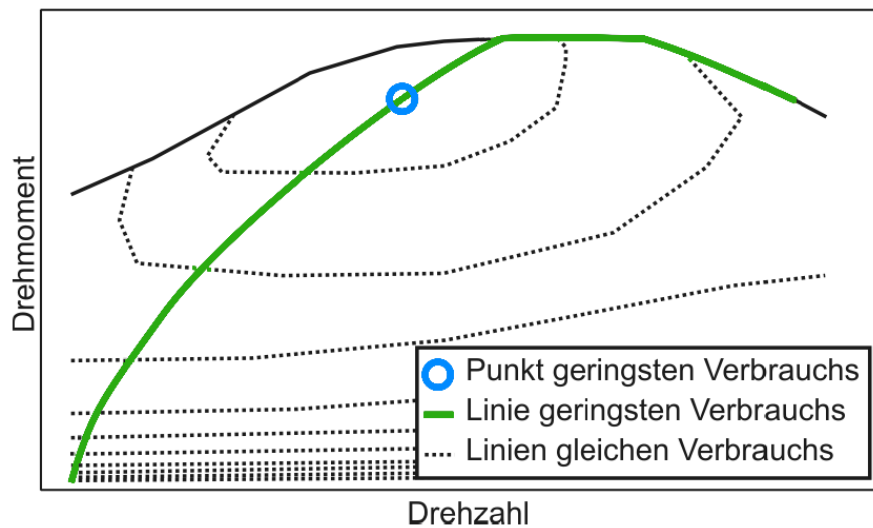
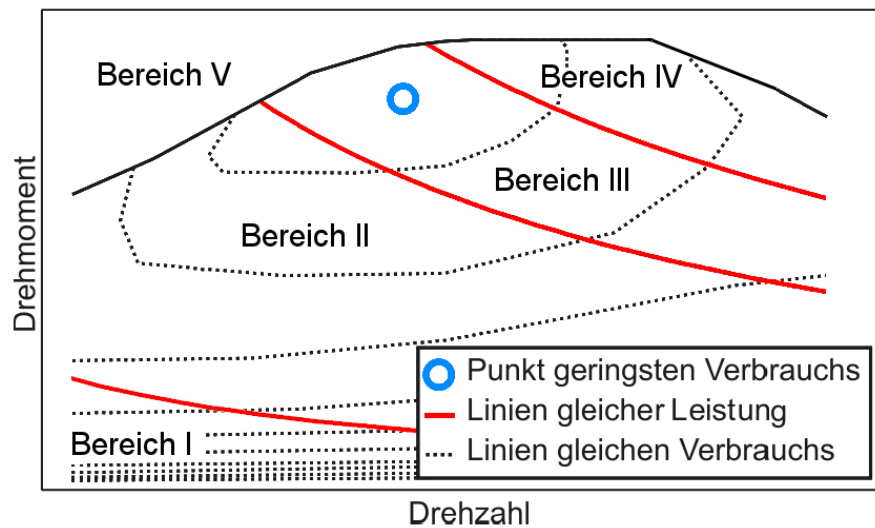


Abbildung 2.12: Verbrauchskennfeld mit Linie und Punkt geringsten Verbrauchs [35]

- **Kennfeldzonen-Strategie**

Bei dieser Betriebsstrategie wird das Drehmoment-Drehzahl-Bedarfskennfeld (Abbildung 2.13) der Antriebsseite unter energetischen oder emissionsrelevanten Gesichtspunkten in verschiedene Zonen (Bereiche), z.B. Leistungsgrenzen, eingeteilt, die über die Leistungsaufteilung zwischen den Antrieben entscheidet. Beispielsweise wird der Antrieb bei niedrigen Leistungen rein elektrisch, bei mittleren Leistungen durch Kombination der beiden Antriebe und bei höheren Leistungen rein verbrennungsmotorisch oder elektromotorisch unterstützt betrieben. Zusätzlich werden noch Lade- und Entladestrategien definiert, welche bei Erreichen der Ladezustandsgrenzen der Batterie die Zonen und Betriebsbereiche der Antriebe ändern. An der oberen SoC-Grenze wird die Batterie durch vermehrten elektromotorischen Betrieb entladen und an der unteren SoC-Grenze durch höhere Lastpunktverschiebemomente der Verbrennungskraftmaschine generatorisch aufgeladen. Die obere Grenze muss aber so gewählt werden, dass mögliche Rekuperationsenergie immer noch zusätzlich in die Batterie eingespeichert werden kann. Wenn der Antriebsstrang über ein stufenloses Getriebe verfügt, kann die Motordrehzahl ebenfalls über Kennlinien (Drehzahl-Leistung) oder Kennfelder angepasst werden.



**Abbildung 2.13:** Verbrauchskennfeld mit Leistungsbereichen und Punkt geringsten Verbrauchs [35]

### 2.3.2 Modellprädiktive Regelung

Die Idee der modellprädiktiven Regelung (Model Predictive Control, MPC) ist die online Optimierung der Betriebszustände von Verbrennungsmotor und Elektromotor innerhalb eines gewissen Prädiktionshorizonts. Zukünftige Last- und Drehzahlanforderungen werden mit Systemen zur Erkennung des Fahrprofils (GPS, Radar, Video etc.) oder von wiederholenden Zyklen (Autokorrelation) über einen zeitlichen Horizont (Prädiktionshorizont) prädiziert. Mit den Methoden zum algorithmischen Lösen von Optimierungsproblemen (Dynamic Programming) wird anhand eines Antriebsstrangmodells und den vorabdefinierten Zielfunktionen bzw. Kostenfunktionen (Verbrauch, Schadstoffemission) unter Einhaltung aller Randbedingungen der optimale Stellgrößenverlauf bestimmt. Nachteilig bei dieser Methode ist der rechenintensive Algorithmus und die Abhängigkeit der Betriebsstrategie von der Genauigkeit der Prädiktionsdaten sowie der Modellierungstiefe des Antriebsstrangs [34].

## 2.4 „Hardware in the Loop“ (HiL)

In einem frühen Stadium der Entwicklungsphase von Hybridsystemen mit Verbrennungskraftmaschine ist die Prognose von Verbrauch und Schadstoffemissionen für den Vergleich unterschiedlicher Antriebstrangkonfigurationen oder Betriebsstrategien wichtig. Die Simulation des gesamten Antriebstrangs durch Modellierung der einzelnen Systemkomponenten bietet dafür schon gute Ansätze. Das nichtlineare Verhalten des Verbrennungsmotors und der komplexe Verbrennungs- und Schadstoffentstehungsprozess sind durch die Simulation aber noch nicht exakt darstellbar. Die Durchführung von experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand kann damit nicht ersetzt werden [18].



Liegen einzelne Systemkomponenten des Antriebsstrangmodells als reale Bauteile vor, können diese im Rahmen einer sogenannten HiL-Simulation in den Regelkreis eingebunden werden. Bei Kombination des realen Hybridantriebs (VKM, E-Maschine, Batterie) mit der virtuell vorliegenden Hybridsteuerung (HCU) können exakte Aussagen über den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen getroffen werden. Das Simulationsmodell muss für den Einsatz auf einer HiL-Plattform allerdings echtzeitfähig sein.

Weitere Anwendungsgebiete der HiL-Simulation sind, neben der Entwicklung von Systemen zur Regelung des Motors (ECU), des Hybridantriebs (HCU) sowie des Getriebes (TCU), die Optimierung von Turboladern oder der Abgasrückführung [29].

## 2.5 SCR-Katalysator

Stickoxide  $\text{NO}_x$  entstehen durch Oxidation von Stickstoff  $\text{N}_2$  bei sehr hohen Temperaturen während des Verbrennungsprozesses. Innermotorisch wird fast ausschließlich das Atem- und Reizgift Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$  gebildet, welches in der Atmosphäre unter Einwirkung von Sonnenlicht zu Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$  oxidiert.  $\text{NO}$  und  $\text{NO}_2$  werden als sogenannte Ozonvorläufer bezeichnet, da sie maßgeblich an der Bildung des bodennahen Ozons  $\text{O}_3$  verantwortlich sind. Die gesundheits- und umweltschädlichen Stickoxidemissionen werden bei Verbrennungskraftmaschinen einerseits durch innermotorische Maßnahmen und andererseits durch Abgasnachbehandlungssysteme gesenkt [15].

Innermotorische Maßnahmen zur  $\text{NO}_x$ -Reduktion (AGR, Verbrennungslage etc.) wirken sich teilweise negativ auf den indizierten Wirkungsgrad aus und führen somit zu einem höheren Kraftstoffverbrauch. Die Hersteller von Nutzfahrzeugen und mobilen Arbeitsmaschinen verzichten daher immer öfter auf innermotorische Maßnahmen und optimieren den Verbrennungsprozess vor allem für niedrige Partikel- und Kohlenwasserstoffemissionen. Die hohen  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen werden durch ein nachgeschaltetes Abgasnachbehandlungssystem reduziert.

SCR-Katalysatoren haben sich in den letzten Jahren im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen aufgrund ihrer hohen Konvertierungsraten gegenüber den anderen Systemen durchgesetzt. Bei diesem System wird ein Reduktionsmittel (Ammoniak  $\text{NH}_3$ ) vor dem Katalysator eingedüst. Die Stickoxide  $\text{NO}_x$  und das Reduktionsmittel werden im Reduktionskatalysator selektiv zu elementarem Stickstoff und Wasserdampf umgewandelt. Die Reaktionsgeschwindigkeit in der SCR-Stufe wird maßgeblich von der Katalysatortemperatur  $T_{\text{SCR}}$  bestimmt. Abbildung 2.14 zeigt die  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsrate als Funktion der Temperatur. Bei niedrigen Temperaturen ist die Umsatzrate noch relativ niedrig. Erst im mittleren Temperaturbereich wird eine hohe Umsetzungsrate von über 90 % erreicht, die über einen breiten Temperaturbereich aufrecht erhalten bleibt. Oberhalb von ca. 450 °C setzt eine Oxidation des Reduktionsmittels zu Luftsauerstoff ein, weshalb die Konvertierungsrate wieder abnimmt. Nach Kaltstartphasen, längeren Leerlaufphasen oder Niederlastphasen ist es notwendig die Betriebstemperatur des Katalysators mit geeigneten Warmlaufstrategien oder Heizmaßnahmen schnellst möglich zu erreichen [16].

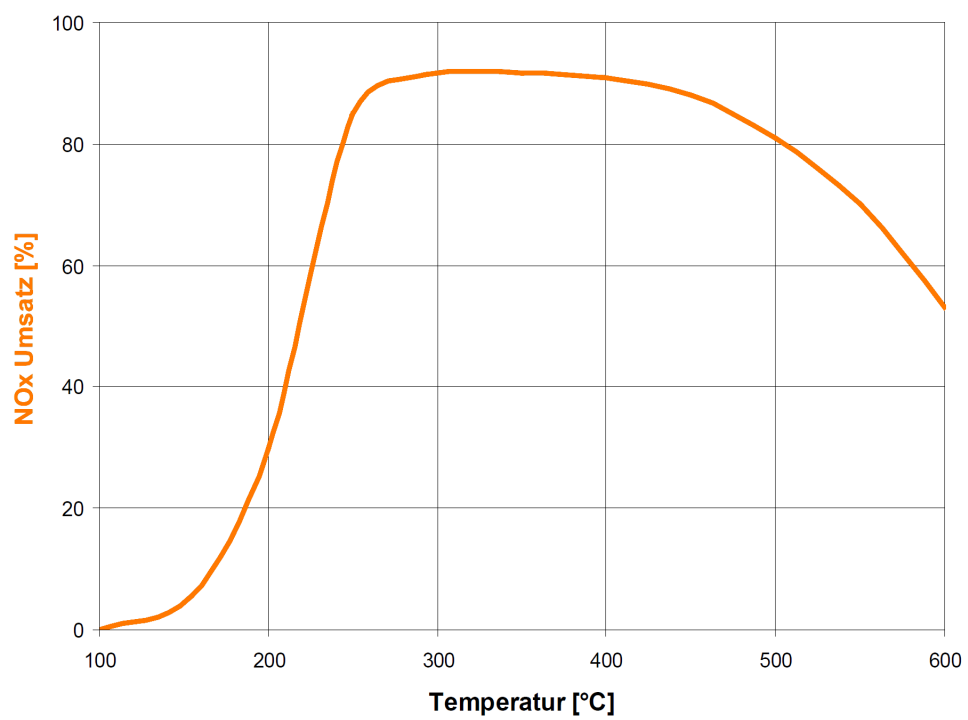
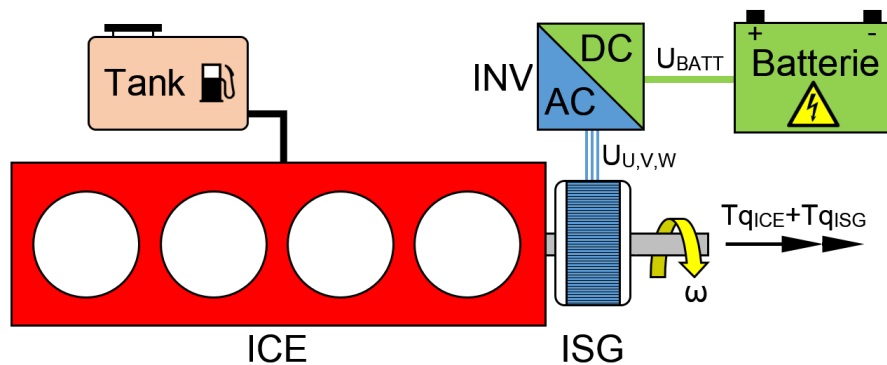


Abbildung 2.14: NO<sub>x</sub>-Konvertierungsrate über der Temperatur [16]

### 3 Analyse

Bei dem untersuchten Hybridsystem für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen handelt es sich um einen Parallelhybridantrieb mit Verbrennungskraftmaschine, Elektromotor (Drehstrommaschine) und einer Batterie. Abbildung 3.1 zeigt den schematischen Aufbau des Hybridantriebs. Der Elektromotor ist direkt mit der Kurbelwelle der Verbrennungskraftmaschine (**I**nternal **C**ombustion **E**ngine, ICE) gekoppelt und wird daher auch als integrierter **S**tarter-**G**enerator (ISG) bezeichnet. Die Trägheit der Schwungmasse wird durch die Trägheit des ISG-Rotors ersetzt. Die wesentlichen Vorteile dieser Ausführung im Vergleich zu Systemen mit zusätzlicher Kupplung sind die Kosten- und Gewichtseinsparung, die kompaktere Bauweise und die geringere Anzahl an Verschleißteilen [32]. Aufgrund der starren Kopplung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Starter-Generator drehen die beiden Antriebe immer mit derselben Drehzahl. Die Verbrennungskraftmaschine wird daher auch in Rekuperationsphasen und rein elektrischen Betriebsphasen mitgeschleppt und reduziert durch die Schleppverluste (mechanische Reibung, Ladungswechselverluste) das tatsächliche Einsparungspotential des Hybridsystems. Der Inverter (INV) als Teil der Leistungselektronik wandelt im generatorischen Betrieb die dreiphasige Wechselspannung  $U_{u,v,w}$  der Drehstrommaschine in die benötigte Gleichspannung  $U_{BATT}$  der Batterie um. Im motorischen Betrieb wird die von der Batterie zur Verfügung gestellte Gleichspannung in eine dreiphasige Wechselspannung zur Versorgung der Drehstrommaschine gewandelt.



**Abbildung 3.1:** Schema des diesel-elektrischen Parallelhybridantriebs

Im Folgenden werden die verwendeten Teilsysteme ICE, ISG und Batterie anhand ihrer technischen Daten etwas näher erläutert. Des Weiteren werden real gemessene Arbeitszyklen analysiert. Abschließend werden die relevanten Randbedingungen („Constrains“) für die Erstellung einer geeigneten Hybrid-Betriebsstrategie dargestellt.

## 3.1 Versuchsträger

### 3.1.1 ICE

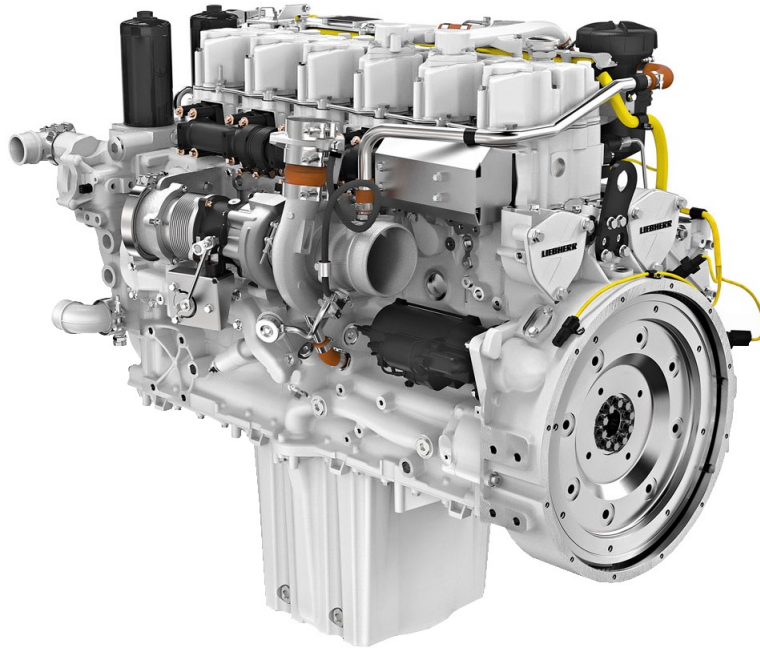
Als Ausgangs- und Vergleichsbasis dient ein 6-Zylinder Reihen-Dieselmotor (Abbildung 3.2) mit einer Nennleistung von 270 kW aus dem Hause eines Baumaschinenherstellers. Der Versuchsmotor verfügt über eine einstufige Abgasturboaufladung mit Wastegate-Regelung, Ladeluftkühlung und einem SCR-Katalysator als Abgasnachbehandlungssystem. Mit dieser Konfiguration erfüllt der Motor die derzeit gültigen Emissionsgrenzwerte der Emissionsstufe EU Stufe IV bzw. US Tier 4f in der Leistungsklasse von 130 bis 560 kW und wird als Antrieb in unterschiedlichen mobilen Arbeitsmaschinen, wie Radlader, Reachsteaker, Raupenbaager etc. eingesetzt.

Die wichtigsten Motorkenndaten sind Tabelle 3.1 zu entnehmen:

**Tabelle 3.1:** Technische Daten ICE [25]

Technische Daten	Einheit	ICE
<b>Bauart</b>		Reihen-Dieselmotor
<b>Zylinderzahl</b>	-	6
<b>Nenndrehzahl</b>	min <sup>-1</sup>	1800-2100
<b>Niedrigste Leerlaufdrehzahl</b>	min <sup>-1</sup>	610
<b>Leistung max.</b>	kW	300
<b>bei Drehzahl</b>	min <sup>-1</sup>	2000
<b>Drehmoment max.</b>	Nm	2000
<b>bei Drehzahl</b>	min <sup>-1</sup>	1600
<b>Bohrung</b>	mm	122
<b>Hub</b>	mm	150
<b>Hubraum</b>	dm <sup>3</sup>	10.52
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	-	17.5:1
<b>Turbolader</b>		Waste Gate Turbolader
<b>Aufladestufen</b>		einstufig
<b>EGR- System</b>		nicht vorhanden
<b>Abgasnachbehandlung</b>		SCR-Katalysator <sup>a</sup>
<b>Motorgewicht trocken</b>	kg	1.214
<b>Abgasemission nach 97/68 EC resp. EPA CARB</b>		EU Stufe IV/ US Tier 4f

<sup>a</sup> Inklusive Katalysator zur CO- und HC-Oxidation



**Abbildung 3.2:** 6-Zylinder Reihen-Dieselmotor [19]

#### 3.1.2 ISG

Bei dem Starter-Generator ISG handelt es sich um eine permanent erregte Synchronmaschine (PSM) mit einer elektrischen Nennleistung von 70 kW bei einer Drehzahl von  $1600 \text{ min}^{-1}$  und einer Spannung von 630 V. Permanent erregte Synchronmaschinen erzielen aufgrund der Verwendung von Permanentmagneten zur Erzeugung des Erregerfeldes auch im Teilastbereich hohe Wirkungsgrade. Damit ist der Einsatz von PSM in Hybridsystemen, trotz der höheren Anschaffungskosten (höhere Material- und Fertigungskosten) gegenüber Asynchronmaschinen gerechtfertigt [32]. Der verwendete Starter-Generator ist mit einem integrierten Kühlsystem zur Abfuhr der Verlustwärme ausgestattet.

Das dreidimensionale Wirkungsgradkennfeld von Starter-Generator und Leistungselektronik (Inverter) wird durch Messung von stationären Betriebspunkten unter Variation von Drehmoment ( $T_{Q_{ISG}}$ ), Drehzahl ( $n$ ) und der Spannung ( $U_{\text{Batt}}$ ) ermittelt und in Abhängigkeit dieser Größen dargestellt. In Abbildung 3.3 sind zwei Wirkungsgradkennfelder der verwendeten permanent erregten Synchronmaschine inklusive Inverter bei unterschiedlichen konstanten Spannungsniveaus (550 V, 650 V) gegenübergestellt. Die Kennfelder enthalten auch den Überlastbereich in dem ein Betrieb des Elektromotors, aufgrund der erhöhten thermischen Belastung, nur kurzzeitig möglich ist. Die Statortemperatur wird daher mit vielen am Umfang verteilten Thermoelementen gemessen und überwacht. Mit Erhöhung der Spannung verschiebt sich der Feldschwächbereich (konstante Maximalleistung) und der maximale Wirkungsgrad zu höheren Drehzahlen. Der Starter-Generator mit

Inverter erreicht ab einer Drehzahl von  $900 \text{ min}^{-1}$  und einem Drehmoment von  $\pm 200 \text{ Nm}$  Systemwirkungsgrade zwischen 92 und 95 %.

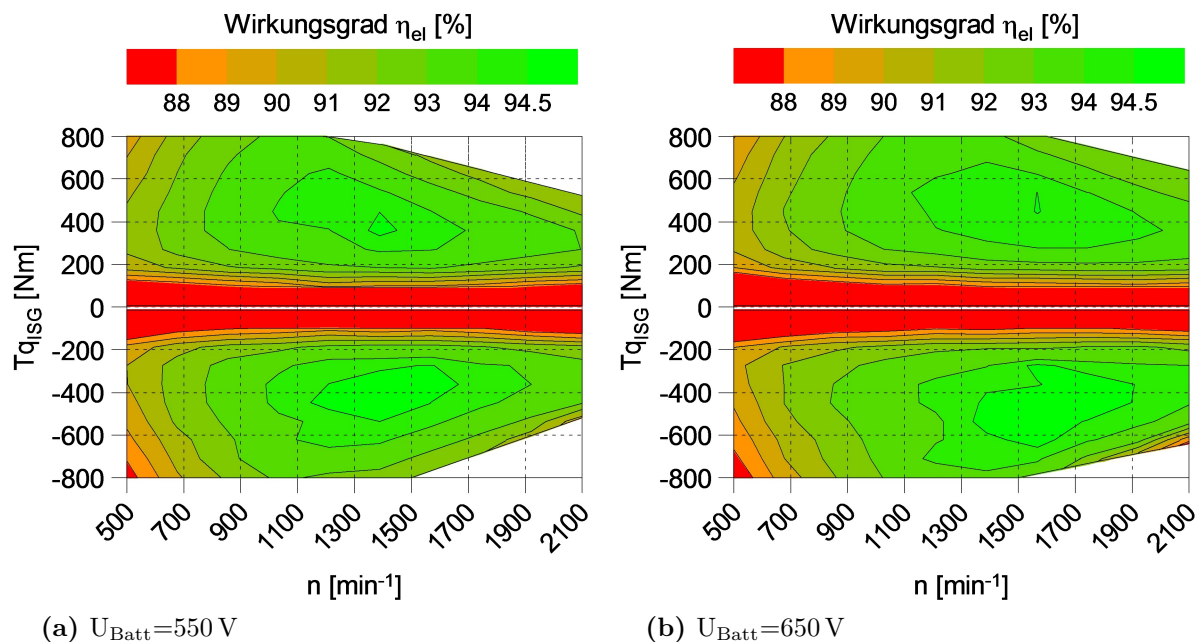


Abbildung 3.3: Wirkungsgradkennfeld ISG [28]

Die wichtigsten Motorkenndaten sind Tabelle 3.2 zu entnehmen:

Tabelle 3.2: Technische Daten ISG

Technische Daten	Einheit	ISG
Bauart		permanenterrregte Synchronmaschine PSM
Nennspannung	V	630
Nenndrehzahl	$\text{min}^{-1}$	1600
Dauerleistung	kW	80
Dauermoment	Nm	520
Überlastleistung	kW	120
Überlastmoment	Nm	800
Strom max.	A	$\pm 200$

#### 3.1.3 Batterie

Als sekundärer Energiespeicher dient eine Lithium-Eisenphosphat-Batterie ( $\text{LiFePO}_4$ ) mit einer Nennzellspannung von 3.3 V. Die in Serie und parallel geschalteten Zellen ergeben eine Gesamtspannung von 630 V und einen nominell verfügbaren Energieinhalt von 5.36 kWh. Die Batterie kann kurzzeitig elektrische Leistungen von bis zu 120 kW abgeben bzw. speichern. Die Zelltemperatur wird aus Gründen der Batterielebensdauer (thermische Belastung, Alterungsprozesse) und zur Minimierung des Batterieinnenwiderstands gemessen und durch ein eigenes Kühlsystem auf ca. 40 °C geregelt.

Fertigungstoleranzen führen zu geringfügigen Schwankungen im Innenwiderstand und in der Kapazität zwischen den Zellen. Aufgrund dessen werden die Zellen unterschiedlich ent- und geladen und können unter Umständen kritische Ladungszustände bzw. Zellspannungen (Über- oder Tiefentladebereich) erreichen. Dieser Effekt wird auch als Zelldrift („disbalanced system“) bezeichnet. Die über- oder tiefentladenen Zellen altern schneller als die restlichen Zellen und schädigen dadurch die gesamte Batterie. Des Weiteren wird die Berechnung des aktuellen Ladezustands *SoC* mit der Anzahl unausgeglichener Zellen zunehmend verfälscht. Integrierte Balancerschaltungen sorgen für einen Ausgleich der Zellspannungen und verhindern somit eine zu starke Zelldrift. Dafür wird neben der Klemm- und Packspannung auch jede einzelne Zellspannung mitgemessen. Der Klemmstrom wird als entscheidende Einflussgröße auf den Wirkungsgrad und den Alterungsprozess der Batterie gemessen [32].

Die Batterie verfügt über ein eigenes Steuergerät auf dem ein Batterie Management System (BMS) implementiert ist. Wichtige Aufgaben des BMS sind [21]:

- Überwachung der Zelltemperaturen, Zellspannungen- und ströme sowie Isolationsüberwachung
- Ansteuerung bzw. Koordination der Balancerschaltungen sowie Zu- und Abschaltung der Pole (Relais)
- Kommunikation mit den verschiedenen Steuergeräten im Hybridverbund
- Sichere Abschaltung der Batterie bei hohen Leckströmen, Über- oder Unterspannung sowie Über- oder Untertemperatur
- Datenaufzeichnung der gemessenen Kenngrößen

Eingebettete Simulationsmodelle ermitteln in Echtzeit den aktuellen Ladezustand *SoC* und den Alterungszustand *SoH* der Batterie. Bei Erreichen der *SoC*-Grenzen limitiert das BMS die Höhe der Lade- ( $I \leq 0$ ) oder Entladeströme ( $I > 0$ ) („Derating“) und verhindert somit eine schädliche Über- oder Tiefentladung [32].

Abbildung 3.4 verdeutlicht die Abhängigkeit der Verlustleistung  $P_{\text{Verlust}}$  einer Zelle von dessen Ladezustand *SoC* und der Stromstärke  $I$  bei einer konstanten Zelltemperatur von 40 °C. Darin ist die Verlustleistung auf die maximale Verlustleistung des dargestellten *SoC*- und Strom-Bereichs bezogen. Mit sinkendem Ladezustand und hohen Strömen steigt der

Innenwiderstand  $R_i$  der Zelle, wodurch die Verlustleistung zunimmt. Darüber hinaus geht die Stromstärke quadratisch in die Berechnung der Verlustleistung ( $P = R_i \cdot I^2$ ) ein und steigert diese bei Erhöhung überproportional.

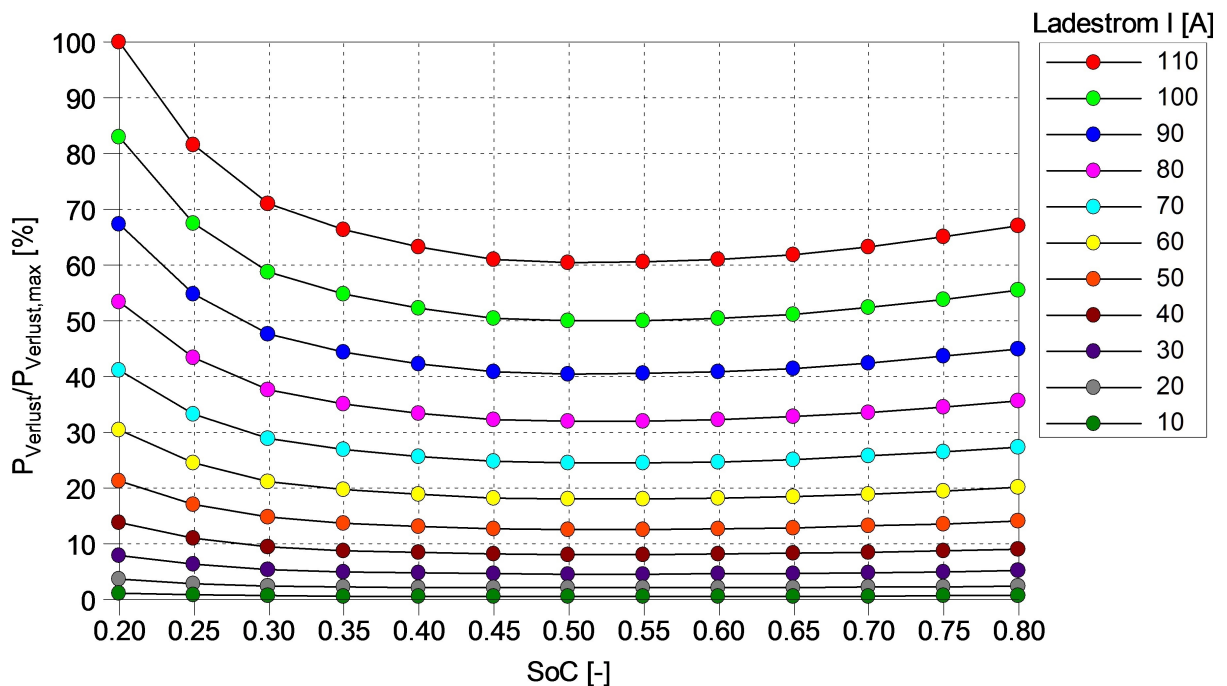


Abbildung 3.4: Abhängigkeit der Verlustleistung vom Ladezustand und der Stromstärke

Die wichtigsten Batteriekennndaten 3.3 sind Tabelle zu entnehmen:

Tabelle 3.3: Technische Daten Batterie

Technische Daten	Einheit	BATT
Bauart		Lithium-Eisenphosphat
Zellenanzahl	-	384
Nennspannung	V	630
Nennkapazität	Ah	8.5
Energieinhalt	kWh	5.36
Dauerleistung	kW	30 (für eine h)
Leistung max.	kW	120
Strom max	A	±200
Gewicht	kg	220
Konditionierung		flüssigkeitsgekühlt



## 3.2 Analyse real gemessener Arbeitszyklen

Die Anwendbarkeit des Hybridkonzepts auf mobile Arbeitsmaschinen kann nur unter Kenntnis aller an den Hybridantrieb gestellten Anforderungen gewährleistet werden. Die Anforderungen sind in erster Linie vom Maschinentyp (Radlader, Bagger, Walze etc.) und der jeweiligen Arbeitsaufgabe abhängig. Detaillierte Informationen über den Maschineneinsatz bieten Messdaten aus Feldversuchen unter realen Arbeitsbedingungen. Dafür werden in der Regel Versuchsfahrzeuge mit entsprechenden Messgeräten ausgestattet und mehreren Maschinenbetreibern für die Erfassung unterschiedlicher Arbeitszyklen zur Verfügung gestellt. In der vorliegenden Arbeit werden die Untersuchungen anhand von real gemessenen Radladerzyklen durchgeführt. Die Arbeitszyklen wurden im Vorfeld vom Maschinenhersteller erhoben und stammen aus Messfahrten in verschiedenen Betrieben (Schotterwerk, Kieswerk, ...).

Der untersuchte Radlader (Leistungsklasse 230 kW) besitzt zur Leistungswandlung und -übertragung ein hydrostatisches Getriebe mit zwei getrennten Kreisläufen für die Fahr- und Arbeitshydraulik. Abbildung 3.5 zeigt als Beispiel und zur Veranschaulichung den Radladerantrieb „2plus2“ von LIEBHERR. Schrägscheiben-Verstellpumpen (VP) wandeln die bereitgestellte mechanische Motorleistung in Druckenergie um. Für den Fahrtrieb wird die Druckenergie mittels Axialkolbenpumpen (M1, M2) wieder in mechanische Rotationsenergie umgewandelt und über ein zwischengeschaltetes Getriebe an die Räder übertragen. Vor- und Rückwärtsfahrten werden durch Förderrichtungswechsel der Schrägscheiben-Verstellpumpe realisiert. Stufenlose hydrostatische Fahrtriebe zeichnen sich vor allem durch einen verbesserten Komfort für den Maschinenführer, einer erhöhten Produktivität und einem hohen Automatisierungsgrad aus. Die Arbeitsleistung wird von Hydraulikzylinder (Hub- und Kippzylinder) durch Wandlung der Druckenergie in Bewegungsenergie aufgebracht [10].

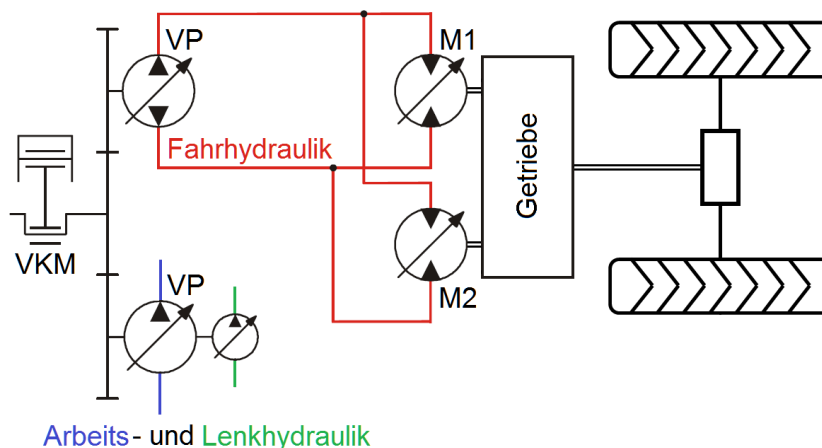


Abbildung 3.5: Beispiel für einen Radladerantrieb (Bauart LIEBHERR „2plus2“) [10]

Die effektive Motorleistung  $P_e$  setzt sich aus der Fahrleistung  $P_{\text{Fahr}}$ , der Arbeitsleistung  $P_{\text{Arbeit}}$  und den Leistungen für die Nebenverbraucher  $P_{\text{Neben}}$  zusammen.

$$P_e = \overbrace{P_{\text{Fahr}} + P_{\text{Arbeit}} + P_{\text{Neben}}}^{P_{\text{Hyd}}} \quad (3.1)$$

Zu den Nebenverbrauchern zählt die Getriebeversorgungspumpe  $P_{\text{Getriebe}}$ , der Klimakompressor  $P_{\text{Klima}}$ , die Lüfterpumpe  $P_{\text{Lüfter}}$  und die Lenkhydraulikpumpe  $P_{\text{Lenk}}$ .

$$P_{\text{Neben}} = P_{\text{Getriebe}} + P_{\text{Klima}} + P_{\text{Lüfter}} + P_{\text{Lenk}} \quad (3.2)$$

Von Seiten der Fahr- und Arbeitshydraulik wird in Abhängigkeit des benötigten Systemdrucks eine gewisse Motordrehzahl  $n_{\text{min}}$  gefordert.

Typische Einsatzfälle von Radladern sind:

- kurzer Ladezyklus („Y-Zyklus kurz“)
- langer Ladezyklus („Y- Zyklus lang“)
- Aufhaldearbeiten („Aufhalten“)
- Abschiebearbeiten („Abschieben“)
- Bergab/- Bergauffahrt

Die Arbeitszyklen lassen sich im Wesentlichen durch die Last- und Drehzahlverteilung ( $P_{\text{mittel}}$  und  $n_{\text{mittel}}$ ), die Zyklusdauer, die maximale Fahrgeschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  und den zurückgelegten Weg charakterisieren. Tabelle 3.4 zeigt einen qualitativen Vergleich von drei unterschiedlichen Arbeitsspielen anhand der genannten Parameter. Die mittlere Motordrehzahl wird mitunter stark vom Fahrverhalten des Maschinenbedieners beeinflusst und kann bei gleichem Zyklus und verschiedenen Bedienern erheblich schwanken.

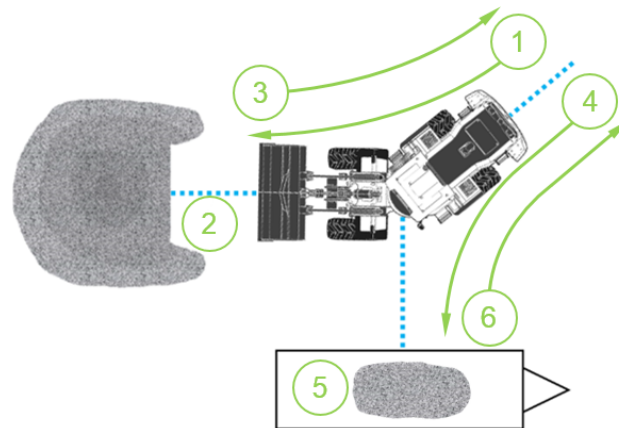
**Tabelle 3.4:** Vergleich von unterschiedlichen Arbeitszyklen

Zyklus	$P_{\text{mittel}}$	$n_{\text{mittel}}$	Dauer	$v_{\text{max}}$	Weg
<b>Y-Zyklus kurz</b>	gering	mittel	mittel	gering	gering
<b>Y-Zyklus lang</b>	mittel	mittel	hoch	mittel	hoch
<b>Aufhalten</b>	hoch	hoch	gering	mittel	gering

Im Folgenden werden die in Tabelle 3.4 angeführten Arbeitszyklen anhand von Messdaten aus Feldversuchen näher erläutert.

### 3.2.1 Y-Zyklus kurz

Beim kurzen Ladezyklus bzw. Y-Zyklus kurz wird Material (Schotter, Kies, Sand etc.) von einem Haufwerk aufgeladen und an ein Transportfahrzeug übergeben. Der Ablauf eines kurzen Y-förmigen Ladespiels ist in Abbildung 3.6 dargestellt.



- |                              |   |
|------------------------------|---|
| ① Vorwärtsfahren zu Haufwerk | ② Einstechen ins Haufwerk und Material aufladen |
| ③ Reversieren                | ④ Vorwärtsfahren zu Transportfahrzeug           |
| ⑤ Material ausladen          | ⑥ Rücksetzen zu Ausgangspunkt                   |

**Abbildung 3.6:** Ablauf eines kurzen Ladespiels

Abbildung 3.8 zeigt die im Feldversuch erhobenen Messdaten während eines kurzen Ladespiels. In den Diagrammen sind die zeitlichen Verläufe von Motordrehzahl, minimaler Drehzahlanforderung, sämtlicher Leistungen sowie der Fahrgeschwindigkeit und der kumulierten Fahrstrecke (Weg) ersichtlich. Dieser Zyklus ist durch kurze Fahrstrecken und moderaten Fahrgeschwindigkeiten (bis ca. 10 km/h) gekennzeichnet. Dementsprechend sind die Fahrleistungen für die Vor- und Rückwärtsfahrten vergleichsweise niedrig. Während der Einstechphase ins Haufwerk müssen zur Übertragung der nötigen Schiebekräfte kurzzeitig hohe Fahrleistungen von bis zu 150 kW aufgebracht werden. Bei zusätzlicher Überlagerung der Arbeitshydraulik zum Senken, Heben und Kippen der Schaufel können in diesen Phasen Lastspitzen von über 200 kW auftreten. Vor der Lastaufschaltung wird die Motordrehzahl erhöht, damit dem Verbrennungsmotor genug Drehmomentenreserve zur Verfügung steht und ein mögliches „abwürgen“ verhindert werden kann. Für die Beladung des Transportfahrzeuges wird die Schaufel während der Rück- und Vorwärtsfahrt angehoben und anschließend gekippt. Abbildung 3.7 zeigt das Drehzahl- und Lastkollektiv eines Arbeitsspiels. Der Verbrennungsmotor wird in etwa der Hälfte der Zykluszeit in sehr niedrigen Lastbereichen bis 50 kW betrieben. Der negative Leistungsanteil ergibt sich aus Bergabfahrten (Vorwärts- oder Rückwärtsfahrten) in denen die Förderrichtung der Schrägscheiben-Verstellpumpe umgekehrt und die Verbrennungskraftmaschine mitgeschleppt wird. Die Differenzenergie (Bremsenergie) aus Antriebs- und Schlepp- bzw. Reibleistung wird beim konventionellen Antrieb durch Betätigung der Betriebsbremse in Wärme umgewandelt.

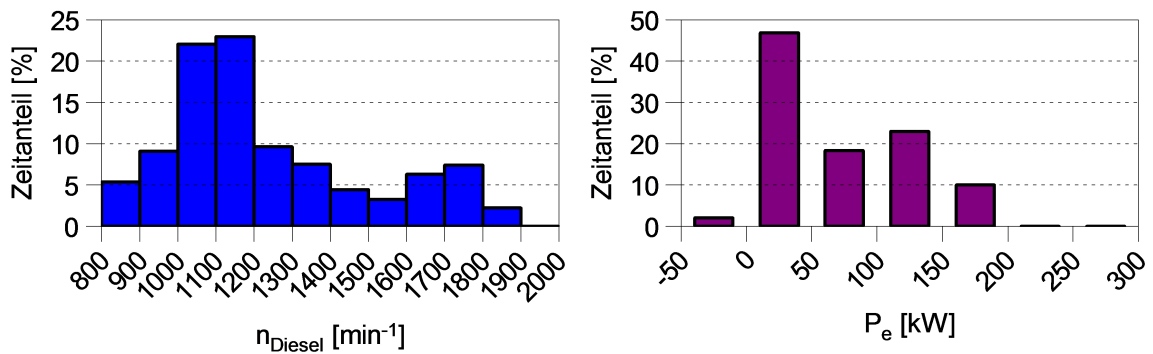
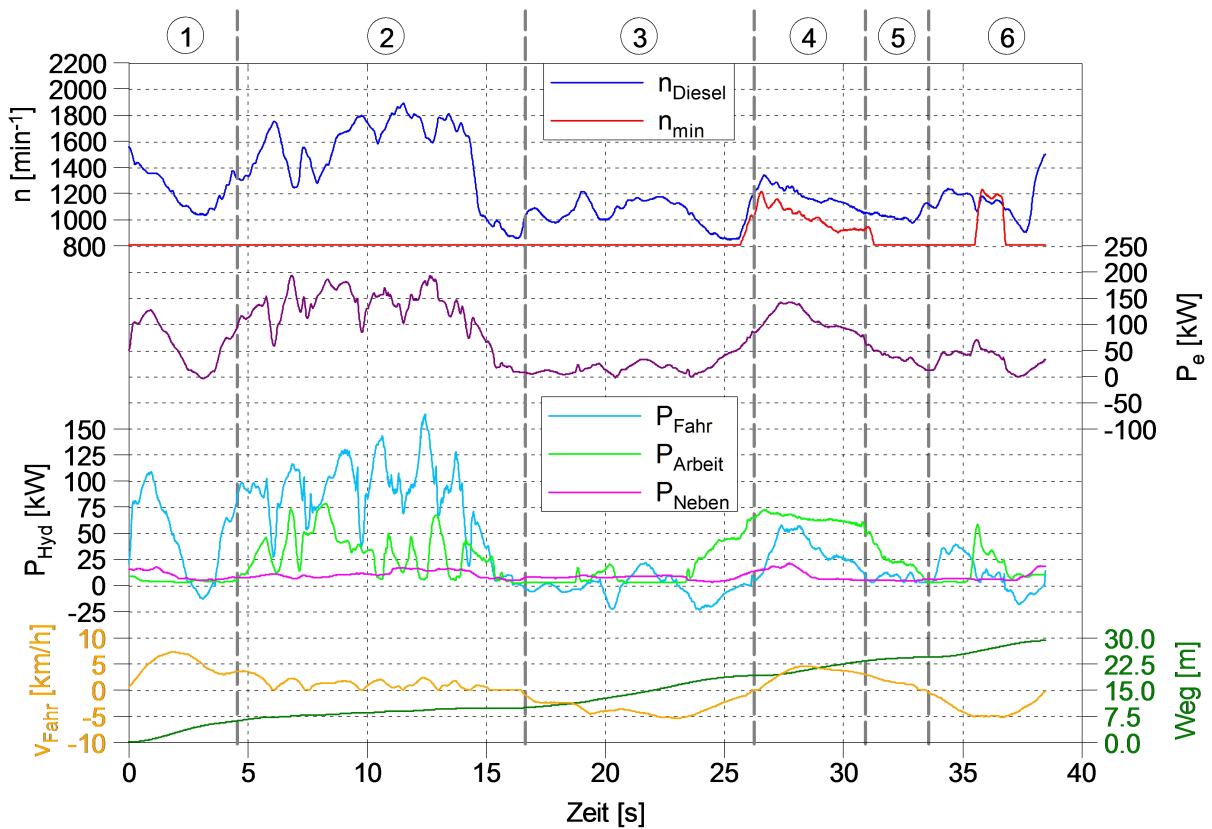


Abbildung 3.7: Drehzahl- und Lastkollektiv eines kurzen Ladespiels

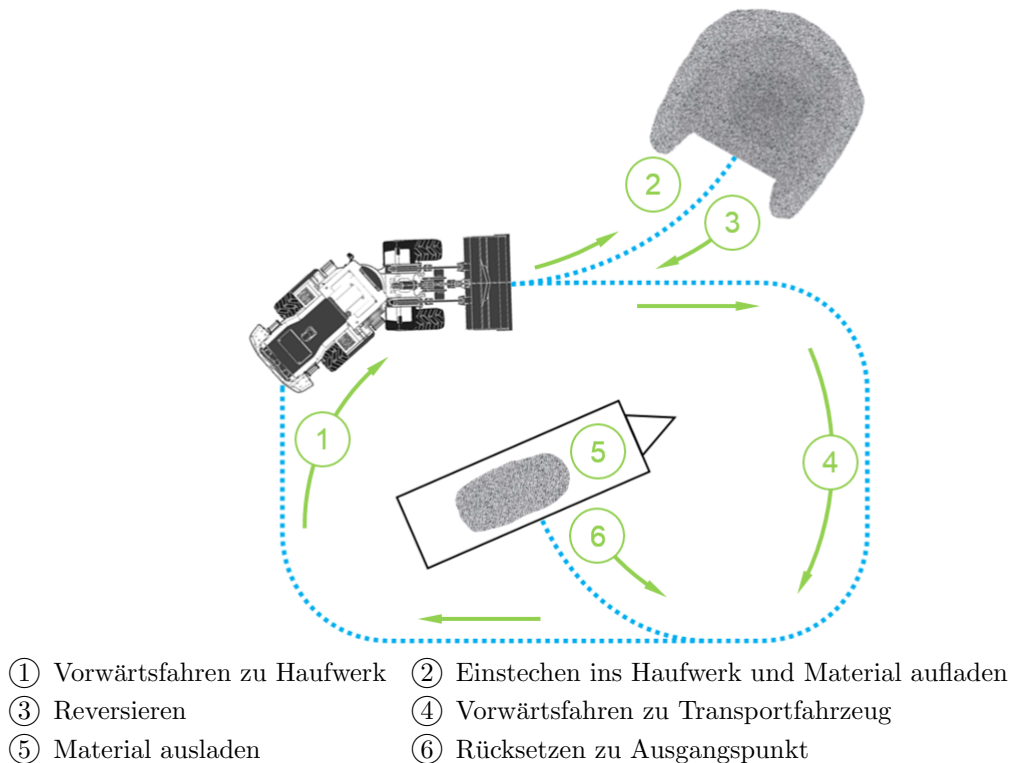


- ① Vorwärtsfahren zu Haufwerk
- ② Einstechen ins Haufwerk und Material aufladen
- ③ Reversieren
- ④ Vorwärtsfahren zu Transportfahrzeug
- ⑤ Material ausladen
- ⑥ Rücksetzen zu Ausgangspunkt

Abbildung 3.8: Messdaten aus Feldversuch: Ladespiel kurz

### 3.2.2 Y-Zyklus lang

Beim langen Ladezyklus bzw. Y-Zyklus lang wird, wie beim kurzen Ladezyklus, ein Transportfahrzeug mit Material (Schotter, Kies, Sand etc.) beladen, siehe Abbildung 3.9. Der lange Ladezyklus unterscheidet sich vom kurzen Ladezyklus in erster Linie durch eine längere Fahrstrecke zwischen Haufwerk und Transportfahrzeug. Der Radlader kann folglich auch auf höhere Fahrgeschwindigkeiten von bis zu 20 km/h beschleunigt werden.



**Abbildung 3.9:** Ablauf eines langen Ladespiels

In Abbildung 3.11 sind die real gemessenen Verläufe innerhalb eines langen Ladespiels dargestellt. Aufgrund der höheren Fahrgeschwindigkeiten bei den Vor- und Rückwärtsfahrten muss der Fahrtrieb in diesen Phasen wesentlich größere Leistungen (ca. 150 kW) als beim kurzen Ladezyklus aufbringen. Die Last- und Drehzahlanforderung der Fahr- und Arbeitshydraulik während der Einstech- und Beladungsphase ist bei beiden Arbeitsspielen grundsätzlich ähnlich. Die höherlastigen Fahranteile sind auch für die deutliche Verschiebung der Betriebspunkthäufigkeit zu höheren Drehzahlen und Leistungen verantwortlich, wie Abbildung 3.10 zeigt. Die Beschaffenheit des Untergrundes bzw. Geländes führt bei diesem Zyklus zu Schubphasen (negativer Leistungsanteil) von ca. 10% der Gesamtdauer. Der Hybridantrieb kann im Gegensatz zum konventionellen Antrieb die Bremsenergie während dieser Phasen in der Batterie speichern und zu einem späteren Zeitpunkt wieder nutzen (Rekuperation der Bremsenergie).

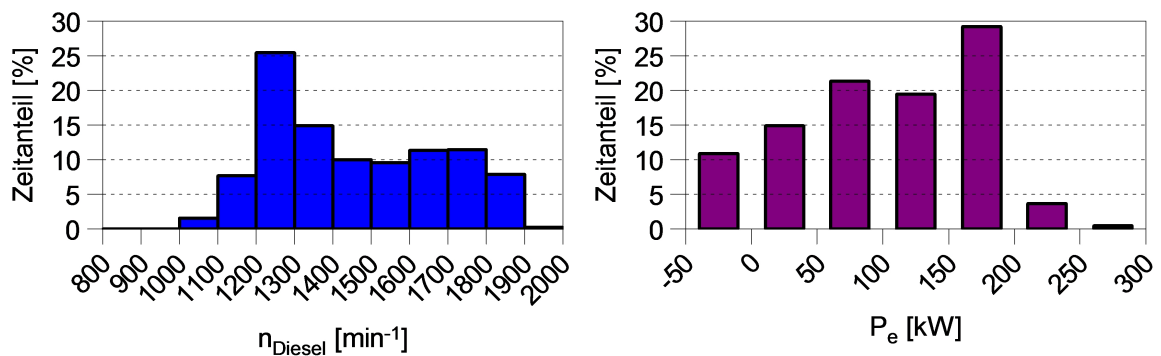
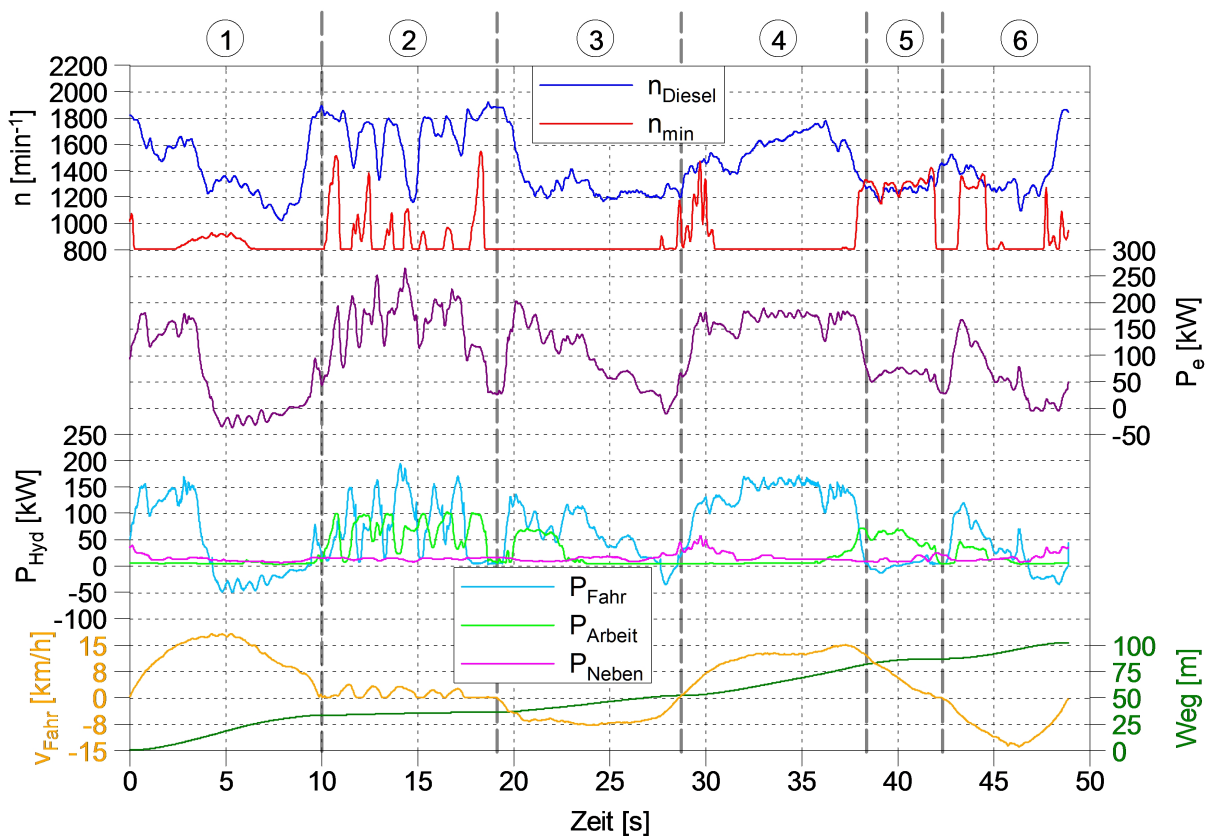


Abbildung 3.10: Drehzahl- und Lastkollektiv eines langen Ladespiels

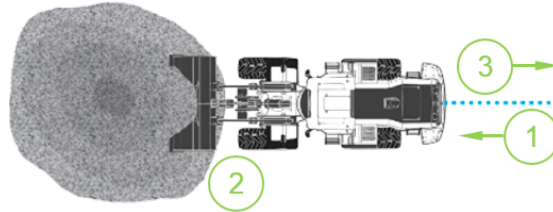


- |                              |   |
|------------------------------|---|
| ① Vorwärtsfahren zu Haufwerk | ② Einstechen ins Haufwerk und Material aufladen |
| ③ Reversieren                | ④ Vorwärtsfahren zu Transportfahrzeug           |
| ⑤ Material ausladen          | ⑥ Rücksetzen zu Ausgangspunkt                   |

Abbildung 3.11: Messdaten aus Feldversuch: Ladespiel lang

### 3.2.3 Aufhalden

Beim Aufhalden wird Material (Schotter, Kies, Sand etc.) zusammengesoben und zu einem Haufwerk aufgehäuft bzw. aufgehaldet, siehe Abbildung 3.12.



- ① Material zum Haufwerk schieben ② Material aufhalden ③ Reversieren

Abbildung 3.12: Ablauf eines Aufhalde-Zyklus

Abbildung 3.14 zeigt die erhobenen Messdaten eines Aufhalde-Zyklus. Im ersten Schritt wird flach verteilt liegendes Material mit gesenkter Schaufel zum Haufwerk geschoben. In dieser Phase sind die Fahrleistungen prinzipiell höher als bei einfachen Vorwärtsfahrten, da zusätzlich noch die notwendige Schiebekraft aufgebracht werden muss. Im zweiten Schritt sticht der Radlader ins Haufwerk ein und häuft das Material durch das Heben und Kippen der Schaufel bei niedriger Fahrgeschwindigkeit auf. Das gleichzeitige Betätigen der Fahr- und Arbeitshydraulik hat Lastspitzen von bis zu 230 kW zur Folge. Im letzten Schritt reversiert der Radlader und kann somit das Arbeitsspiel wiederholen. Das Lastkollektiv in Abbildung 3.13 verdeutlicht, dass dieser Arbeitszyklus, im Vergleich zu den beiden vorherig dargestellten Ladezyklen, die häufigsten Hochlastphasen (fast 50 % der Zykluszeit zwischen 150 und 200 kW) aufweist. Dementsprechend ist auch das mittlere Drehzahlniveau etwas höher. Auf dem leicht geneigten Gelände reversiert der Radlader teilweise im Schubbereich.

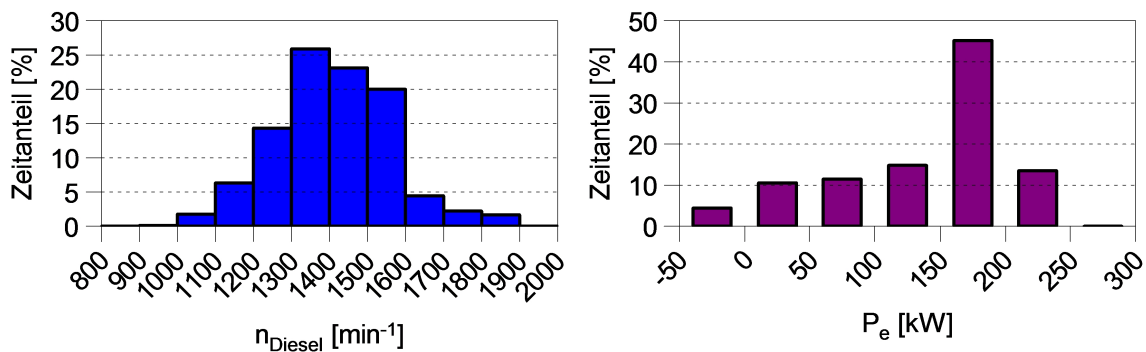
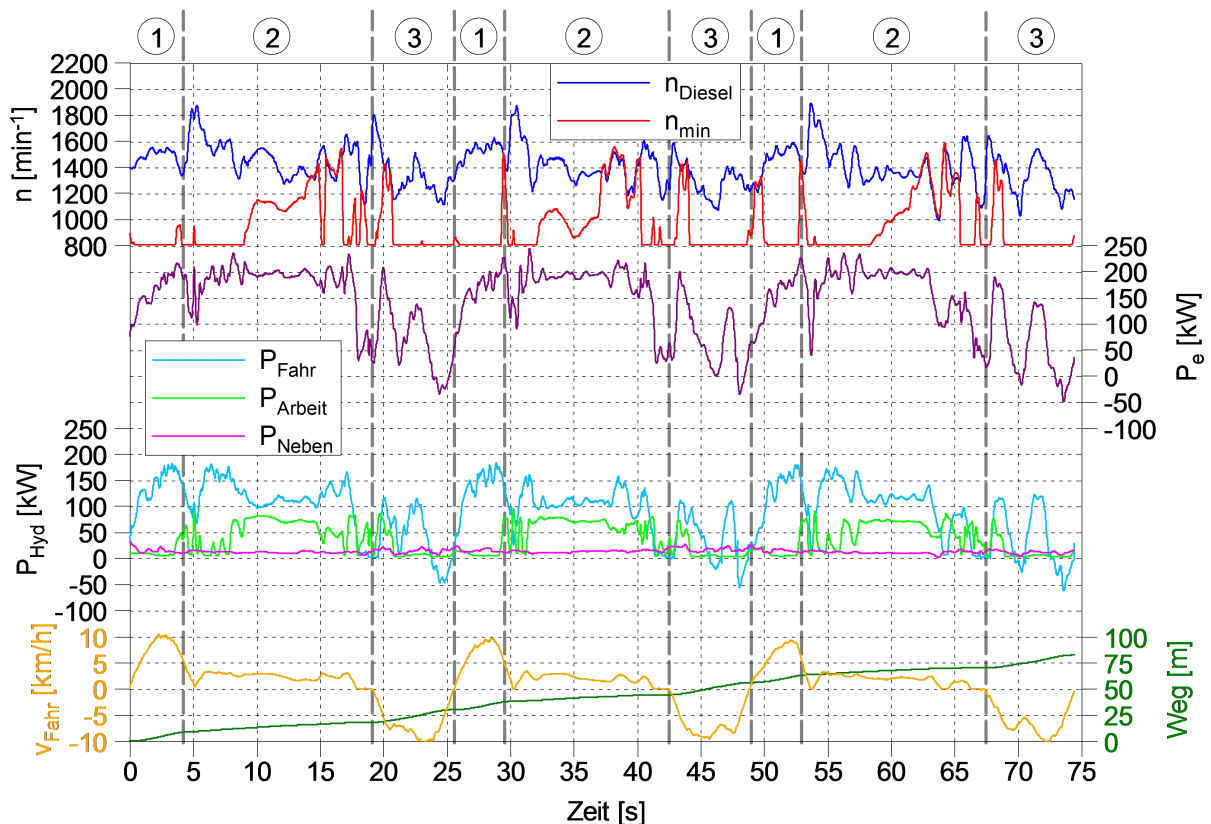


Abbildung 3.13: Drehzahl- und Lastkollektiv eines Aufhalde-Zyklus





① Material zum Haufwerk schieben    ② Material aufhalten    ③ Reversieren

Abbildung 3.14: Messdaten aus Feldversuch: Aufhalten

### 3.3 Randbedingungen

Der Hybridantrieb muss, neben der Last- und Drehzahlanforderung, aufgrund von technischen, gesetzlichen und energetischen Gesichtspunkten gewisse Randbedingungen einhalten.

Zu den technischen Randbedingungen zählen alle Systemgrenzen, beispielsweise Drehzahl-, Drehmoment-, Temperatur-, Strom- und Spannungsgrenzen, die zum Schutz der Bauteile nicht über- oder unterschritten werden dürfen. Die SCR-Katalysatortemperatur soll für eine ausreichend hohe  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsrate über  $280^\circ\text{C}$  betragen. Der minimale und maximale Ladezustand  $SoC$  sowie die Höhe des Lade- oder Entladestroms wird aus energetischen Überlegungen und zur Schonung der Batterie begrenzt.

Die Randbedingungen werden im Regelalgorithmus der Hybrid-Betriebsstrategie berücksichtigt und beeinflussen die Betriebsführung des Hybridantriebs in Abhängigkeit der Last- und Drehzahlanforderung.



Anschließend sind einige Randbedingungen angeführt:

1. **Drehzahlgrenzen ICE und ISG**

$$n_{\text{Leer}} \leq n \leq n_{\text{max}}$$

2. **Minimaldrehzahl für Arbeits- und Fahrhydraulik**

$$n \geq n_{\text{min,Hyd}} \text{ mit } n_{\text{min,Hyd}} = f(P_{\text{Fahr}}, P_{\text{Arbeit}})$$

3. **Leistungsklasse Radlader**

$$P_{\text{ICE}} \leq P_{\text{max}}$$

4. **Drehmomentgrenze ICE**

$$Tq_{\text{ICE}} \leq Tq_{\text{ICE,max}} \text{ mit } Tq_{\text{ICE,max}} = f(n)$$

5. **Drehmomentgrenze ISG**

$$Tq_{\text{ISG,min}} \leq Tq_{\text{ISG}} \leq Tq_{\text{ISG,max}} \text{ mit } Tq_{\text{ISG,min,max}} = f(n, U)$$

6. **Spannungsgrenzen ISG, INV und Batterie**

$$U_{\text{min}} \leq U \leq U_{\text{max}}$$

7. **Stromgrenzen ISG, INV und Batterie**

$$I_{\text{min}} \leq I \leq I_{\text{max}}$$

8. **Lade- und Entladestrom „Derating DR“**

$$I_{\text{BATT}} \leq I_{\text{DR}} \text{ mit } I_{\text{DR}} = f(\text{SoC}, T_{\text{BATT}}, I_{\text{min}}, I_{\text{max}})$$

9. **Ladezustand SoC**

$$\text{SoC}_{\text{min}} \leq \text{SoC} \leq \text{SoC}_{\text{max}}$$

10. **Temperaturgrenzen ISG**

$$T_{\text{ISG,min}} \leq T_{\text{ISG}} \leq T_{\text{ISG,max}}$$

11. **Temperaturgrenzen Inverter**

$$T_{\text{INV,min}} \leq T_{\text{INV}} \leq T_{\text{INV,max}}$$

12. **Temperaturgrenzen Batterie**

$$T_{\text{BATT,min}} \leq T_{\text{BATT}} \leq T_{\text{BATT,max}}$$

13. **Temperatur SCR**

$$T_{\text{SCR}} \geq T_{\text{SCR,opt}}$$



# 4 Simulation

Im folgenden Kapitel wird das für die Voruntersuchungen der Hybridregelung eingesetzte Simulationsmodell erläutert. Die simulationsgestützten Voruntersuchen werden im Wesentlichen zur **Identifikation von Regelparameter**, **Stabilitätsanalyse der Hybridregelung**, zur **Entwicklung der Betriebsstrategie** und für eine erste **Potentialanalyse der Verbrauchseinsparung** durchgeführt. Das Antriebsstrangmodell wurde im Rahmen des Forschungsprojekts am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik entwickelt und im Programmpaket MATLAB Simulink umgesetzt. An dieser Stelle soll noch darauf hingewiesen werden, dass ein bestehendes Simulationsmodell lediglich erweitert und modifiziert wurde und die Erstellung nicht Teil der Masterarbeit war.

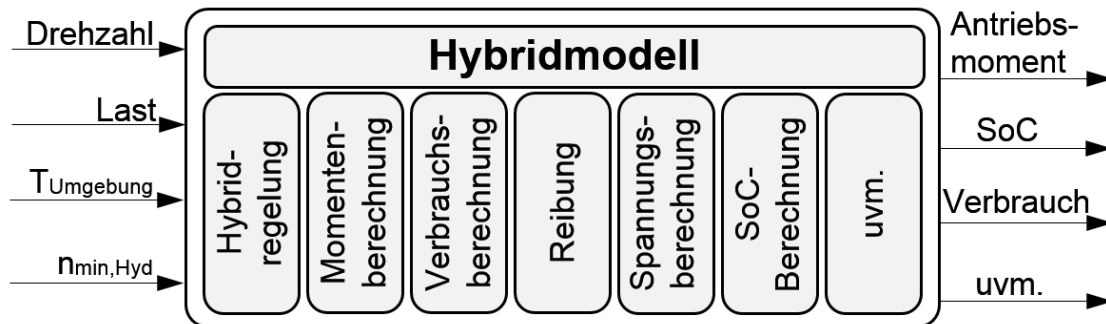
## 4.1 Antriebsstrangmodell

Im Antriebsstrangmodell sind alle wirkungsgradrelevanten Bauteile (ICE, ISG etc.) des Hybridantriebs mit den entsprechenden Energieflüssen (mechanisch, elektrisch etc.) abgebildet. Die Teilsysteme sind miteinander gekoppelt und können sich in Abhängigkeit des abgebildeten Systemverhaltens gegenseitig beeinflussen. Das Gesamtmodell wird von äußeren Eingangsgrößen wie Last- und Drehzahlanforderung bedient und mit einem integrierten Reglermodell auf vorgegebene Soll-Größen geregelt. Des Weiteren sind im Modell auch alle Randbedingungen seitens des Hybridantriebs berücksichtigt.

Das Simulationsmodell enthält folgende Teilsysteme:

1. **Verbrennungskraftmaschine ICE**
2. **Starter- Generator ISG**
3. **Batterie**
4. **Antriebswelle**
5. **Hybridregelung**
6. **Drehzahlregler**
7. **Energiemanagement**

Jedes Teilsystem beinhaltet zur Berechnung der Ausgangs- und Zielgrößen wiederum verschiedene Teilmodelle. Der prinzipielle Aufbau des Hybridmodells ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Darin sind die unterschiedlichen Teilmodelle, die benötigten Eingangsgrößen (linke Seite) und die zu berechneten Ausgangs- und Zielgrößen (rechte Seite) ersichtlich. Die Eingangsdaten (Drehzahl, Last,  $n_{\min,Hyd}$ ) werden direkt aus den realen Messdaten der Zyklen übernommen. Die Umgebungstemperatur wird in erster Näherung als konstant angenommen.



**Abbildung 4.1:** Ein- und Ausgangsgrößen sowie Teilmodelle des Antriebsstrangmodells [13]

Der Abstraktionsgrad bzw. die Modellierungstiefe der einzelnen Teilmodelle bestimmt in erster Linie das Systemverhalten (lineares, nicht lineares Verhalten), die Anzahl der Ein- und Ausgangsgrößen, die Rechenzeit, den Modellierungs- und Bedatungsaufwand sowie die Genauigkeit der gewonnenen Simulationsergebnisse und wird in Abhängigkeit der gestellten Anforderungen an das Modell gewählt.

Bei dem verwendeten Simulationsmodell handelt es sich um ein **kennfeldbasiertes Mittelwertmodell**, das in der Lage ist transiente Abläufe zeit-, und lastabhängig abzubilden. In einem kennfeldbasierten Mittelwertmodell werden 0-dimensionale, arbeitsspielgemittelte Zustandsgrößen durch Interpolation aus Kennfeldern ermittelt.

Das Antriebsstrangmodell besitzt folgende Eigenschaften bzw. bietet folgenden Funktionen:

- 0-dimensionale, arbeitsspielgemittelte, zeitabhängige Zustandsgrößen
- Vorwärtsimulation mit festem Zeitschritt und zeitdiskretem Lösungsalgorithmus („discrete Solver“)
- Interpolation der Zustandsgrößen aus Stationärkennfeldern
- Geringe Rechenzeit  $\Rightarrow$  Echtzeitfähig
- Übersichtlicher Signalfluss  $\Rightarrow$  schnelle Fehlersuche
- Nachbildung der Motordynamik durch last- und drehzahlabhängige Zeitkonstante (PT1-Glieder)
- Berücksichtigung der Massenträgheit des Antriebsstrangs
- Abbildung stationärer wie auch instationärer Abläufe
- Geringe Anzahl an Eingangsdaten (Kennfelder, Kennlinien etc.)  $\Rightarrow$  geringer Bedatungsaufwand
- Berücksichtigung unterschiedlicher Lastzyklen
- Abbildung aller notwendigen Energie- und Stoffflüsse zur Bewertung der Zielgrößen

- Modularen Aufbau  $\Rightarrow$  einfache Erweiter- und Austauschbarkeit von Teilsystemen oder -modellen
- Simulation von konventionellen Antrieb wie auch von Hybrid-Antrieb
- Schnelle Parametervariation zur Optimierung von Zielgrößen
- Skriptgesteuerter Ablauf von Simulationsrechnungen
- Kompilierbar für HiL-Anwendung

Im Simulationsmodell bleiben folgende Effekte unberücksichtigt:

- Kaltstart- und Warmlaufvorgänge
- Warmlauf- und Heizstrategien (Wärmemanagement)
- Temperaturverhalten der Teilsysteme (Thermik)
- Temperaturabhängigkeit von Verlusten
- Schadstoffemissionen und deren Einfluss auf die Betriebsstrategie

Nachdem auf die Modellstruktur, dem Signalfluss, sowie den Eingangsdaten eingegangen wird, folgt ein kurzer Einblick in die Teilmodelle.

### 4.1.1 Modellstruktur und Signalfluss

In diesem Abschnitt werden anhand der in Abbildung 4.2 vereinfacht dargestellten Modellstruktur, die notwendigen Ein- und Ausgangsgrößen der Teilsysteme, sowie der Signalfluss zwischen den Teilsystemen erläutert. Ausgehend von einer Last- und Drehzahlanforderung ( $P_{Zyk}$  und  $n_{Zyk}$ ) berechnet der Hybridregelung zugrunde gelegte Regelalgorithmus in Abhängigkeit der Hybrid-Betriebsstrategie und unter Berücksichtigung der Randbedingungen den Wunsch- bzw. Soll- Betriebspunkt der Verbrennungskraftmaschine ICE  $Tq_{ICE,Soll}$ , sowie des Starter- Generators ISG  $Tq_{ISG,Soll}$ . Bei transienten Drehmomentanforderungen gibt der Verbrennungsmotor infolge der Motordynamik (Ladedruckaufbau etc.) ein vom Wunschmoment abweichendes Ist-Drehmoment  $Tq_{ICE,Ist}$  an die Welle ab. Der Starter-Generator besitzt im Vergleich zur ICE eine sehr viel höhere Dynamik, weshalb diese in erster Näherung vernachlässigbar ist. Aufgrund der Verwendung eines stufenlosen Hydraulikgetriebes kann auch die Soll-Motordrehzahl  $n_{Soll}$  frei gewählt werden, wodurch sich entsprechend der Lastanforderung das Soll-Drehmoment  $Tq_{Soll}$  einstellt. Gemäß der Bewegungsdifferentialgleichung ist die zeitliche Drehzahländerung des Antriebsstrangs proportional zu einem Beschleunigungs- oder Verzögerungsmoment. Der Proportionalitätsfaktor ist dabei die Massenträgheit  $J$  des Antriebsstrangs und beeinflusst in seiner Höhe das Dynamikverhalten maßgeblich. Die Ist-Drehzahl  $n_{Ist}$  errechnet sich somit durch zeitliche Integration der Differenz aus Soll- und Ist- Drehmoment ( $Tq_{Soll}-Tq_{Ist}$ ) (Vorwärtssimulation). Der Drehzahlregler (PI-Regler) versucht die aus dem transienten Betrieb resultierende Abweichung zwischen Soll- und Ist-Drehzahl durch Vorgabe eines entsprechenden Antriebsmoments  $Tq_{ISG,\Delta n}$  zu minimieren. Dabei soll der Starter- Generator als schnelle Regelstrecke die Drehzahlschwankungen ausgleichen. Diese Regelstrategie

hat aber zur Folge, dass der ISG auch im rein verbrennungsmotorischen Betrieb Energie benötigt oder bereitstellt. Die mechanische Leistung des Starter-Generators wird über den elektrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit des aktuellen Betriebsmodus (generatorisch, motorisch) in eine abzugebende oder aufzunehmende elektrische Leistung (generatorisch:  $P_{\text{ISG,mech}} > P_{\text{ISG,ele}}$ ; motorisch:  $P_{\text{ISG,mech}} < P_{\text{ISG,ele}}$ ) umgerechnet. Aus der Definition der elektrische Leistung ( $P = U \cdot I$ ) wird der Lade- oder Entladestrom  $I_{\text{Soll}}$  der Batterie ermittelt. Im Batteriemodell wird anhand eines elektrischen Ersatzschaltkreises, und mit dem Strom als Eingangsgröße, die Klemmspannung  $U_{\text{Ist}}$  sowie der aktuelle Ladezustand  $SoC$  berechnet. Die Klemmspannung beeinflusst durch Kopplung mit dem Starter-Generator wiederum den Lade- oder Entladestrom (dynamisches Verhalten).

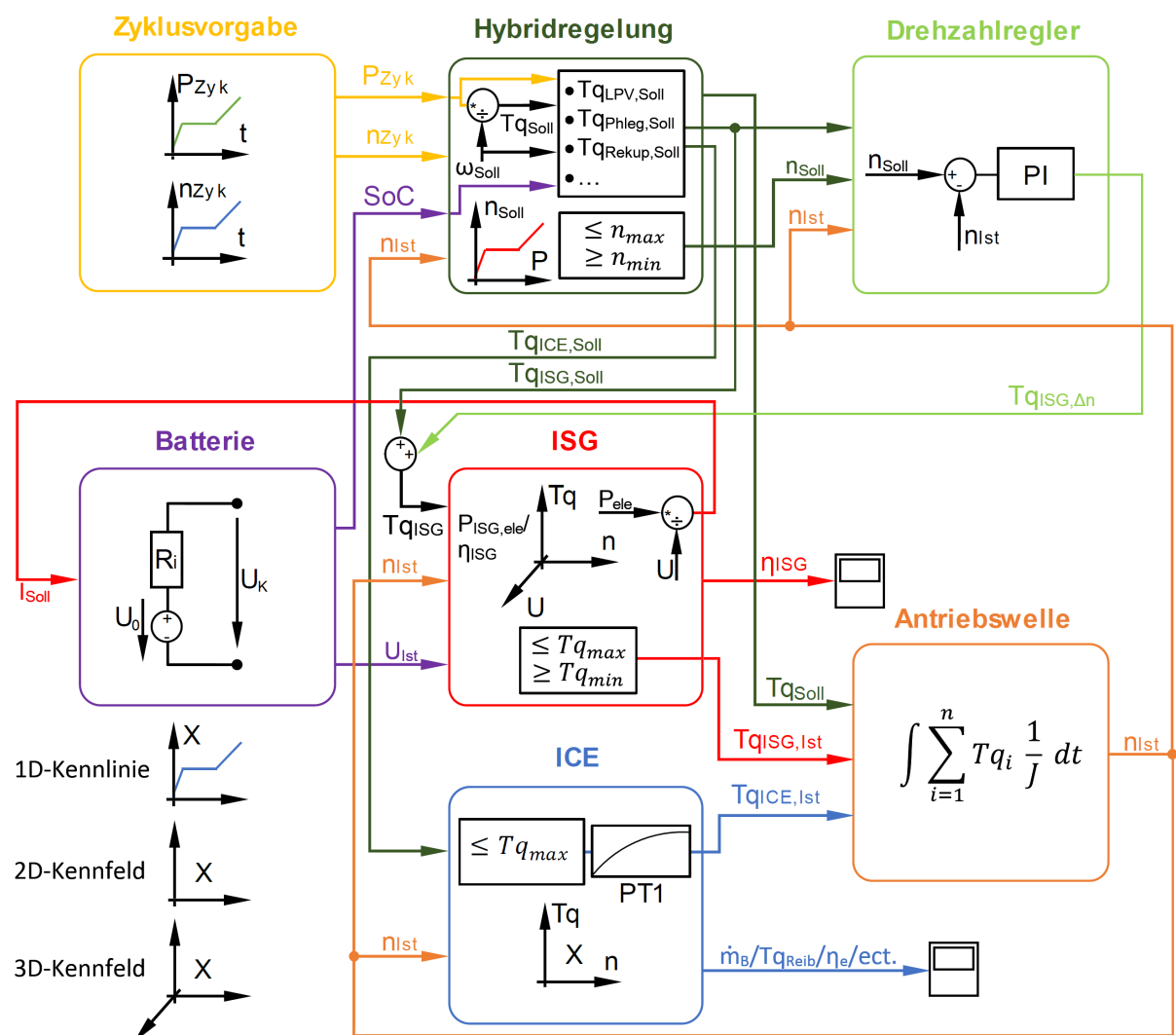


Abbildung 4.2: Modellstruktur und Signalfluss

### 4.1.2 Eingangsdaten

In Tabelle 4.1 sind alle vom Hybridmodell benötigten Eingangsdaten sowie zeitlichen Eingangsgrößen zur Durchführung einer Simulationsrechnung zusammengefasst.

**Tabelle 4.1:** Eingangsdaten des Hybridmodells

<b>Zyklusvorgabe</b>	Kennlinie	effektive Zyklusleistung	$P_{\text{Zyk}} = f(t)$
	Kennlinie	Zyklusdrehzahl	$n_{\text{Zyk}} = f(t)$
	Kennlinie	Minimaldrehzahl Hydraulik	$n_{\text{min,Hyd}} = f(t)$
<b>Drehzahlregler</b>	Parameter	Proportionalanteil	$P$
	Parameter	Integralanteil	$I$
<b>Hybridregelung</b>	siehe Kapitel 5		
<b>Antriebswelle</b>	Parameter	Massenträgheit Antriebsstrang	$J$
<b>ICE</b>	Kennfeld	Kraftstoffmassenstrom	$\dot{m}_{\text{B}} = f(n, Tq_e)$
	Kennfeld	effektiver Wirkungsgrad	$\eta_e = f(n, Tq_e)$
	Kennfeld	sonstige Größen X	$X = f(n, Tq_e)$
	Kennlinie	Volllastdrehmoment	$Tq_{\text{max}} = f(n)$
	Parameter	Leistungsklasse Radlader	$P_{\text{max}}$
	Kennlinie	Reibmoment	$Tq_{\text{Reib}} = f(n)$
	Parameter	Drehzahlgrenzen	$n_{\text{min}}, n_{\text{max}}$
	Kennlinie	Zeitkonstanten PT1	$p = f(n, Tq)$
<b>ISG</b>	Kennfeld	elektrische Leistung generatorisch	$P_{\text{ele,gen}} = f(n, Tq, U)$
	Kennfeld	Wirkungsgrad generatorisch	$\eta_{\text{ele,gen}} = f(n, Tq, U)$
	Kennfeld	elektrische Leistung motorisch	$P_{\text{ele,mot}} = f(n, Tq, U)$
	Kennfeld	Wirkungsgrad motorisch	$\eta_{\text{ele,mot}} = f(n, Tq, U)$
	Kennlinie	Volllastdrehmoment generatorisch	$Tq_{\text{max,gen}} = f(n, U)$
	Kennlinie	Volllastdrehmoment motorisch	$Tq_{\text{max,mot}} = f(n, U)$
	Parameter	Drehzahlgrenzen	$n_{\text{min}}, n_{\text{max}}$
	Parameter	Spannungsgrenzen	$U_{\text{min}}, U_{\text{max}}$
<b>Batterie</b>	Parameter	Stromgrenzen	$I_{\text{min}}, I_{\text{max}}$
	Kennlinie	Leerlaufspannung Laden	$U_{0,\text{Lade}} = f(\text{SoC})$
	Kennlinie	Leerlaufspannung Entladen	$U_{0,\text{Entlade}} = f(\text{SoC})$
	Kennlinie	Innenwiderstand Laden	$R_{i,\text{Lade}} = f(\text{SoC})$
	Kennlinie	Innenwiderstand Entladen	$R_{i,\text{Entlade}} = f(\text{SoC})$
	Parameter	Nennkapazität	$C_{\text{N}}$
	Parameter	Ladezustandsgrenzen	$\text{SoC}_{\text{min}}, \text{SoC}_{\text{max}}$
	Parameter	Initialer Ladezustand	$\text{SoC}_{\text{init}}$

Die Simulationsrechnung erfolgt mit einer konstanten Schrittweite von 1 ms. Die Daten für die Kennfelder und Kennlinien der ICE und ISG stammen aus stationären Kennfeld- und

dynamischen Lastsprung-Messungen am Prüfstand. Die Kennlinien der Batterie wurden aufgrund fehlender Messdaten der Literatur entnommen und entsprechend skaliert. Die restlichen Parameter des Versuchsträgers wurden von den Herstellern bereitgestellt.

### 4.1.3 Dynamikverhalten

Die Momentendynamik des Hybridantriebs ist ausschlaggebend für die Darstellbarkeit der Betriebsstrategie im transienten Betrieb. Der gewählte Soll-Betriebspunkt (Drehmoment, Drehzahl) für den Verbrennungs- und Elektromotor muss auch unter hochdynamischen Lastanforderungen innerhalb der Leistungsgrenzen liegen. Das dynamische Verhalten des Antriebs wird im Wesentlichen von der Verbrennungskraftmaschine und der Trägheit des Gesamtsystems bestimmt. Der Verbrennungsmotor kann schlagartigen Laständerungen aufgrund des verzögerten Ladedruckaufbaus (Gasdynamik) nicht umgehend folgen. Die erwähnten Dynamikeinflüsse müssen auch im Simulationsmodell berücksichtigt werden, damit die Anwendbarkeit der Hybrid-Betriebsstrategie im realen Betrieb gewährleistet werden kann. Im Folgenden wird auf die Modellierung der Motor- und Antriebsstrangdynamik eingegangen.

#### Motordynamik

Die Motordynamik wird im Simulationsmodell als Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT1) mit einer last- und drehzahlabhängigen Zeitkonstante  $p(Tq, n)$  abgebildet. Das Verzögerungsglied beschreibt die zeitliche Änderung des tatsächlichen Motormoments  $Tq_{ICE}$  in Abhängigkeit der Zeitkonstante und dem geforderten Soll-Drehmoment  $Tq_{ICE, \text{Soll}}$  mit folgender Differentialgleichung:

$$\dot{T}q_{ICE} = \frac{1}{p(Tq, n)} (Tq_{ICE, \text{Soll}} - Tq_{ICE}) \quad (4.1)$$

Das aktuelle Ist-Drehmoment  $Tq_{ICE}^t$  (Zeitpunkt  $t$ ) der Verbrennungskraftmaschine kann nach zeitlicher Diskretisierung der Differentialgleichung und anschließender Umformung mit Gleichung 4.2 berechnet werden.

$$Tq_{ICE}^t = \frac{1}{\frac{p(Tq, n)}{\Delta t} + 1} \left( Tq_{ICE, \text{Soll}}^t + \frac{p(Tq, n)}{\Delta t} Tq_{ICE}^{t-1} \right) \quad (4.2)$$

Das dynamische Verhalten der Verbrennungskraftmaschine wird durch dynamische Lastsprung-Messungen am Motorenprüfstand beurteilt. Dabei wird die Verbrennungskraftmaschine durch Vorgabe eines Soll-Lastsprung aus einem niedrigen Lastpunkt unter konstanter Motordrehzahl auf sein Volllastmoment gebracht. Die gemessenen Lastsprünge können in weiterer Folge zur Ermittlung der Zeitkonstante  $p$  herangezogen werden. Der Lastsprung lässt sich anhand der zeitlichen Drehmomentenänderung in zwei charakteristische Phasen einteilen. In der ersten Sprungphase (Saugbereich) baut sich das Drehmoment



#### 4.1. Antriebsstrangmodell

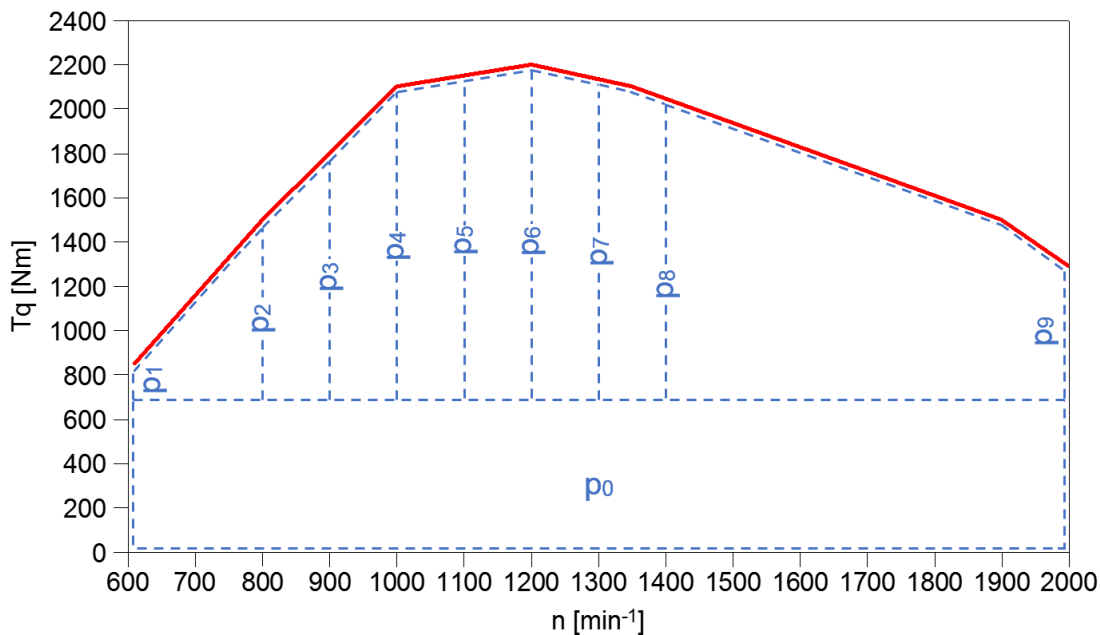
sehr rasch auf, sodass die Zeitkonstante bis  $T_{q_{ICE,Saug}}$  mit guter Näherung vernachlässigt werden kann. In der zweiten Phase muss für den weiteren Drehmomentenaufbau zuerst Ladedruck vom Abgasturbolader bereitgestellt werden. Für den Drehmomentenbereich ab  $T_{q_{ICE,Saug}}$  wird die Zeitkonstante daher in Abhängigkeit der Drehzahl  $n$  definiert.

$$p(Tq, n) = \begin{cases} 0 & \text{für } Tq_{ICE,Soll} \leq Tq_{ICE,Saug} \\ p(n) & \text{für } Tq_{ICE,Soll} > Tq_{ICE,Saug} \end{cases} \quad (4.3)$$

Die drehzahlabhängige Zeitkonstante  $p(n)$  setzt sich aus einer Reihe von Einzelkonstanten bei unterschiedlichen Drehzahlen zusammen und wird durch lineare Interpolation zwischen den Stützstellen wie folgt bestimmt:

$$p(n) = \frac{p(n_{k+1}) - p(n_k)}{n_{k+1} - n_k} (n - n_k) + p(n_k) \text{ mit } n_k \geq n > n_{k+1} \quad (4.4)$$

Die einzelnen Zeitkonstanten wurden für die in Abbildung 4.3 ersichtlichen Stützstellen ( $p_1$ - $p_9$ ) durch iterativen Abgleich der simulierten Lastsprünge mit Messdaten aus Lastsprungversuchen ermittelt.



**Abbildung 4.3:** Stützstellen der Zeitkonstante im Motorkennfeld

In Tabelle 4.2 sind die ermittelten Zeitkonstanten mit den entsprechenden Drehzahlen zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Drehzahlabhängige Zeitkonstante

Drehzahl	$\text{min}^{-1}$	610	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	2000
Zeitkonstante	s	0.97	0.965	0.955	0.950	0.945	0.940	0.910	0.900	0.895

Abbildung 4.4 zeigt einen Vergleich zwischen gemessenen ( $Tq_{\text{meas}}$ ) und simulierten ( $Tq_{\text{sim}}$ ) Lastsprüngen bei unterschiedlichen Drehzahlen. Darin ist ersichtlich, dass der Drehmomentenaufbau mit guter Näherung und die Dauer bis zur Erreichung des angeforderten Soll-Drehmoments  $Tq_{\text{Soll}}$  gut abgebildet wird.

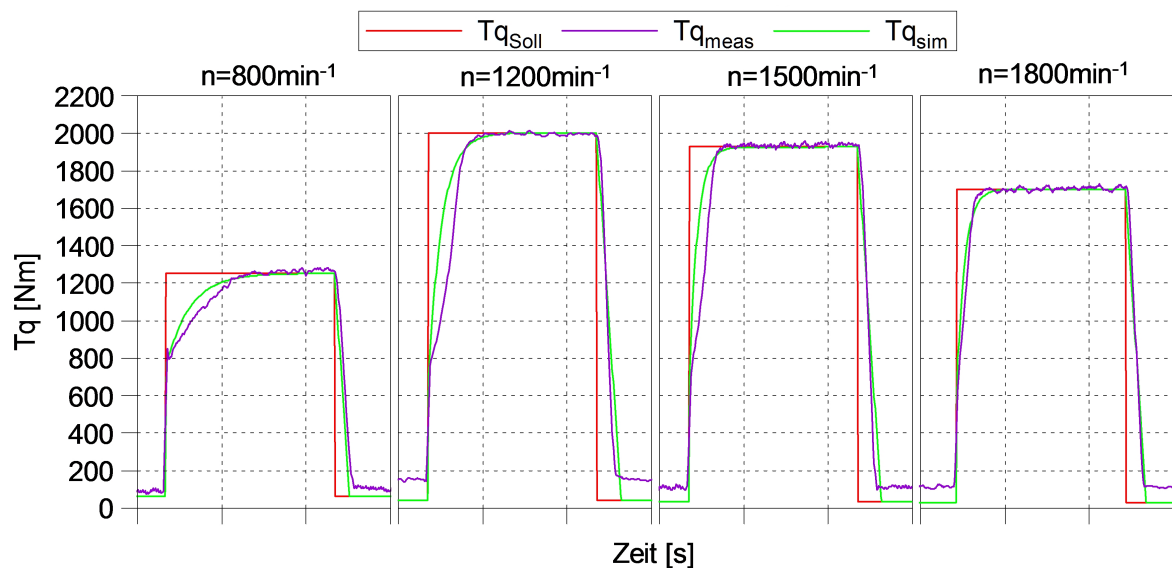


Abbildung 4.4: Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Lastsprüngen bei unterschiedlichen Drehzahlen

### Antriebsstrangdynamik

Die Antriebsstrangdynamik bei zeitlichen Drehzahländerungen wird mithilfe der Bewegungsdifferentialgleichung (Gleichung 4.5) an der Antriebswelle abgebildet. Die aktuelle Drehzahl  $n_{\text{Ist}}$  wird durch Lösen der Differentialgleichung in Abhängigkeit des Ist- und Soll-Drehmoments berechnet und im Drehzahlregler (PI-Regler) mit der Soll-Drehzahl verglichen. Bei Änderung der Wunsch-Drehzahl versucht der Regler die Drehzahlabweichung durch Vorgabe eines Antriebs- oder Bremsmoments ( $Tq_{\text{Ist}}$ ) zu minimieren. Die Drehzahländerung erfolgt aber nicht schlagartig, da ein Teil der Antriebsleistung zur Überwindung der Massenträgheit  $J_1$  aufgewendet werden muss. Das resultierende Summen-Drehmoment  $\sum Tq$  stellt dabei das Beschleunigungs- oder Verzögerungsmoment dar.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_1} \left( \sum Tq \right) = \frac{1}{J_1} (Tq_{ICE,Ist} + Tq_{ISG,Ist} - Tq_{Soll}) \quad (4.5)$$

In der HiL-Simulation am Motorenprüfstand wird das von der Hybrid-Regelung berechnete Soll-Drehmoment  $Tq_{Soll}$  einer Belastungsmaschine als Stellgröße zur Verfügung gestellt. Das Soll-Drehmoment wird von der Prüfstandsregelung mittels internen Regelkreis an der Antriebswelle eingestellt. Da der Antrieb am Motorenprüfstand aber eine höhere Massenträgheit  $J_2$  als die Arbeitsmaschine aufweist, muss ein korrigierter Sollwert  $Tq_{Soll,Korr}$  vorgegeben werden. Andernfalls würde sich der Drehzahlverlauf bzw. das benötigte Beschleunigungs- oder Verzögerungsmoment im Vergleich zum realen Einsatz ändern und zu einer Verfälschung des Kraftstoffverbrauch führen. Die mechanische Bewegungsgleichung für den Antriebsstrang am Motorenprüfstand wird mit dem korrigierten Drehmoment folgendermaßen angeschrieben:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_2} (Tq_{ICE,Ist} + Tq_{ISG,Ist} - Tq_{Soll,Korr}) \quad (4.6)$$

Nach Gleichsetzen von Gleichung 4.5 mit Gleichung 4.6 und anschließender Umformung kann das korrigierte Soll-Drehmoment  $Tq_{Soll,Korr}$  berechnet werden.

$$Tq_{Soll,Korr} = Tq_{ICE,Ist} + Tq_{ISG,Ist} - \frac{J_2}{J_1} \overbrace{\left( Tq_{ICE,Ist} + Tq_{ISG,Ist} - Tq_{Soll} \right)}^{\sum Tq} \quad (4.7)$$

Das korrigierte Soll-Drehmoment setzt sich wiederum aus dem Soll-Drehmoment  $Tq_{Soll}$  der Hybrid-Regelung und einem Korrekturmoment  $\Delta Tq_{Korr}$  nach folgenden Gleichungen zusammen:

$$Tq_{Soll,Korr} = Tq_{Soll} + \Delta Tq_{Korr} \quad (4.8)$$

mit  $\Delta Tq_{Korr} = \sum Tq - \frac{J_2}{J_1} \left( \sum Tq \right)$

Bei Beschleunigungsphasen (positive Drehzahländerung) wird der Belastungsmaschine zur Kompensation der erhöhten Massenträgheit ein verringertes Drehmoment  $Tq_{Soll,Korr}$  vorgegeben:

$$\Delta Tq_{Korr} < 0 \implies Tq_{Soll,Korr} < Tq_{Soll} \text{ mit } J_2 > J_1 \quad (4.9)$$

Bei Verzögerungsphasen (negative Drehzahländerung) stellt sich die gegenteilige Situation ein:

$$\Delta Tq_{Korr} > 0 \implies Tq_{Soll,Korr} > Tq_{Soll} \text{ mit } J_2 > J_1 \quad (4.10)$$

## 4.2 Modellierung des Abgasstranges

Während der rein elektromotorischen Betriebsphasen, in denen die Verbrennungskraftmaschine mitgeschleppt wird, kühlt der SCR-Katalysator möglicherweise unter seine optimale Betriebstemperatur ab und macht bei anschließendem verbrennungsmotorischen Betrieb einen Warmlauf notwendig. In diesen Phasen kommt es aufgrund der verminderten  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsrate zu erhöhten Stickoxid Emissionen. Die Hybrid-Regelung soll unter Kenntnis der aktuellen Katalysatortemperatur  $T_{\text{SCR}}$  den Verbrennungsmotor früher zuschalten und somit eine zu starke Abkühlung der Abgasanlage verhindern. Des Weiteren muss der SCR-Katalysator nach Kaltstartphasen mit entsprechenden Warmlaufstrategien, z.B. erhöhte Lastpunktverschiebung bzw. rein verbrennungsmotorischer Betrieb, schnellst möglich auf die erforderliche Light-Off-Temperatur gebracht werden [16]. Die erwähnten Maßnahmen beeinflussen den Kraftstoffverbrauch des Hybridsystems und sollten daher auch in der Simulation berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wurde im Zuge der Masterarbeit das bestehende Simulationsmodell durch ein Modell der Abgasanlage erweitert. Das Abgasstrangmodell soll in der Lage sein, die Monolithtemperatur des Katalysators in Abhängigkeit der transienten Arbeitszyklen zu berechnen.

Im Folgenden wird der Aufbau der Abgasanlage, die Modellierung der Teilkomponenten und die dabei getroffenen Annahmen, sowie die Validierung des Gesamtmodells näher erläutert.

### 4.2.1 Teilkomponenten des Abgasstranges

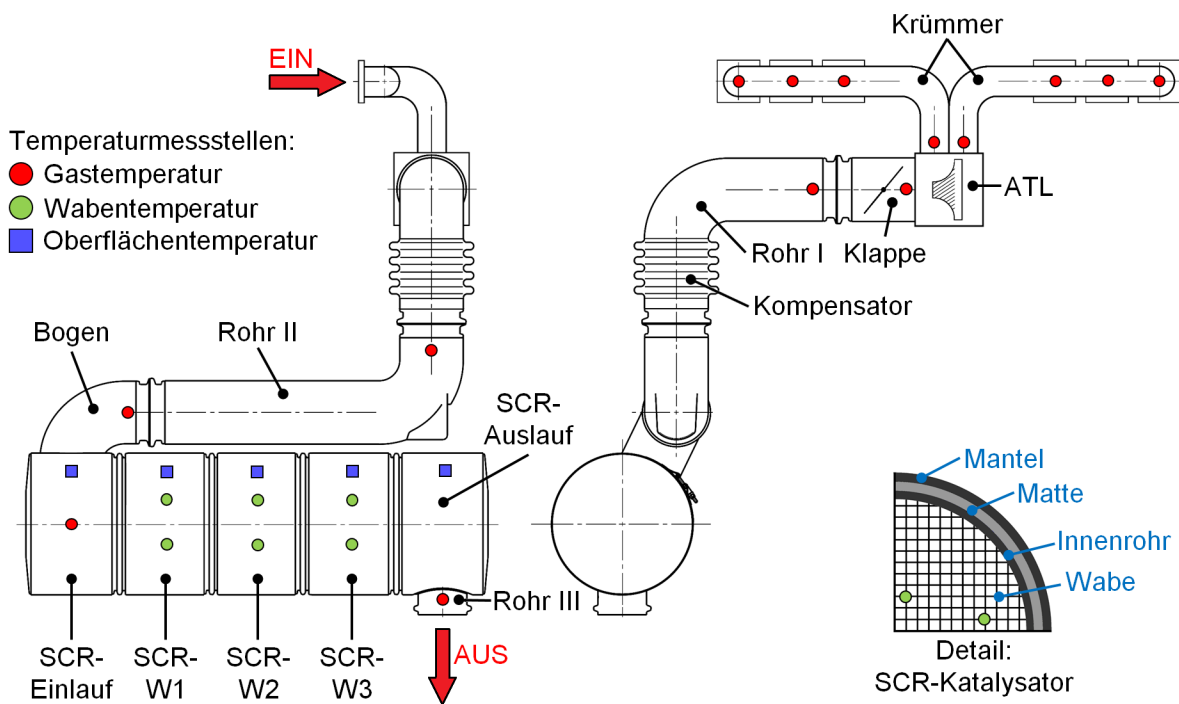
Der Abgasstrang des Versuchsmotors setzt sich im Wesentlichen aus dem Abgasturbolader mit Wastegateregelung, der Abgasgegendruckklappe und dem nachgeschalteten SCR-Katalysator zusammen, wie Abbildung 4.5 zeigt. Die Abgase von jeweils drei Zylindern werden in einem gemeinsamen Abgaskrümmern zum Abgasturbolader (Twin-Scroll-Lader) geführt. Das aus der Turbine strömende Abgas wird durch die Abgasgegendruckklappe und im weiteren über einwandige und teilweise isolierten Rohrleitungen zum SCR-Katalysator geleitet. Die Abgasgegendruckklappe wird nach Kaltstart- und längeren Niederlastphasen zur Erhöhung der Abgastemperatur betätigt. Der SCR-Katalysator besteht aus drei baugleichen keramischen Monolithen (W1-W3) sowie dem luftspaltisoliertem doppelwandigen Ein- und Auslauf. Die Monolithen sind jeweils in einem Doppelwandrohr (Gehäuse) mit Isoliermatte eingebettet, siehe Detail.

Die untersuchte Abgasanlage wurde zur Validierung und Abstimmung des Simulationsmodells mit einer Vielzahl an Gas- und Oberflächentempersensoren ausgestattet, siehe Abbildung 4.5. Zur Messung der Abgastemperaturen wurden vor und nach jeder Teilkomponente sowie jedem Rohrsegment Mantelthermoelemente (Typ K, NiCr-Ni) appliziert. Die Sensorspitze wurde dabei radial in der Rohrmitte positioniert. Der Manteldurchmesser des Thermoelements ist entscheidend für die thermische Beständigkeit gegenüber hohen Abgastemperaturen und für die Ansprechdauer bei instationären Messungen. In den beiden Abgaskrümmern, sowie nach Turbine und Abgasgegendruckklappe befinden sich

## 4.2. Modellierung des Abgasstranges

aufgrund der höheren thermischen Belastung Thermoelemente mit einem Manteldurchmesser von 3 mm. Für die restlichen Messstellen wurde zur Verbesserung der Ansprechzeit ein Manteldurchmesser von 1.5 mm gewählt. Die Messung der Monolithtemperaturen erfolgte mit 1 mm Mantelthermoelemente (Typ K, NiCr-Ni). In jedem Monolithen befinden sich zwei in Längsrichtung mittig und am Umfang versetzt angeordnete Sensoren, welche in radiale Richtung eingeführt werden. Der Abstand der Sensorspitze zum Mittelpunkt beträgt für den ersten Sensor ca. 1/3 und für den zweiten ca. 2/3 des Monolithradius. Des Weiteren wurde an der umgebungsseitigen Bauteiloberfläche des SCR-Einlaufs, des SCR-Auslaufs sowie der einzelnen Monolithen ein Oberflächenthermoelement zur Messung der lokalen Bauteiltemperatur angebracht.

Abschließend soll noch erwähnt werden, dass für die Messungen am Motorenprüfstand kein Dosiersystem zur Harnstoffeindüsung in der Abgasanlage integriert wurde und somit auch keine chemischen Reaktionen im SCR-Katalysator abgelaufen sind.



**Abbildung 4.5:** Schematischer Aufbau der Abgasanlage und applizierte Messstellen

## 4.2.2 Annahmen und Randbedingungen

Das Abgasastrangmodell soll die Abgas- und Monolithtemperaturen (Wabentemperaturen) für unterschiedliche Arbeitszyklen zeitabhängig und in Echtzeit berechnen.

Folgende Annahmen und Vereinfachungen werden getroffen:

- Rohrleitungen, z.B. gebogene Rohre, Kompensator, Bogen etc. werden durch gerade Rohrabschnitte mit konstanter Wandstärke angenähert.
- Der keramische Monolith wird als Körper mit einer Vielzahl an in Strömungsrichtung verlaufender, wabenförmiger Kanäle abgebildet.
- Vernachlässigung von radialen und axialen Temperaturunterschieden in der Wabe (Monolith)  $\Rightarrow$  einheitliche Wabentemperatur
- Kontaktflächen, z.B. Isolierung auf Rohroberfläche, besitzen die gleiche Oberflächentemperatur.
- Keine Berücksichtigung der axialen Wärmeleitung zwischen und innerhalb der Rohrabschnitte  $\Rightarrow$  ausschließlich radiale Wärmeleitung
- Keine Wechselwirkung mit Bauteilbefestigungen und -aufhängungen
- Konstante Wandtemperaturen  $T_W$ , Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und Stoffgrößen (spezifische Wärmekapazität  $c_p$ , kinematische Viskosität  $\nu$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ ) über die Länge eines Rohrabschnitts bzw. Monoliths
- Ideales Gas mit homogener Zusammensetzung
- Rechteckiges Geschwindigkeits- und Temperaturprofil über dem Strömungsquerschnitt  $\Rightarrow$  gleichmäßige Durchströmung
- Keine Abbildung von gasdynamischen Effekten in der Abgasanlage  $\Rightarrow$  konstanter Massenstrom während eines Zeitschritts
- Keine Berücksichtigung von Strömungsverlusten und den daraus resultierenden Druckverlusten
- Vernachlässigung der Wärme bei Verdampfung der Harnstofflösung
- Vernachlässigung der freiwerdenden Reaktionswärme im SCR-Katalysator

Als Systemgrenze wird der Eintritt in die Abgasgegendruckklappe (Austritt Turbine) und der Austritt von Rohr III definiert. Die Modellierung der Zylinderaustrittstemperatur, der Abgaskrümmen sowie der Turbine muss daher nicht vorgenommen werden. Die Eingangstemperatur  $T_{nTurb}$  und der Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{AG}$  werden vereinfachend aus stationär vermessenen Kennfeldern in Abhängigkeit der aktuellen Last und Drehzahl interpoliert. Dem Verlauf der stationären Temperatur wird zusätzlich noch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT1) mit einer last- und drehzahlabhängigen Zeitkonstante nachgeschaltet. Damit werden schlagartige Temperatursprünge gedämpft, um eine Annäherung an das transiente Verhalten der Verbrennungskraftmaschine (Verbrennung, Aufladung etc.) zu erreichen.

$$T_{n\text{Turb}} = f(Tq_{\text{ICE}}, n) \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{\text{AG}} = f(Tq_{\text{ICE}}, n) \quad (4.12)$$

### 4.2.3 Modellierung der Wärmetransportmechanismen

Das Gesamtmodell des Abgasstrangs besteht aus Teilmodellen, in welchen die einzelnen Teilkomponenten, z.B. Einwandrohr mit Isolierung, enthalten sind. In den Teilmodellen sind wiederum Basismodelle zur Abbildung der Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangsmechanismen, sowie der thermischen Massen hinterlegt. Die Basismodelle sind in radialer Richtung über die Wärmeströme  $\dot{Q}$  und Temperaturen  $T$  miteinander verknüpft. Zwischen zwei Teilmodellen wird der Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{AG}}$  und die Abgastemperatur  $T_{\text{AG,aus}}$  jeweils in Strömungsrichtung ausgetauscht.

Das Gesamtmodell der Abgasanlage wird in folgende Teilkomponenten eingeteilt:

1. **Klappe:** Einfachrohr
2. **Rohr I:** Einfachrohr
3. **Kompensator:** Einfachrohr
4. **Rohr II:** Einfachrohr mit Isolierung
5. **Bogen:** Einfachrohr mit Isolierung
6. **SCR-Einlauf:** Doppelwandrohr mit Luftisolierspalt
7. **SCR-Monolith (SCR-W):** Doppelwandrohr mit Isoliermatte und keramischer Wabe
8. **SCR-Auslauf:** Doppelwandrohr mit Luftisolierspalt
9. **Rohr III:** Einfachrohr

In Abbildung 4.6 sind die Basismodelle für ein einwandiges Rohr (Festkörper) dargestellt. Das erste Modell beschreibt den konvektiven Wärmeübergang von der Abgasströmung an die Rohrwand. Im zweiten Modell ist die Wärmeleitung in der Rohrwand sowie die Erwärmung oder Abkühlung der Rohrmasse (thermische Masse) abgebildet. Das letzte Modell gibt schlussendlich den Wärmeübergang von der äußeren Rohrwand zur Umgebung wieder. Bei einem Doppelwandrohr mit Isolierspalt (Dämmmatte, Luft) sind zwischen Abgasströmung und Umgebung mehrere Festkörperschichten angeordnet, welche sich in der Geometrie ( $d_i$ ,  $d_a$ ) und den Stoffgrößen ( $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $\varepsilon$ ) unterscheiden. Das Basismodell für die Wärmeleitung im Festkörper ändert sich aber grundsätzlich nicht, wodurch eine einfache und schnelle Erweiterung von Teilmodellen nach dem Baukastenprinzip möglich ist.

Anschließend werden die physikalischen Gesetzmäßigkeiten in den erwähnten Basismodellen näher erläutert.

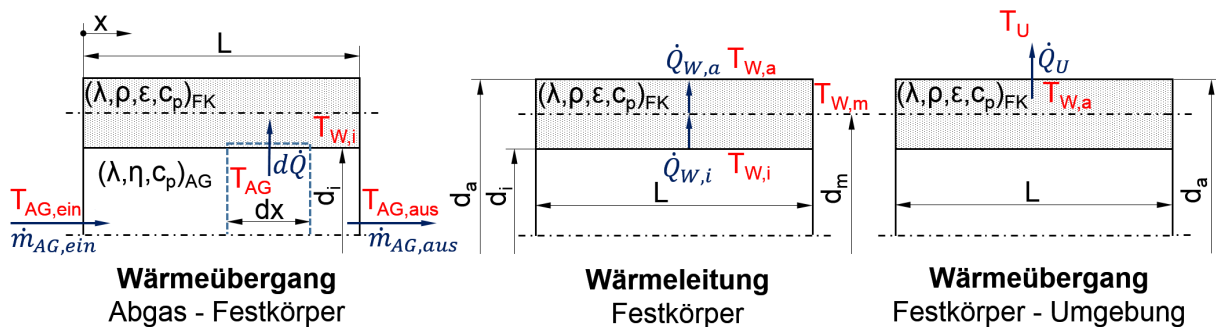


Abbildung 4.6: Basismodelle für den Wärmedurchgang durch ein Einfachrohr [13]

### Wärmeübergang Abgas - Festkörper

Der ein- und ausströmende Massenstrom ist für den betrachteten Rohrabschnitt gemäß der Massenerhaltung betragsmäßig gleich.

$$\dot{m}_{AG,ein} = \dot{m}_{AG,aus} = \dot{m}_{AG} \quad (4.13)$$

Bei Betrachtung eines infinitesimal langen Rohrsegments  $dx$  kann, mithilfe des 1. HS der Thermodynamik für offen durchströmte Systeme (Energieerhaltung), die Änderung des konvektiven Wärmestroms  $d\dot{Q}$  mit der Änderung der Gastemperatur  $dT_{AG}$  (ideales Gas) in Beziehung gesetzt werden.

$$d\dot{Q} = \dot{m}_{AG} c_{p,AG} dT_{AG} \text{ mit } T_{AG} = f(x) \quad (4.14)$$

Der konvektive Wärmestrom vom Abgas zur Wand mit der Temperatur  $T_{W,i}$  berechnet sich über den Newtonschen-Ansatz als Produkt aus der Temperaturdifferenz, der Wandoberfläche  $dO$  und dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  [3].

$$d\dot{Q} = -\alpha_i (T_{W,i} - T_{AG}) dO \text{ mit } T_{W,i} = const. \quad (4.15)$$

4.14 wird mit 4.15 gleichgesetzt, wodurch sich folgende Beziehung ergibt:

$$\dot{m}_{AG} c_{p,AG} dT_{AG} = -\alpha_i (T_{W,i} - T_{AG}) dO \quad (4.16)$$

Nach Umformung und Trennung der Variablen lässt sich die Differentialgleichung wie folgt darstellen:

$$\frac{dT_{AG}}{T_{W,i} - T_{AG}} = \frac{-\alpha_i dA}{\dot{m}_{AG} c_{p,AG}} \quad (4.17)$$



Durch lösen der Differentialgleichung kann die Abgastemperatur am Austritt  $T_{AG,aus}$  eines Rohrabchnitts in Abhängigkeit der Eintritts- und Wandtemperatur berechnet werden.

$$(T_{W,i} - T_{AG,aus}) = (T_{W,i} - T_{AG,ein}) e^{\left(\frac{-\alpha_i O_i}{\dot{m}_{AG} c_{p,AG}}\right)} \quad (4.18)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  wird über die Nußelt-Zahl  $Nu$  bestimmt. Zur Berechnung der Nußelt-Zahl wird eine an die Problemstellung angepasste, empirisch ermittelte Korrelation herangezogen.

$$Nu = \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_{AG}} \quad (4.19)$$

Bei der erzwungenen Konvektion ist die Nußelt-Zahl  $Nu$  im Wesentlichen von der dimensionslosen Reynolds-Zahl  $Re$ , der dimensionslosen Prandtl-Zahl  $Pr$  und der Geometrie abhängig [3].

$$Nu = f(Re, Pr, \text{Geometrie}) \quad (4.20)$$

Die Reynolds-Zahl ist definiert als das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften und wird mit der Strömungsgeschwindigkeit  $w_{AG}$ , dem Durchmesser  $d_i$  (bei Rohrströmungen), sowie der kinematischen Viskosität  $\nu_{AG}$  gebildet. Die Höhe der Reynolds-Zahl gibt Aufschluss über den Turbulenzgrad in der Strömung [3].

$$Re = \frac{w_{AG} d_i}{\nu_{AG}} = \frac{w_{AG} d_i}{\left(\frac{\lambda_{AG}}{\rho_{AG}}\right)} \quad (4.21)$$

Unter Annahme einer gleichmäßigen Durchströmung (rechteckiges Strömungsprofil) wird die Strömungsgeschwindigkeit  $w_{AG}$  wie folgt ermittelt:

$$w_{AG} = \frac{\dot{m}_{AG}}{\rho_{AG} A_i} \quad (4.22)$$

Die Prandtl-Zahl setzt die kinematische Viskosität  $\nu_{AG}$  mit der Temperaturleitfähigkeit  $a_{AG}$  in Beziehung [3].

$$Pr = \frac{\nu_{AG}}{a_{AG}} = \frac{\eta_{AG} c_{p,AG}}{\lambda_{AG}} \quad (4.23)$$

Die spezifische Wärmekapazität  $c_{p,AG}$  wird über einen Polynomansatz nach Justi in Abhängigkeit der Temperatur  $T$  und des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$  ermittelt [27].

$$c_{p,AG}(T, \lambda) = 288 + 144.5 \cdot \left[ \begin{array}{l} -300 \cdot (9.75 + 4.85 \cdot \lambda^{-0.75}) \cdot (T - T_{Bez})^2 \cdot 10^{-6} \\ + 2 \cdot (7.768 + 3.36 \cdot \lambda^{-0.8}) \cdot (T - T_{Bez}) \cdot 10^{-4} \\ + (4.896 + 0.464 \cdot \lambda^{-0.93}) \end{array} \right] \quad (4.24)$$

mit  $T_{Bez} = 273.15\text{K}$

Mit dem Gesetz von Sutherland lässt sich die dynamische Viskosität  $\eta_{AG}$  von Gasen in Abhängigkeit der Temperatur  $T$  bestimmen [31].

$$\eta_{AG}(T) = \frac{1.458 \cdot 10^{-6} T^{3/2}}{T + 110.4} \quad (4.25)$$

Für die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{AG}$  wird ein Polynomansatz in Abhängigkeit der Temperatur  $T$  und des Luftgehalts  $r$  gewählt [27].

$$\lambda_{AG}(T, r) = (1.15 r + 2.02) 10^{-4} T^{0.805} \quad (4.26)$$

Der Luftgehalt  $r$  ist folgendermaßen definiert:

$$r(\lambda) = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_{\min}}} \text{ für } 0 \leq r \leq 1 \quad (4.27)$$

Die Dichte  $\rho_{AG}$  wird mithilfe der idealen Gasgleichung berechnet. Der Druck  $p$  und die spezifische Gaskonstante  $R$  werden für den gesamten Abgasstrang als konstant angenommen.

$$\rho_{AG}(T) = \frac{p}{RT} \quad (4.28)$$

Im Folgenden werden die verwendeten Nußelt-Korrelationen für die Rohrströmung und die Strömung in den Kanälen des Wabenkörpers angeführt.

- **Rohr:**

Die Flächen ( $A_i$ ,  $O_i$ ) für die Berechnung des Massen- und Wärmestroms werden bei kreisrunden Rohren wie folgt ermittelt:

$$A_i = \frac{d_i^2 \pi}{4} \quad (4.29)$$

$$O_i = d_i \pi L \quad (4.30)$$

Bei der Berechnung der Nußelt-Zahl wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Für die laminare Rohrströmung bis Re-Zahlen von 2300 wird die Nußelt-Korrelation  $Nu_{\text{lam}}$  von Martin verwendet [3].

$$Nu_{\text{lam}} = \left[ 4.36^3 + \left( 1.615 \left( Re Pr \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} - 0.7 \right)^3 \right]^{1/3} \quad \text{für } Re \leq 2300 \quad (4.31)$$

Für den turbulenten Fall wird die Nußelt-Beziehung  $Nu_{\text{turb}}$  von Gnielinski herangezogen, welche laut Literatur eine gute Genauigkeit der Wärmeübergangszahl liefert [3].

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{\frac{\zeta}{8} Re Pr f}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} (CAF) \quad \text{für } 10^4 \leq Re \leq 10^6 \quad (4.32)$$

Die Rohrreibungszahl  $\zeta$  ist definiert als:

$$\zeta = (1.8 \log_{10}(Re) - 1.5)^{-2} \quad (4.33)$$

Der Einfluss der Rohrlänge auf die Wärmeübergangszahl wird durch folgende Funktion  $f$  berücksichtigt:

$$f = 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \quad (4.34)$$

Beim Übergang von laminarer zur turbulenten Strömung wird zwischen den beiden Grenzbereichen wie folgt interpoliert:

$$Nu_{\text{über}} = (1 - \gamma) Nu_{\text{lam}}(Re = 2300) + \gamma Nu_{\text{turb}}(Re = 10^4) \quad \text{für } 2300 < Re < 10^4 \quad (4.35)$$

mit  $\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}$

Mit dem Korrekturfaktor  $CAF$  kann der Wärmeübergang unter den idealisierten Annahmen an die realen Geometrie- und Strömungsverhältnisse (gebogenes Rohr, nicht kreisrunder Querschnitt, erhöhte Turbulenz etc.) teilweise angepasst werden. Der Korrekturfaktor gibt das Verhältnis von tatsächlicher ( $Nu_{\text{wirklich}}$ ) zu theoretischer ( $Nu_{\text{theoretisch}}$ ) Nußelt-Zahl wieder und wird bei Validierung des Modells mit den realen Messdaten ermittelt [13].

$$CAF = \frac{Nu_{\text{wirklich}}}{Nu_{\text{theoretisch}}} \quad (4.36)$$

- **Wabe:**

Bei der keramische Wabe (Monolith) wird der Wärmeübergang in einem einzelnen Kanal mit der Querschnittsfläche  $A_{\text{Kat,Kanal}}$  betrachtet.

$$A_i = A_{\text{Kat,Kanal}} \quad (4.37)$$

Die charakteristische Länge  $d_{\text{Kat,Kanal}}$  (hydraulischer Durchmesser) des annähernd quadratischen Kanals berechnet sich aus dem Quotienten von Querschnittsfläche zu Umfang  $U_{\text{Kat,Kanal}}$  und wird für die Ermittlung der Reynolds-Zahl, Nußelt-Zahl und des Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen.

$$d_{\text{Kat,Kanal}} = d_i = 4 \frac{A_{\text{Kat,Kanal}}}{U_{\text{Kat,Kanal}}} \quad (4.38)$$

Die Kanaloberfläche  $O_{\text{Kat,Kanal}}$  wird mit dem hydraulischer Durchmesser und der Kanal-länge  $L_{\text{Kat}}$  analog zu den kreisrunden Rohren ermittelt [3].

$$O_{\text{Kat,Kanal}} = O_i = d_{\text{Kat,Kanal}} \pi L_{\text{Kat}} \quad (4.39)$$

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{Kat}}$  erfolgt aus der Nußelt-Zahl  $Nu_{\text{Kat}}$  für einen durchströmten Wabenkörper [13].

$$Nu_{\text{Kat}} = 0.571 \left( Re \frac{d_{\text{Kat,Kanal}}}{L_{\text{Kat}}} \right)^{2/3} \quad (4.40)$$

### Wärmeleitung Festkörper

Der Wärmetransport durch Wärmeleitung innerhalb eines Festkörpers sowie dessen Wärmespeicherung werden im Basismodell Wärmeleitung abgebildet. Unter Festkörper wird allgemein eine Rohrwand, Isolierung und der Wabenkörper verstanden. Dabei wird der Luftisolierspalt bei Doppelwandrohren ebenfalls als Festkörper bezeichnet. Nachfolgend wird das Rohr bzw. die Isolierung und der Wabenkörper aufgrund unterschiedlich getroffener Annahmen gesondert erläutert.

- **Rohr, Isolierung:**

Der Wärmestrom durch die Rohr- oder Isolierwand wird in einen inneren  $\dot{Q}_{\text{W,i}}$  und äußeren Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{W,a}}$  aufgeteilt. Der innere Wärmestrom geht von der Wandinnenseite (W,i) zur Wandmitte (W,m) und der äußere Wärmestrom von der Wandmitte zur Wandaußenseite (W,a). Dafür wird eine mittlere Wandtemperatur  $T_{\text{W,m}}$  eingeführt, welche sich auf den mittleren Durchmesser  $d_{\text{m}}$  bezieht [13].

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2} \quad (4.41)$$

Die Innen  $T_{W,i}$ - und Außenwandtemperatur  $T_{W,a}$ , sowie die mittlere Wandtemperatur  $T_{W,m}$  werden über die Länge  $L$  als konstant angenommen. Die Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{FK}$  und spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,FK}$  wird vernachlässigt. Die Wärmeströme ( $\dot{Q}_{W,i}$ ,  $\dot{Q}_{W,a}$ ) werden für zylindrische Wände wie folgt berechnet [3]:

$$\dot{Q}_{W,i} = \frac{2 \pi L \lambda_{FK}}{\ln \left( \frac{d_m}{d_i} \right)} (T_{W,i} - T_{W,m}) \quad (4.42)$$

$$\dot{Q}_{W,a} = \frac{2 \pi L \lambda_{FK}}{\ln \left( \frac{d_a}{d_m} \right)} (T_{W,m} - T_{W,a}) \quad (4.43)$$

Wird die mittlere Wandtemperatur  $T_{W,m}$  als Temperatur für den gesamten Festkörper definiert, kann eine Energiebilanz erstellt werden. Darin ist die Änderung der mittleren Wandtemperatur mit den Wärmeströmen im Festkörper gekoppelt.

$$m_{FK} c_{p,FK} dT_{W,m} = \dot{Q}_{W,i} - \dot{Q}_{W,a} \quad (4.44)$$

Bei einem doppelwandigen Rohr mit Luftisolierspalt wird, neben der Wärmeleitung im Ringspalt, auch der Strahlungsaustausch  $\dot{Q}_{s,12}$  zwischen dem Innen (Index 1)- und Außenrohr (Index 2) berücksichtigt (Vernachlässigung der freien Konvektion). Dabei werden die Festkörper als graue Strahler mit konstanten Emissionsverhältnissen ( $\varepsilon_{FK,1}$ ,  $\varepsilon_{FK,2}$ ) behandelt.

$$\dot{Q}_{s,12} = C_{12} O_{a1} \left[ \left( \frac{T_{W,a1}}{100K} \right)^4 - \left( \frac{T_{W,i2}}{100K} \right)^4 \right] \quad (4.45)$$

Die Strahlungsaustauschzahl  $C_{12}$  enthält die Geometrie sowie das Emissionsvermögen der im Austausch stehenden Festkörper und ist folgendermaßen definiert:

$$C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_{FK,1}} + \frac{O_{a1}}{O_{i2}} \left( \frac{1}{\varepsilon_{FK,2}} \right)} \quad \text{mit } \sigma = 5.67 \frac{W}{m^2} \quad (4.46)$$

Der Strahlungsanteil muss auch in die Energiebilanz des Luftisolierspalts (LS) miteinbezogen werden.

$$m_{LS} c_{p,LS} dT_{LS,m} = \dot{Q}_{W,i} - \dot{Q}_{W,a} - \dot{Q}_{s,12} \quad (4.47)$$

- **Wabe:**

Der keramische Monolith (Wabe) wird vereinfachend als Körper mit konstanter Wärmekapazität  $c_{p,Kat}$  und einheitlicher Wabentemperatur  $T_{Kat}$  in axialer, sowie radialer Richtung betrachtet. Die Annahme einer konstanten Temperatur erscheint aufgrund der geringen Stegbreite zwischen den Kanälen gerechtfertigt [13].

$$T_{W,m} \equiv T_{W,a} \equiv T_{W,i} \equiv T_{Kat} \quad (4.48)$$

Die Energiebilanz für den gesamten Wabenkörper wird mit den ein- und ausgehenden Wärmeströmen ( $\dot{Q}_{ein}$ ,  $\dot{Q}_{aus}$ ) gebildet. Damit wird die Änderung der Wabentemperatur mit dem gesamten Wärmestrom vom oder zum Abgas und dem Wärmestrom vom oder zum umgebenden Festkörper verknüpft.

$$m_{Kat} c_{p,Kat} dT_{Kat} = \dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus} \quad (4.49)$$

### Wärmeübergang Festkörper - Umgebung

Der Wärmetransport vom Festkörper zur Umgebung findet durch Strahlung und Konvektion (erzwungen, frei) statt.

Aufgrund fehlender Angaben zu den luftseitigen Strömungsverhältnissen (Anströmrichtung und geschwindigkeit) wird für die erzwungene und freie Konvektion in erster Näherung ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_U$  von  $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  angenommen. Der konvektive Wärmestrom  $\dot{Q}_{U,k}$  berechnet sich mit der Temperaturdifferenz von Oberflächen- und Umgebungstemperatur, der äußeren Oberfläche  $O_a$  und dem Wärmeübergangskoeffizienten wie folgt [3]:

$$\dot{Q}_{U,k} = \alpha_U O_a (T_{W,a} - T_U) \quad (4.50)$$

Die Strahlungswärme  $\dot{Q}_{U,s}$  eines in die Umgebung (großer Raum) strahlenden Festkörpers berechnet sich aus der Temperaturdifferenz zwischen Umgebung  $T_U$  und Festkörperoberfläche  $T_{W,a}$ , dem Emissionsverhältnis  $\varepsilon_{FK}$  und der Oberfläche  $O_a$  des Festkörpers sowie der Strahlungszahl  $\sigma$  nach folgender Gesetzmäßigkeit [3]:

$$\dot{Q}_{U,s} = \varepsilon_{FK} \sigma O_a \left[ \left( \frac{T_{W,a}}{100\text{K}} \right)^4 - \left( \frac{T_U}{100\text{K}} \right)^4 \right] \text{ mit } \sigma = 5.67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (4.51)$$

Der Gesamtwärmestrom  $\dot{Q}_U$  setzt sich schlussendlich aus den beiden Teilwärmeströme zusammen:

$$\dot{Q}_U = \dot{Q}_{U,s} + \dot{Q}_{U,k} \quad (4.52)$$

### 4.2.4 Thermisches Ersatzschaltbild

In Analogie zum elektrischen Netzwerk lässt sich das Gesamtmodell in einem thermischen Ersatzschaltbild darstellen, wie Abbildung 4.7 zeigt. Die Temperatur (vgl. elektrische Spannung) stellt darin die Potentialgröße und der Wärmestrom (vgl. elektrischer Strom) die Flussgröße dar. Der Wärmeübergang (Strahlung, Konvektion) sowie die Wärmeleitung können als thermische Widerstände und der Festkörper als Wärmekapazität (thermische Masse) interpretiert werden. In Abhängigkeit der Wärmeübergangsmechanismen in den Basismodellen werden die Widerstände und Kapazitäten parallel oder seriell miteinander verschaltet. Mithilfe eines thermischen Ersatzschaltbildes können schon im Vorfeld der Modellbildung erste Vereinfachungen getroffen werden.

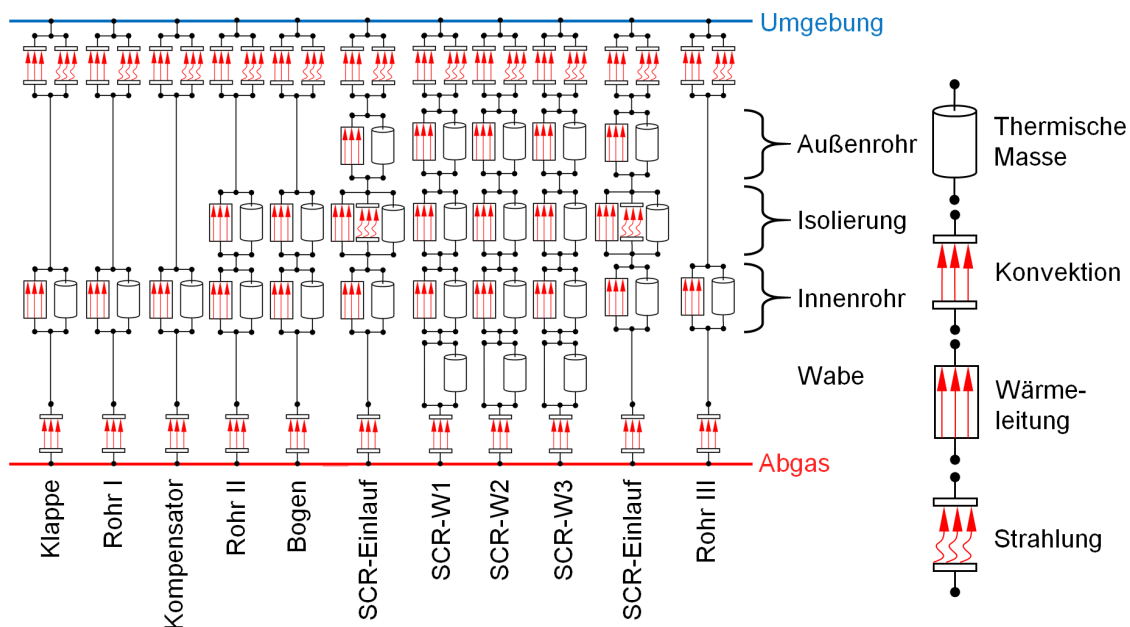
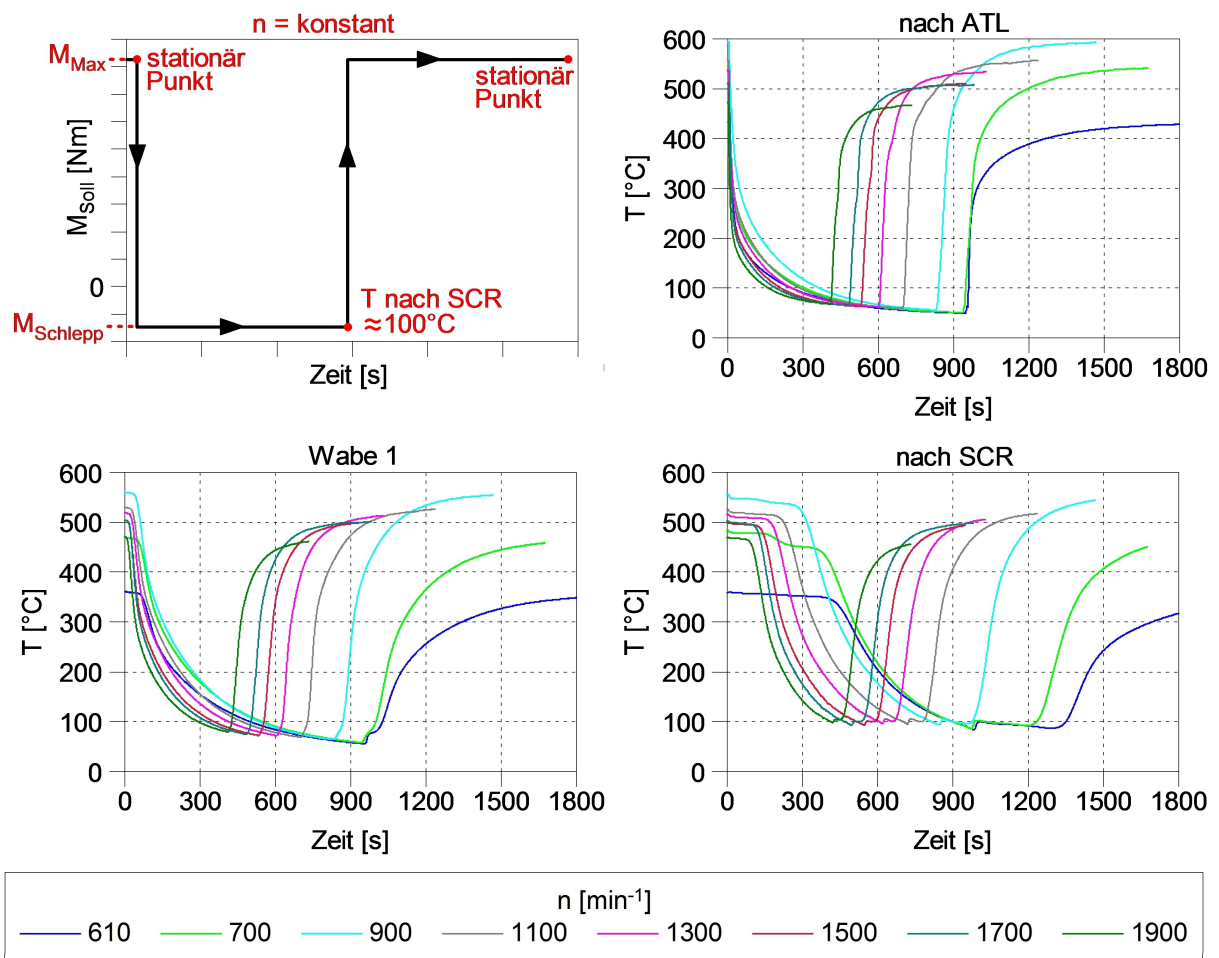


Abbildung 4.7: Thermisches Ersatzschaltbild der Abgasanlage

### 4.2.5 Validierung

Zur Validierung des Gesamtmodells wurden Abkühl- und Aufwärmversuche bei unterschiedlichen Drehzahlen am Motorenprüfstand durchgeführt. Dabei wurde die Verbrennungskraftmaschine aus einem stationär eingeschwungenen Vollastpunkt unter konstanter Drehzahl in den Schleppbetrieb gebracht. Anschließend folgte die Abkühlphase der Abgasanlage bei geschlepptem Motor. Bei Erreichen einer Abgastemperatur von ca. 100 °C am Austritt des SCR-Katalysators wurde der Verbrennungsmotor für die abschließende Aufwärmphase wieder in den Vollastpunkt gebracht. Die prinzipielle Versuchsdurchführung und die gemessenen Abkühl- und Aufwärmkurven sind in Abbildung 4.8 ersichtlich.

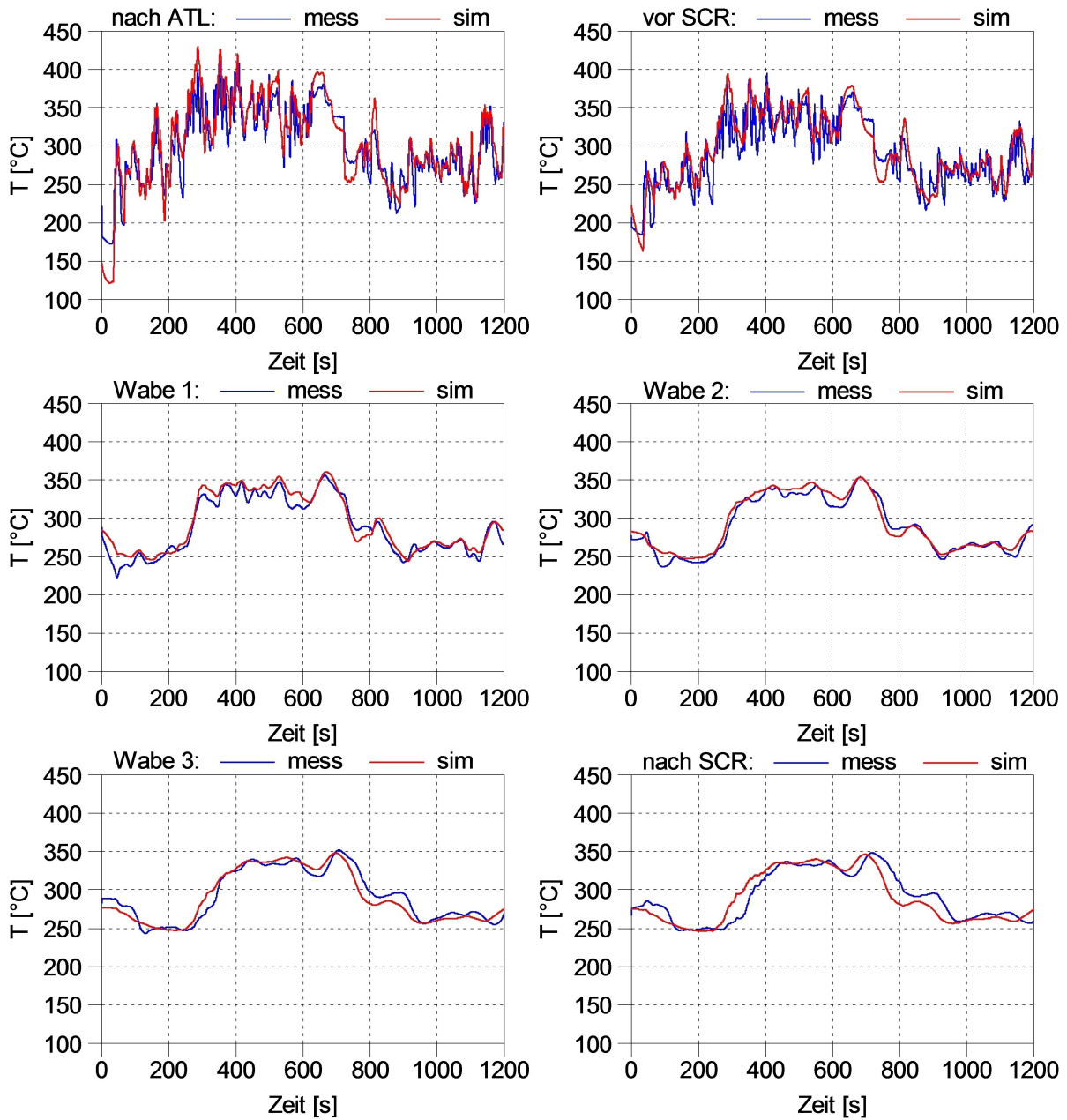
In den Diagrammen sind jeweils die zeitlichen Verläufe der Abgastemperatur nach Turbine (ATL), vor und nach SCR-Katalysator (SCR) sowie der Monolithtemperatur (Wabe 1) zu sehen. Mit steigender Drehzahl bzw. höheren Abgasmassenströmen kühlt (erwärmt sich) die Abgasanlage aufgrund des gesteigerten konvektiven Wärmeübergangs wesentlich schneller ab.



**Abbildung 4.8:** Abkühl- und Aufwärmversuche bei unterschiedlichen Drehzahlen aus Messungen

Abbildung 4.9 zeigt die gemessenen und simulierten Temperaturen nach der Turbine (ATL), vor und nach dem SCR-Katalysator (SCR) sowie der drei Monolithen (W1-W3) während des Gesetzgebungszyklus NRTC. Dem Simulationsmodell wurde dabei das effektive Drehmoment, die Motordrehzahl und die Umgebungstemperatur als Eingangsgrößen vorgegeben. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung der Temperaturverläufe. Die maximale Abweichung der simulierten zu den gemessenen Verläufen liegt unter  $50^{\circ}\text{C}$ .





**Abbildung 4.9:** Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Abgas- und Katalysatortemperaturen im NRTC



# 5 Hybrid-Betriebsstrategie

In diesem Kapitel wird auf die Entwicklung der Hybrid-Betriebsstrategie eingegangen. Dabei werden zunächst die Aufgaben und definierten Ziele der Betriebsstrategie erläutert. Anschließend werden die zugrunde gelegte Basisstrategie mit der Lade- und Entladestrategie, die Möglichkeiten der Optimierung und die ausgeführte Regelstruktur erläutert.

## 5.1 Aufgaben und Ziele der Betriebsstrategie

Die gewählte Betriebsstrategie bestimmt im Wesentlichen über das Ausmaß der Zielerfüllung. Wie Eingangs bereits erwähnt, legt die Hybrid-Betriebsstrategie in Abhängigkeit der äußeren Last- und Drehzahlanforderung und unter Einhaltung der Randbedingungen sowie unter Berücksichtigung der definierten Ziele die Leistungsaufteilung („Torque Split“) zwischen den beiden Antrieben fest.

Für die vorliegende Arbeit wurden folgende Ziele der Betriebsstrategie definiert und in dieser Reihung auch priorisiert:

1. **Stabilität der Betriebsführung**
2. **Senkung des Kraftstoffverbrauchs**
3. **Minimierung der Schadstoffemissionen**

Die Betriebsstrategie kann in Abhängigkeit des Hybridisierungsgrads (installierte elektrische Leistung) unterschiedliche Betriebsmodi zur Zielerfüllung nutzen. Dem untersuchten Hybridantrieb stehen dazu die in Tabelle 5.1 eingetragenen Funktionen bzw. Betriebsmodi zur Verfügung.

**Tabelle 5.1:** Verfügbare Betriebsmodi

<b>motorischer Betrieb</b>	<b>generatorischer Betrieb</b>
<ul style="list-style-type: none"><li>• rein elektromotorischer Betrieb</li><li>• elektrisches Assistieren<ul style="list-style-type: none"><li>– Boost</li><li>– Phlegmatisierung</li></ul></li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Rekuperation</li><li>• Lastpunktanhebung<ul style="list-style-type: none"><li>– Lastpunktverschiebung</li><li>– Phlegmatisierung</li></ul></li></ul>

Der untersuchte Parallel-Hybridantrieb wird in Kombination mit einem stufenlosen Hydraulikgetriebe eingesetzt. Die Motordrehzahl kann daher in Abhängigkeit der geforderten Antriebsleistung frei gewählt werden. Durch die elektrische Boost-Funktion ist eine starke Absenkung der Drehzahl im Vergleich zum konventionellen Antrieb möglich. Bei schlagartiger Lastanforderung unterstützt die E-Maschine den Verbrennungsmotor durch ein zusätzliches Stützmoment und verhindert dadurch eine zu starke Drehzahldrückung. Somit lassen sich die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte im Bezug auf die definierten Ziele frei festlegen.

Die Betriebsstrategie hat die Aufgabe die Betriebsmodi so zu koordinieren, dass über einen bestimmten Zeitraum Gleichgewicht zwischen der „Energieproduktion“ (generatorischer Betrieb) und dem „Energiekonsum“ (motorischer Betrieb) herrscht. Durch Rekuperation und Lastpunktanhebung wird die Batterie generatorisch geladen. Die Rekuperation ist vom jeweiligen Fahrprofil (Gelände, Untergrund) und die Phlegmatisierung von der Laständerung (negativer Gradient) abhängig. Daher können diese nicht zum aktiven Laden der Batterie herangezogen werden. Demgegenüber steht die Entladung der Batterie durch den rein elektromotorischen Betrieb und dem elektrischen Assistieren. Die Phlegmatisierung ist auch im motorischen Fall von der Laständerung (positiver Gradient) abhängig und der elektrische Boost wird zur Unterstützung des Verbrennungsmotors im unteren Drehzahlbereich benötigt. Somit können diese nicht zur aktiven Entladung der Batterie verwendet werden. Damit beschränken sich die Stellgrößen bei Regelung des Batterieladestands *SoC* auf die Lastpunktverschiebung LPV und dem rein elektromotorischen Betrieb [11].

In der entwickelten Hybrid-Betriebsstrategie sind nun folgende Teilstrategien integriert:

- **Basisstrategie** → Betriebspunktwahl des Verbrennungsmotors und Aufteilung der geforderten Antriebsleistung zwischen ICE und ISG
- **Lade- und Entladestrategie** → Aktives Ent- und Beladen der Batterie durch Lastpunktverschiebung und dem rein elektromotorischen Betrieb

Die Basisstrategie besteht aus einem phlegmatisierten Kennlinienbetrieb der Verbrennungskraftmaschine und einer regelbasierten Kennfeldzonenstrategie zur Aufteilung der Antriebsleistung zwischen ICE und ISG. Wobei für die Kennfeldzonenstrategie das Motorkennfeld der Verbrennungskraftmaschine unter energetischen Gesichtspunkten in Leistungsbereiche eingeteilt wird. Die Regelung des Ladezustands erfolgt durch Verschieben der entsprechenden Leistungsbereiche auf Basis von fixen SoC-Grenzen. In Abbildung 5.1 sind die Leistungsbereiche und die Betriebskennlinie im Wirkungsgraskennfeld der ICE ersichtlich.

Die einzelnen Leistungsbereiche werden nach folgenden Kriterien und für folgende Betriebsmodi festgelegt:

- **Bereich I:** Schlepptbereich → Rekuperation
- **Bereich II:** Unterer Lastbereich → Wirkungsgrad ICE niedrig → rein elektromotorischen Betrieb

- **Bereich III:** Mittlerer Lastbereich → Wirkungsgrad ICE gut → Lastpunktverschiebung
- **Bereich IV:** Hoher Lastbereich → Wirkungsgrad ICE hoch → rein verbrennungsmotorischer Betrieb
- **Bereich V:** Oberhalb der für den Radlader angegebenen Leistungsklasse → nicht dargestellt

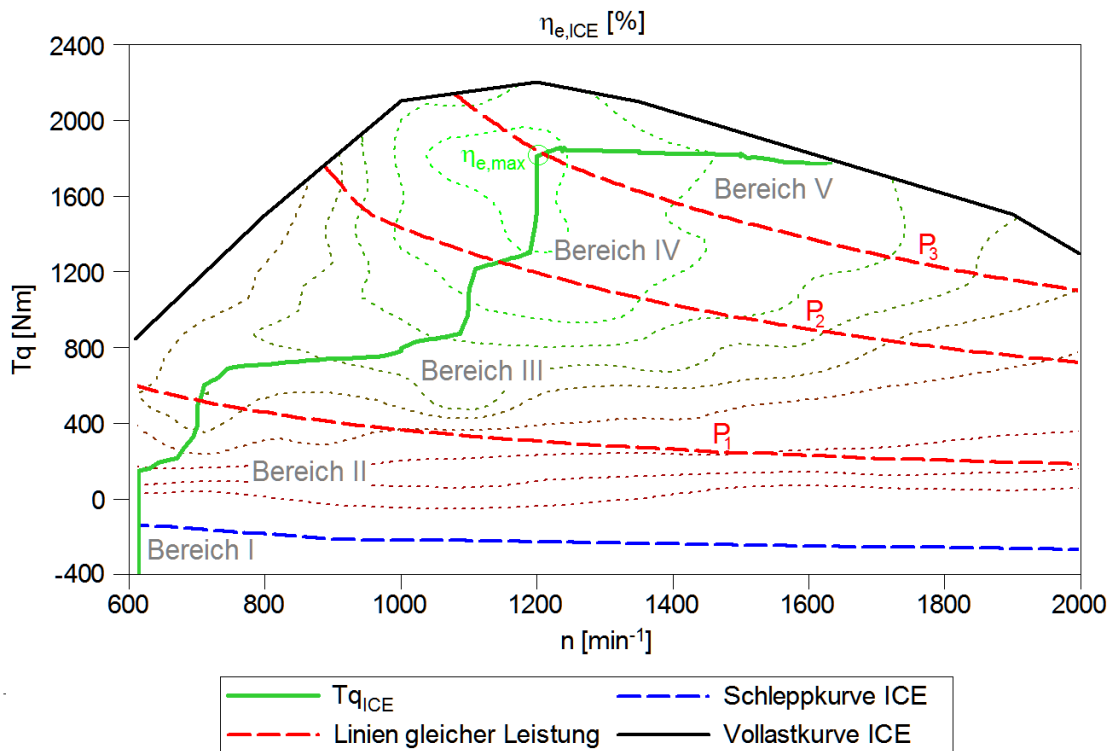


Abbildung 5.1: Kennlinien- und Kennfeldzonenstrategie

Im Folgenden wird auf die Auslegung der Kennlinien- und Kennfeldzonenstrategie sowie der Lade- und Entladestrategie näher eingegangen.

## 5.2 Phlegmatisierte Kennlinienstrategie

Die Aufgabe der Kennlinienstrategie besteht darin, den verbrennungsmotorischen Betriebspunkt so festzulegen, dass die Antriebsleistung mit geringstem Kraftstoffverbrauch bereitgestellt wird. Dabei wird der Wirkungsgrad  $\eta_{e,ICE}$  als Maß zur Beurteilung der Effizienz bei Umwandlung der chemischen Kraftstoffenergie in mechanische Energie herangezogen.

$$\eta_{e,ICE} = \frac{P_{e,ICE}}{\dot{m}_B H_u} \quad (5.1)$$

Nach Umformung von Gleichung 5.1 kann der Kraftstoffverbrauch  $\dot{m}_B$  in Abhängigkeit der effektiven Leistung  $P_{e,ICE}$  und dem Wirkungsgrad wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_B = \frac{P_{e,ICE}}{\eta_{e,ICE} H_u} \quad (5.2)$$

Im Wirkungsgradkennfeld der Verbrennungskraftmaschine lässt sich für jeder Leistungshyperbel ein Betriebspunkt mit bestem Wirkungsgrad und damit geringstem Verbrauch ermitteln. Werden diese Betriebspunkte zu einer Kennlinie verbunden, ergibt sich ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Leistung  $P$  und der Motordrehzahl  $n$  bzw. dem Drehmoment  $Tq_{ICE}$ . Das Betriebskennfeld der Verbrennungskraftmaschine reduziert sich auf die erwähnte Drehzahl-Drehmomenten-Kennlinie („Popt-Linie“, grün), wie Abbildung 5.2 zeigt. Die Wirkungsgradsteigerung resultiert zum Einen aus der Drehzahlreduktion (mechanische Reibung) und zum Anderen aus der Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads durch die Lastanhebung.

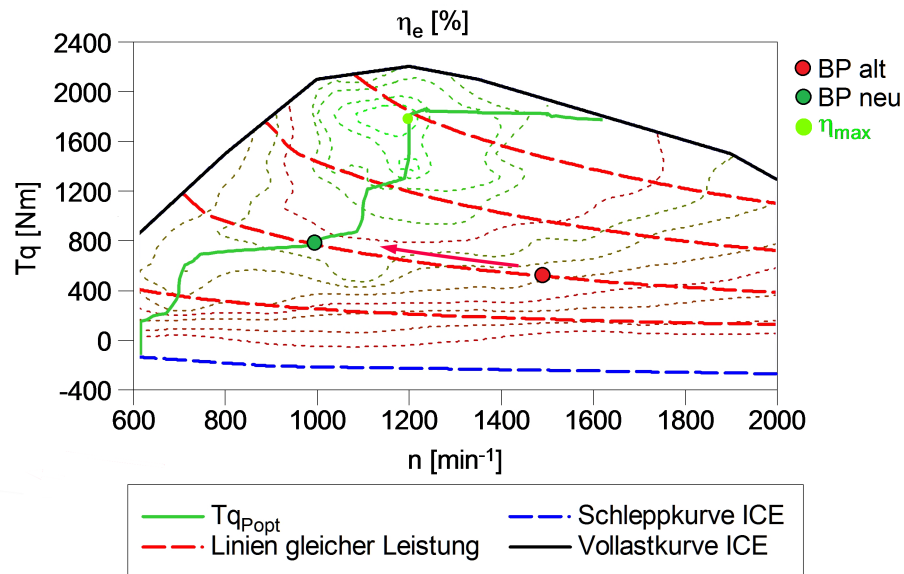


Abbildung 5.2: Kennlinie geringstem spezifischen Verbrauchs

Die wirkungsgradoptimalen Betriebspunkte der „Popt-Linie“ werden als Funktion  $f(P)$  der Leistung  $P$  in der Kennlinienstrategie hinterlegt. In Abbildung 5.3 ist der Drehzahl- und Drehmomentverlauf über der Leistung dargestellt. Anhand dieser Kennlinien ermittelt die Betriebsstrategie in Abhängigkeit der ICE Soll-Leistung den Soll-Betriebspunkt des Verbrennungsmotors.

$$n_{Soll} = f(P_{ICE,Soll}) \text{ mit } Tq_{ICE,Soll} = f(P_{ICE,Soll}) \quad (5.3)$$

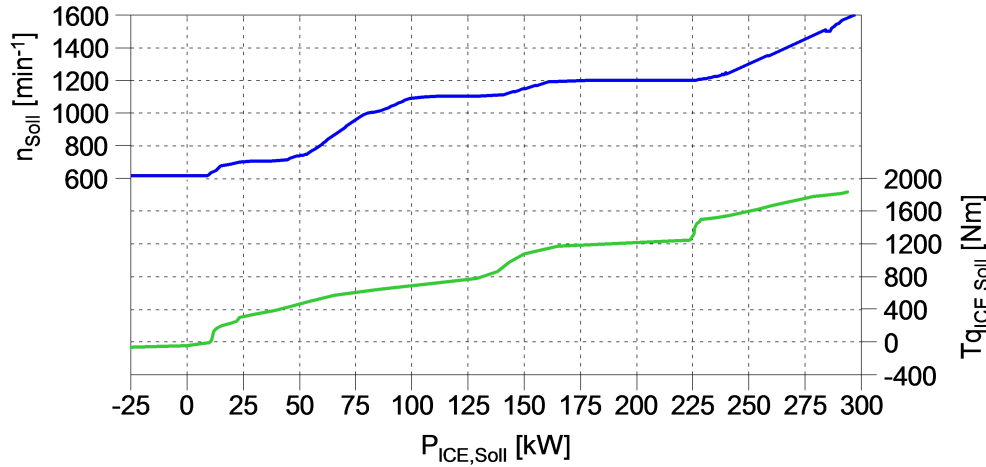


Abbildung 5.3: Drehzahl- und Drehmomentenkennlinie

Die Soll-Leistung  $P_{ICE,Soll}$  ergibt sich aus der **statischen Leistungsaufteilung** zwischen Verbrennungsmotor und Starter-Generator für folgende Fälle:

1. Rein verbrennungsmotorischer Betrieb:  $P_{ICE,Soll} = P_{Soll}$
2. Lastpunktverschiebung:  $P_{ICE,Soll} = P_{Soll} + P_{LPV}$
3. Rekuperation:  $P_{ICE,Soll} = 0$
4. Rein elektromotorischer Betrieb:  $P_{ICE,Soll} = 0$

Die zusätzlich aufzubringende Leistung durch die Lastpunktverschiebung  $P_{LPV}$  wird von der Kennfeldzonenstrategie vorgegeben. Im rein elektromotorischen Betrieb und bei Rekuperationsphasen wird die Wunsch-Drehzahl zur Reduktion der Schleppleistung auf die minimal mögliche Drehzahl ( $n_{min}$ ) gesenkt.

Das berechnete Soll-Drehmoment  $Tq_{ICE,Soll}$  des Verbrennungsmotors wird im nächsten Schritt phlegmatisiert. Dabei werden die hohen Gradienten des Motormoments durch motorische oder generatorische Unterstützung des Starter-Generators vermindert. Mit dieser Maßnahme sollen die Schadstoffemissionen im dynamischen Betrieb reduziert werden. Den Einfluss der Lastgradienten auf die Höhe der Schadstoffemissionen zeigen die in Abbildung 5.4 dargestellten Lastsprungversuche des untersuchten Verbrennungsmotors. In den Diagrammen sind jeweils die zeitlichen Verläufe der Kohlenstoffmonoxid-, Partikel- und Stickoxidemissionen bei unterschiedlichen Vorgaberampen ersichtlich.

In der ausgeführten Regelstrategie wird die zeitliche Laständerung der Verbrennungskraftmaschine  $\Delta Tq_{ICE,Soll}$  mit einem maximalen Gradienten  $\alpha_{max}$  (Phlegmatisierungsgrad) begrenzt. Der Gradient  $\alpha_{ICE,Soll}$  berechnet sich aus:

$$\alpha_{ICE,Soll} = \frac{\Delta Tq_{ICE,Soll}}{\Delta t} = \frac{Tq_{ICE,Soll}^t - Tq_{ICE,Soll}^{t-1}}{\Delta t} \quad (5.4)$$

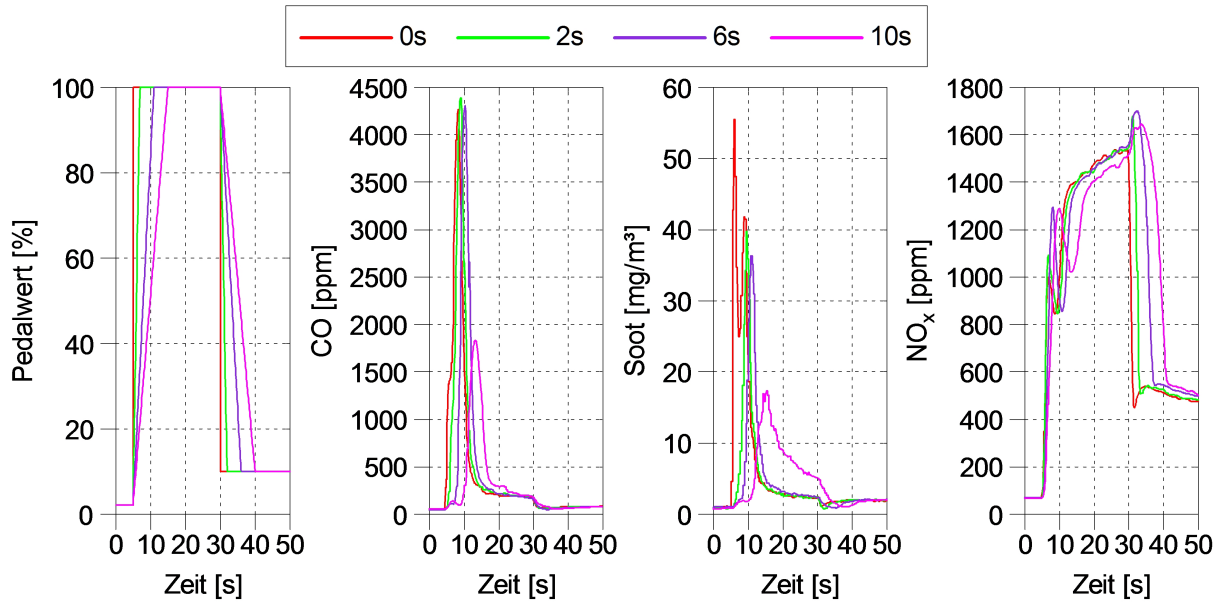


Abbildung 5.4: Gemessene Schadstoffemissionen aus Lastsprungversuchen

Der Starter-Generator wird nun in Abhängigkeit des maximalen Gradienten  $\alpha_{\max}$  sowie der Laständerung (positiv, negativ) motorisch oder generatorisch betrieben.

$$Tq_{ICE,Soll}^* = \begin{cases} Tq_{ICE,Soll} - Tq_{ISG,gen} & \text{für } \alpha_{ICE,Soll} > \alpha_{\max,neg} \\ Tq_{ICE,Soll} + Tq_{ISG,mot} & \text{für } \alpha_{ICE,Soll} > \alpha_{\max,pos} \end{cases} \quad (5.5)$$

Nachfolgende Abbildung 5.5 zeigt die Drehmomentenaufteilung zwischen den Antrieben bei Vorgabe eines positiven Soll-Lastsprung.

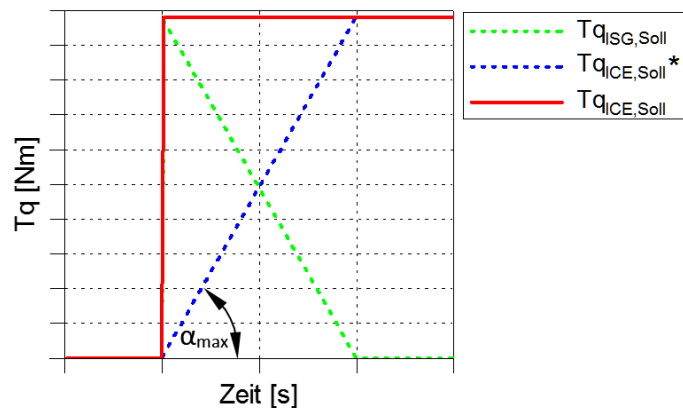


Abbildung 5.5: Momentenaufteilung zwischen ICE und ISG bei positiver Drehmomentänderung



## 5.3 Kennfeldzonenstrategie

### 5.3.1 Bereich I: Rekuperation

Im Schubbetrieb wird die Differenz ( $P_{\text{Rekup}}$ ) aus der momentanen Zyklusleistung  $P_{\text{Soll}}$  und der Schleppleistung  $P_{\text{Schlepp}}$  als Rekuperationsenergie generatorisch in die Batterie gespeichert.

$$P_{\text{Rekup}} = |P_{\text{Soll}}| - |P_{\text{Schlepp}}| \text{ bei } P_{\text{Soll}} < P_{\text{Schlepp}} \quad (5.6)$$

### 5.3.2 Bereich II: Rein elektromotorischer Betrieb

Das aktive Entladen der Batterie wird über den rein elektromotorischen Betrieb geregelt. Die Entscheidung für den Wechsel in den Betriebsmodus „eleDrive“ erfolgt anhand einer konstanten Leistungsgrenze  $P_{\text{Grenz}}$ . Befindet sich die momentane Lastanforderung unterhalb der Leistungsgrenze wird die Antriebsleistung zur Gänze von der E-Maschine aufgebracht. Die Antriebsleistung  $P_{\text{eleDrive}}$  setzt sich in diesem Betriebsfall additiv aus der Zyklusleistung  $P_{\text{Soll}}$  und der Schleppleistung  $P_{\text{Schlepp}}$  zusammen.

$$P_{\text{eleDrive}} = P_{\text{Soll}} + |P_{\text{Schlepp}}| \text{ bei } P_{\text{Schlepp}} \leq P_{\text{Soll}} \leq P_{\text{Grenz}} \quad (5.7)$$

Für die Lade- und Entladestrategie werden zwei unterschiedlich hohe Leistungsgrenzen (eleDrive1, eleDrive2) definiert. Im oberen SoC-Bereich soll die höhere Leistungsgrenze eleDrive2 zu einem vermehrt elektromotorischen Betrieb führen.

Die Leistungsgrenzen  $P_{\text{Grenz}}$  werden unter Berücksichtigung des verbrennungsmotorischen Wirkungsgrads festgelegt. Der effektive Wirkungsgrad des untersuchten Verbrennungsmotors ist in Abbildung 5.6 über der Drehzahl und der effektiven Leistung aufgetragen. Das Wirkungsgradkennfeld zeigt, dass im unteren Drehzahlbereich und oberhalb einer Leistung von ca. 50 kW ein effektiver Wirkungsgrad von über 40 % realisiert werden kann. Demgegenüber steht der vergleichsweise geringe Wirkungsgrad von unter 30 % im niedrigen Lastbereich. Die verfügbare elektrische Leistung macht einen rein elektromotorischen Betrieb in diesem Bereich möglich, siehe Abbildung 5.6. Der hohe Wirkungsgrad des Starter-Generator soll zu einer Effizienzsteigerung beitragen. Dabei wird aber vorausgesetzt, dass die Batterie bereits mit einem gutem Wirkungsgrad geladen wurde. Die Leistungsgrenzen wurden wie folgt festgelegt:

$$P_{\text{Grenz}} = \begin{cases} 25 \text{ kW (eleDrive1)} \\ 38 \text{ kW (eleDrive2)} \end{cases} \quad (5.8)$$

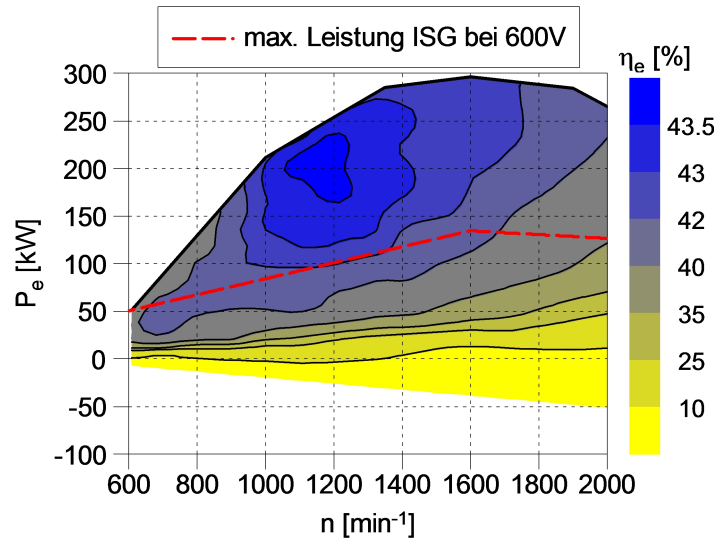


Abbildung 5.6: Wirkungsgradkennfeld ICE

### 5.3.3 Bereich III: Lastpunktverschiebung

Bei der Lastpunktverschiebung wird die Ladeleistung  $P_{LPV}$  als Funktion der momentanen Lastanforderung aus einer Kennlinie berechnet. Dabei wird abhängig vom Ladezustand zwischen zwei Ladekennlinien gewählt. Die Kennlinien unterscheiden sich in der Höhe ihrer Ladeleistung. Die Ladekennlinie LPV2 weist die höchste Ladeleistung auf und ist zum schnellen Laden der Batterie im unteren SoC-Bereich hinterlegt. Im mittleren SoC-Bereich wird die Batterie zur Reduktion der Verlustleistung bzw. Erhöhung der Ladeeffizienz mit moderater Lastpunktverschiebung LPV1 geladen.

Die Ladeleistung  $P_{LPV}$  berechnet sich aus der Differenz zwischen der ICE-Leistung  $P_{ICE,Soll}$  und der geforderten Zyklusleistung  $P_{Soll}$ .

$$P_{LPV} = P_{ICE,Soll} - P_{Soll} \text{ mit } P_{LPV} = f(P_{Soll}) \quad (5.9)$$

Eine Lastpunktverschiebung kann nur zu einer Effizienzsteigerung beitragen, wenn die Batterie unter möglichst geringem Kraftstoffeinsatz geladen wird. Als Maß zur Beurteilung der Ladeeffizienz dient dabei der Ladewirkungsgrad  $\eta_{Lade}$ , welcher sich aus dem Produkt der Einzelwirkungsgrade von Verbrennungskraftmaschine  $\eta_{ICE,diff}$ , Starter-Generator  $\eta_{ISG,gen}$  und Batterie  $\eta_{B-Lade}$  errechnet [11].

$$\eta_{Lade} = \eta_{ICE,diff} \cdot \eta_{ISG,gen} \cdot \eta_{B-Lade} \quad (5.10)$$

Der Kraftstoffaufwand für die Lastpunktverschiebung wird mit dem differentiellen Wirkungsgrad  $\eta_{ICE,diff}$  beurteilt. Dieser bildet sich aus dem Quotienten der Ladeleistung zur

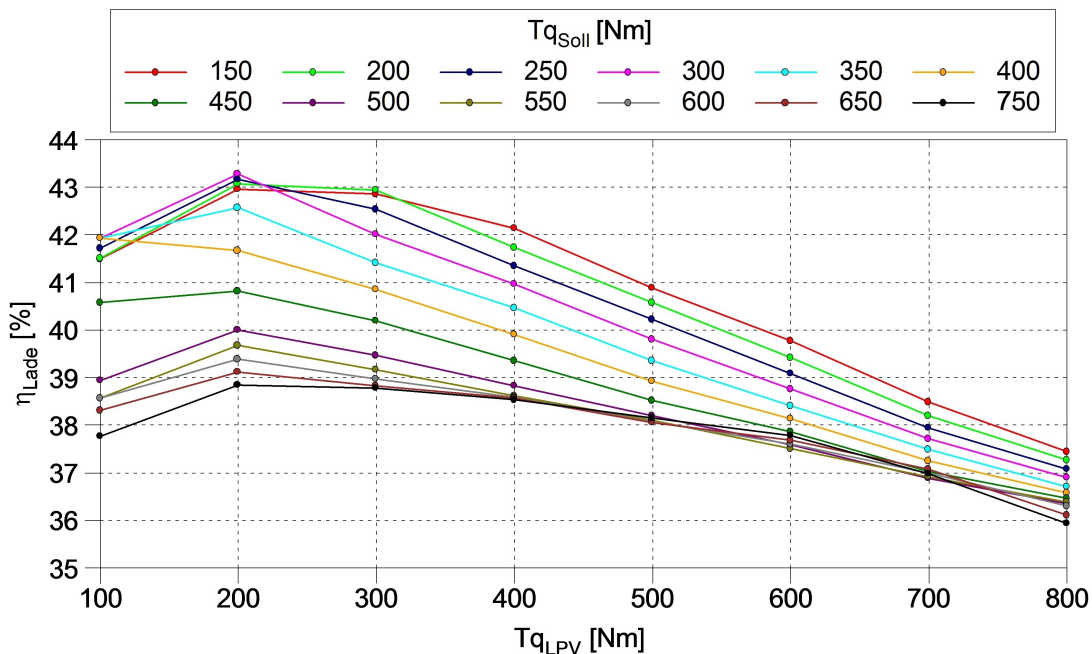
### 5.3. Kennfeldzonenstrategie

Differenz zwischen der chemischen Leistung mit und ohne Lastpunktverschiebung. Da die Drehzahl von Verbrennungskraftmaschine und Starter-Generator gleich ist, können anstatt der Leistungen auch die Drehmomente eingesetzt werden [11].

$$\eta_{\text{ICE,diff}} = \frac{P_{\text{LPV}}}{P_{\text{ICE,chem}} - P_{\text{Soll,chem}}} = \frac{Tq_{\text{LPV}}}{Tq_{\text{ICE,chem}} - Tq_{\text{Soll,chem}}} \quad (5.11)$$

Der Ladewirkungsgrad  $\eta_{\text{Lade}}$  wurde zur Findung eines Optimums für jedes Wunschmodent und jedes Lastpunktverschiebemoment  $Tq_{\text{LPV}}$  berechnet. Dabei wurde zur Vereinfachung ein konstanter Ladezustand von 50 % sowie eine konstante Spannung von 600 V angenommen.

Die Abbildung 5.7 zeigt den Ladewirkungsgrad über dem Lastpunktverschiebemoment für verschiedene Fahrerwunschmodente  $Tq_{\text{Soll}}$  bei einer konstanten Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Das Optimum im Ladewirkungsgrad stellt sich bei allen Fahrerwunschmodenten bei einem Lastpunktverschiebemoment von 200 Nm ein. Dies kann damit begründet werden, dass die E-Maschine bereits einen guten Wirkungsgrad aufweist und der Ladeverlust in der Batterie aufgrund der niedrigen Ladeströme noch gering ist. Die Abnahme des Ladewirkungsgrads mit Erhöhung des Wunschmodents resultiert aus der Verschlechterung des differentiellen Wirkungsgrads.



**Abbildung 5.7:** Ladewirkungsgrad in Abhängigkeit vom LPV-Moment für verschiedene Fahrerwunschmodente bei  $1000 \text{ min}^{-1}$

Der Zusammenhang zwischen dem optimalen Ladewirkungsgrad und der Ladeleistung konnte in ähnlicher Form auch bei den restlichen Drehzahlen festgestellt werden. Mit den Erkenntnissen aus der Berechnung des Ladewirkungsgrads und unter Berücksichtigung der Kennlinienstrategie wurden die in Abbildung 5.8 ersichtlichen Ladekennlinien festgelegt. Darin ist die Ladeleistung über der geforderten Zyklusleistung aufgetragen. Die Ladekennlinie LPV1 wurde im Hinblick auf eine hohe Ladeeffizienz ausgelegt und stellt somit die Basiskennlinie dar. Die Ladekennlinie LPV2 wurde durch Multiplikation der Basiskennlinie mit einem konstantem Faktor gebildet. Der Faktor wird in der vorliegenden Arbeit als Lastpunktverschiebegrad  $f$  bezeichnet und dient als zusätzlicher Stellparameter. Des Weiteren kann der Leistungsbereich der Lastpunktverschiebung mittels einer unteren und oberen Grenze ( $P_u$ ,  $P_o$ ) zur Anpassung nachträglich noch verkleinert oder vergrößert werden. Wobei in Abbildung 5.8 der maximale Leistungsbereich dargestellt ist.

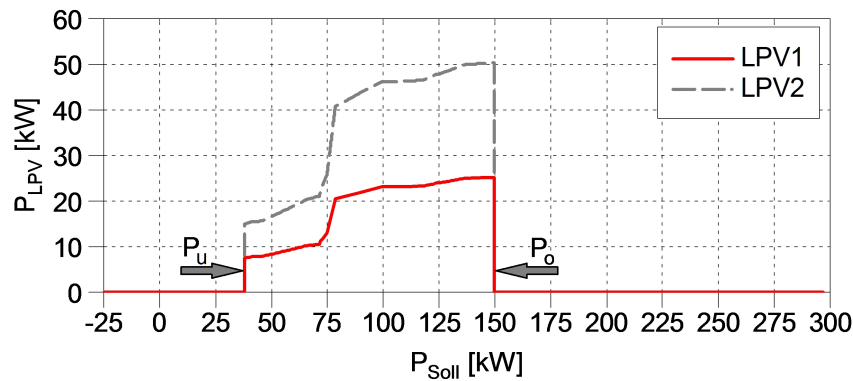


Abbildung 5.8: Ladekennlinie LPV1 und LPV2

## 5.4 Lade- und Entladestrategien

Die umgesetzte SoC-Regelung erfolgt mit Hilfe eines sogenannten Zustandsautomaten (finite state machine), welcher als Zustandsübergangsdiagramm (state chart) in Abbildung 5.9 grafisch dargestellt ist. Der Zustandsautomat besteht aus Zuständen, Zustandsübergängen und Aktionen [39]. Die einzelnen Zustände (s0-s5) definieren die Betriebsmodi des Hybridsystems.

Ausgehend von einem Start-Ladezustand  $SoC_{Init}$  wird ein Eingangszustand eingenommen. In Abhängigkeit vom aktuellen Ladezustand  $SoC$  wird bei Erfüllen einer Übergangsbedingung in den nächsten Zustand gewechselt. An den Ladezustandsgrenzen (s1, s5) wird das weitere Laden oder Entladen der Batterie durch Sperren der generatorischen oder motorischen Betriebsmodi verhindert.

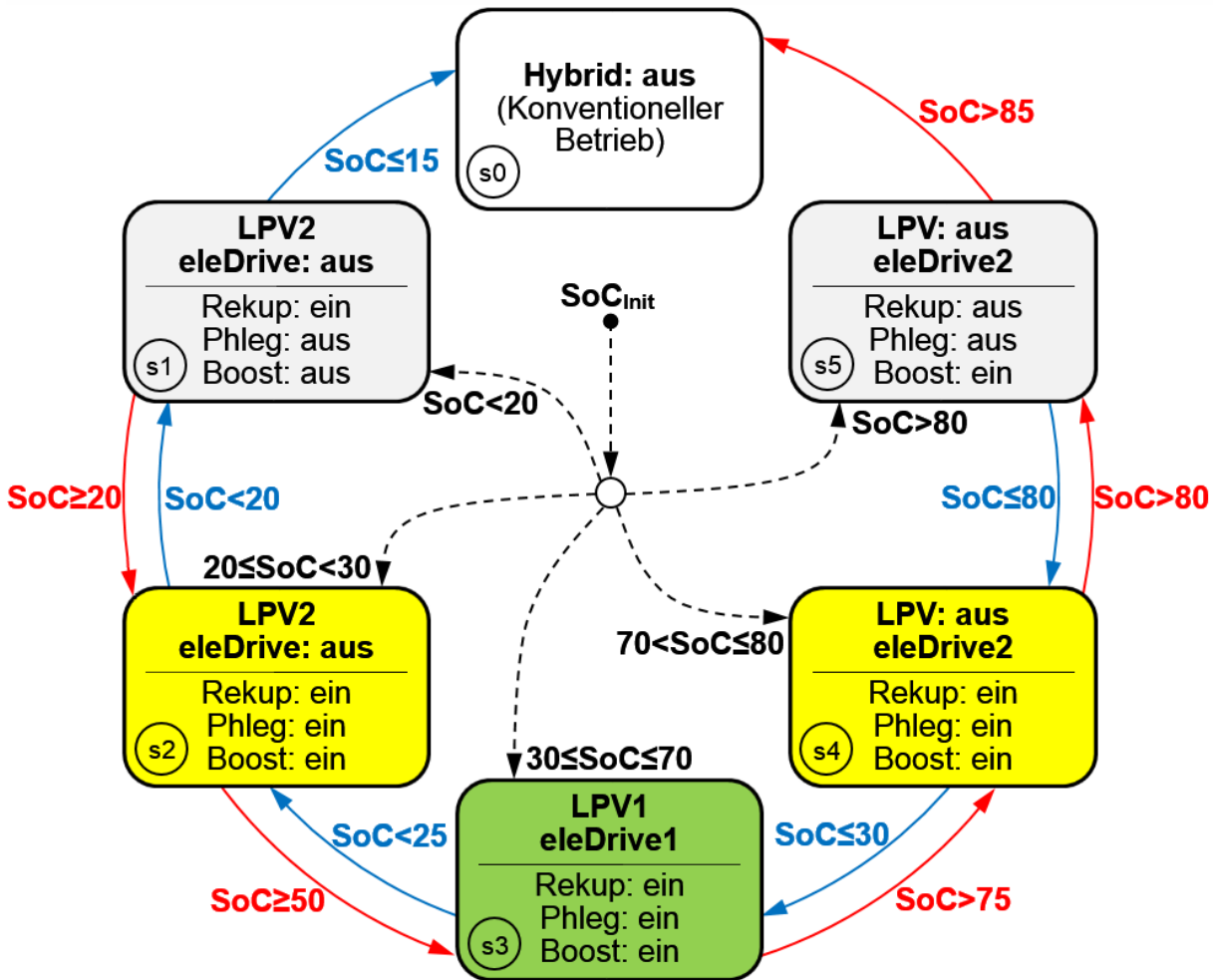


Abbildung 5.9: Zustandsautomat zur Regelung des Ladezustands

## 5.5 Stellparameter

In diesem Abschnitt werden die in der Hybridregelung veränderlichen Stellparameter zusammengefasst.

Bei den Parametern handelt sich um skalare Größen, die bei den Simulationen mittels Eingabe geändert werden können. Dazu zählen die untere Drehzahlgrenze, der Phlegmatisierungsgrad aber auch das Zu- oder Abschalten einzelner Betriebsmodi. Die Parameter bieten die Möglichkeit die Betriebsstrategie für einen bestimmten Zyklus hinsichtlich der Ziele zu optimieren. Überdies hinaus können sie zur Durchführung einer Sensitivitätsanalyse herangezogen werden. Mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse lässt sich durch Parametervariation der Einfluss einzelner Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen analysieren.

In Tabelle 5.2 sind die Stellparameter der Hybrid-Regelung ersichtlich.

**Tabelle 5.2:** Stellparameter der Hybrid-Regelung

Paramter	Einheit	Beschreibung
$n_{\min}$	$\text{min}^{-1}$	Untere Drehzahlgrenze
$f$	-	Lastpunktverschiebegrad
$P_{u,o}$	kW	Leistungsbereich der Lastpunktverschiebung
$P_{\text{Grenz}}$	kW	Leistungsgrenze eleDrive
$\alpha_{\max,\text{mot}}$	Nm/s	Phlegmatisierungsgrad motorisch
$\alpha_{\max,\text{gen}}$	Nm/s	Phlegmatisierungsgrad generatorisch
$X_{\text{LPV}}$	-	Lastpunktverschiebung (ein/aus)
$X_{\text{eleDrive}}$	-	Rein elektromotorischer Betrieb (ein/aus)
$X_{\text{Rekup}}$	-	Rekuperation (ein/aus)
$X_{\text{Phleg}}$	-	Phlegmatisierung (ein/aus)

## 5.6 Regelstruktur

Abschließend wird anhand von Abbildung 5.10 die prinzipielle Regelstruktur der entwickelten Betriebsstrategie erläutert. Als Eingangsgrößen dienen die momentane Zyklus- und Schleppleistung ( $P_{\text{Zyk}}$ ,  $P_{\text{Schlepp}}$ ) sowie der aktuelle Ladezustand  $SoC$  der Batterie. Der Zustandsautomat  $SoC$ -States entscheidet unter Berücksichtigung des Ladezustands über die möglichen Betriebsmodi und gibt eine entsprechende Zustandsvariable  $s$  aus. In den Blöcken  $eleDrive$ ,  $LPV$  und  $Rekup$  wird die statische Leistung des Starter-Generators  $P_{\text{ISG,stat}}$  in Abhängigkeit der Zyklus- und Schleppleistung sowie der Zustandsvariable vorzeichenrichtig (motorisch: positiv, generatorisch: negativ) ermittelt. Die Soll-Leistung der Verbrennungskraftmaschine  $P_{\text{ICE,Soll}}$  wird aus der Differenz der Zyklusleistung und der statischen Leistung des Starter-Generators gebildet und zur Berechnung der Soll-Drehzahl  $P_{\text{Soll}}$  in die Kennlinienstrategie geführt. Nach Interpolation der Soll-Drehzahl aus der Drehzahl-Leistungskennlinie lässt sich über die Definition der mechanischen Leistung ( $P = Tq \cdot \omega$ ) das Soll-Drehmoment von ICE  $Tq_{\text{ICE,stat}}$  und ISG  $Tq_{\text{ISG,Soll}}$  ermittelt. Das ICE Soll-Drehmoment wird mittels Gradientenbegrenzer zu  $Tq_{\text{ICE,Soll}}^*$  phlegmatisiert. Im transienten Betrieb wird dem Starter-Generator vom PI-Regler zusätzlich ein Beschleunigungs- oder Verzögerungsmoment  $Tq_{\text{ISG},\Delta n}$  zur Minimierung der Drehzahlabweichung vorgegeben. Dieser dynamische Anteil kompensiert, neben der Motor- und Antriebsstrangdynamik, auch das Differenzmoment durch die Phlegmatisierung.

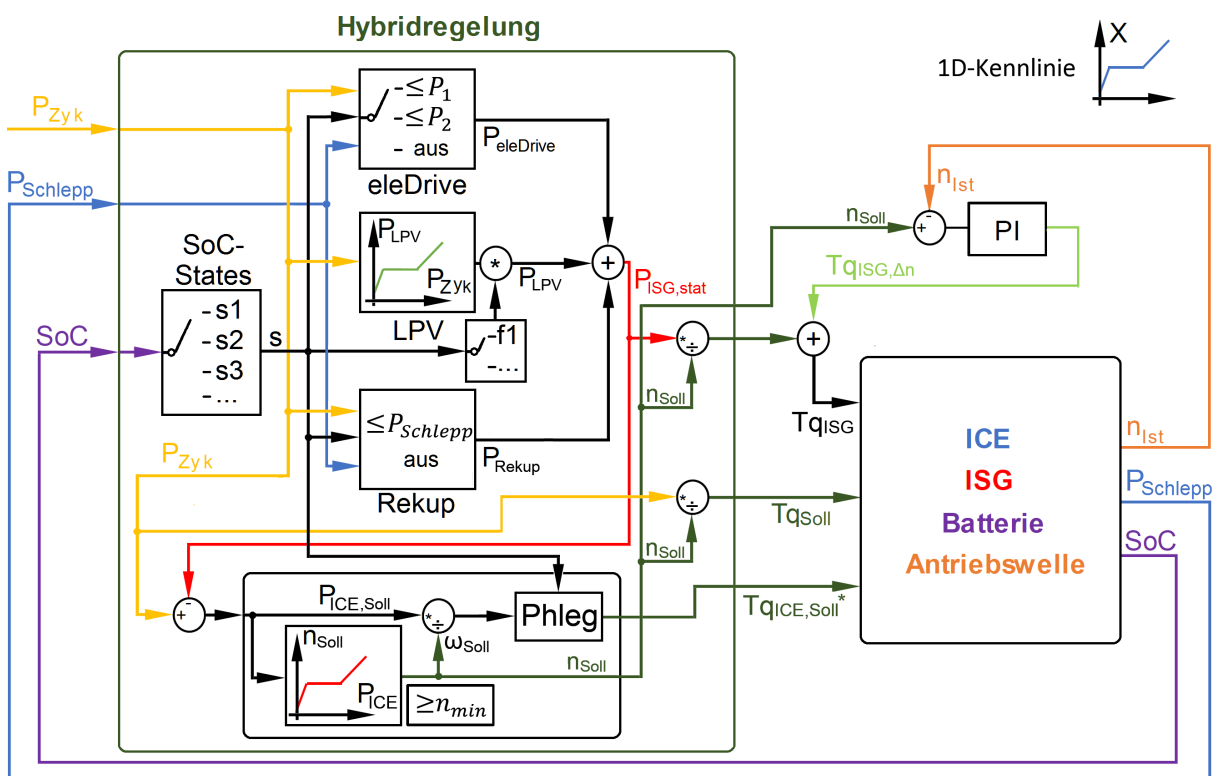


Abbildung 5.10: Regelstruktur





# 6 Prüfstands Aufbau und Versuchsdurchführung

In diesem Kapitel wird der Prüfstands Aufbau mit der verwendeten Messtechnik, der prinzipielle Ablauf der HiL-Simulation und die durchgeführten Messungen erläutert.

## 6.1 Prüfstands Aufbau

Für die Prüfstandsuntersuchungen wurde der Versuchsträger am dynamischen Motorenprüfstand aufgebaut. Als Belastungsmaschine diente eine Asynchronmaschine der Fa. Elin. Diese ist mit einer maximalen Antriebs- und Bremsleistung von 600 kW und einer maximalen Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  spezifiziert.

Zur Herstellung von definierten Randbedingungen während der Versuchsdurchführung wurden diverse Konditionieranlagen (Wärmetauscher) installiert. Dabei musste ein Ladeluftkühler, sowie jeweils eine Konditionieranlage für den Kühlwasserkreislauf der Verbrennungskraftmaschine, des Starter-Generators inklusive Leistungselektronik und der Batterie vorgesehen werden. Die Konditionierung der einzelnen Medien spielt vor allem für die Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit der Messungen eine wesentliche Rolle. Die Aufgabe der Ladeluftkonditionierung besteht in der Regulierung der Ladelufttemperatur im Sammler vor Eintritt in den Motor. Über die Kühlmittelkonditionierung wird die Kühlmittelintrittstemperatur auf einen konstanten Vorgabewert geregelt.

Die Kraftstoffversorgung erfolgte von der Haustechnik über den prüfstandsseitigen Kraftstoffkreislauf, welcher aus den Komponenten Kraftstofffilter, Kraftstoffmesseinrichtung, Vordruckpumpe, Kraftstoffkonditionierung und Druckregelventil besteht. Die Kraftstoffzulauftemperatur wurde über eine integrierte Konditionierung auf einen konstanten Wert gehalten und der Kraftstoffvordruck mittels Druckregelventil auf den maximal zulässigen Vorlaufdruck begrenzt.

Die gefilterte Ansaugluft wurde über eine längere Rohrleitung von der Zuluftanlage des Prüfstands zum Verbrennungsmotor geführt. Das Abgas wurde durch die Abgasanlage der Abgasabsaugung zugeführt. Der detaillierte Aufbau der Abgasanlage ist Kapitel 4 zu entnehmen.

Im Rahmen des Projekts wurde der bestehende Motorenprüfstand mit einem Batteriesimulator der Fa. Kristl, Seibt & Co GmbH ausgestattet. Bei dem Batteriesimulator (Batt-Sim) handelt es sich um eine regelbare und rückspeisefähige Gleichspannungsquelle, die das Verhalten unterschiedlicher Energiespeicher im Spannungsbereich von 3 bis 1000 V

modellbasiert abbilden kann. Zu diesem Zweck wurde ein Modell der untersuchten Batterie auf dem integrierten Steuergerät als Code implementiert. Es konnten die Versuche sowohl mit realer Batterie als auch mit Batteriesimulator durchgeführt werden. Die Versuchsdurchführung mit Batteriesimulator bietet den Vorteil, dass sich gleiche Anfangsbedingungen (*SoC*, Batterietemperatur) ohne größeren Zeitaufwand herstellen lassen.

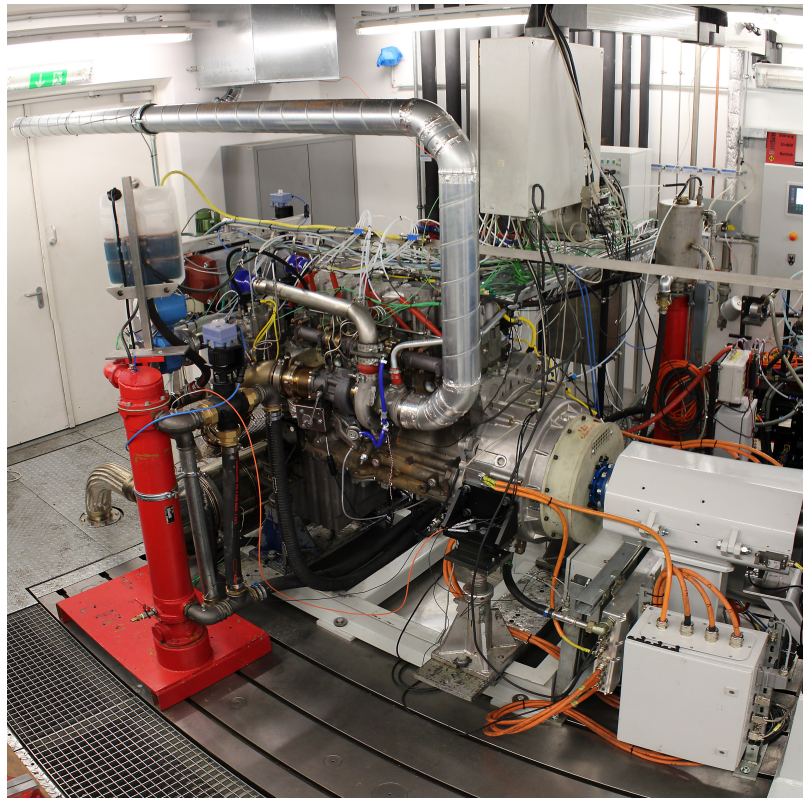


Abbildung 6.1: Prüfstands Aufbau

## 6.2 Messtechnik

Die Prüfstandsautomatisierung erfolgte mit der Prüfstandssoftware Tornado der Fa. Kristl, Seibt & Co GmbH. Das Programm ermöglicht die Regelung und Überwachung der Prüfstandseinrichtung sowie die Echtzeit-Messdatenerfassung und -aufzeichnung. Bei der Datenerfassung wird zwischen kurbelwinkelaufgelösten bzw. indizierten „schnellen“ Messgrößen und über mehrere Umdrehungen konstante „langsame“ Messgrößen unterschieden. Die indizierten Messgrößen wie Drehzahl, Zylinderdruck oder Einspritzsignal wurden vom Indiziersystem IndiMaster der Fa. AVL erfasst und zur Verarbeitung der Software IndiCom der Fa. AVL übergeben. Über eine TCP/IP Schnittstelle wurden die Indizierdaten zeitlich gemittelt an die Prüfstandssoftware übermittelt. Die „langsamen“ Messgrößen wurden mit einer Messfrequenz von 10 Hz direkt von Prüfstandssoftware aufgezeichnet.

Zur Messung der Temperaturen wurden Widerstandstemperatursensoren vom Typ Pt100 und NiCr-Ni Thermoelemente am Versuchsträger appliziert. Die „langsame“ Druckmessung erfolgte mit Hilfe von piezoresistiven Druckmessumformer. Für die Zylinderdruckindizierung kamen wassergekühlte Quarzdruckaufnehmer der Fa. Kistler zum Einsatz. Des Weiteren wurde am Zylinder 6 der indizierte Saugrohr- und Abgasdruck (Niederdruckindizierung) mittels wassergekühlter Quarzdruckaufnehmer der Fa. AVL aufgezeichnet.

Der Kraftstoffverbrauch wurde zur Plausibilisierung durch zwei unterschiedliche Messverfahren erfasst. Dabei erfolgte die Messung einerseits über eine Kraftstoffwaage der Fa. AVL und andererseits mit einem Coriolis Massen-Durchflussmesser der Fa. Emerson.

Die aktuelle Motordrehzahl wurde von der integrierten Messeinrichtung der Asynchronmaschine bereitgestellt. Die Messung des Antriebsmoments (ICE+ISG) erfolgte an der Antriebswelle über einen Drehmomentmessflansch vom Typ T10 der Fa. HBM. Das effektive Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine und des Starter-Generators, sowie die elektrischen Mess- und Rechengrößen wie Spannung, Strom oder Batterieladezustand, wurden vom jeweiligen Steuergerät (ICE, ISG, Batterie bzw. BattSim Modell) via CAN-Schnittstelle ausgelesen.

Für die Abgasanalyse wurden hinter der Turbine diverse Abgasentnahmestellen vorgesehen. Die Abgasprobe wird über eine beheizte Leitung von der Entnahmestelle zum Abgasanalysator geführt. Die Messung der gasförmigen Abgaskomponenten (HC, THC, NO<sub>x</sub>, N<sub>2</sub>O, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>) erfolgte nach den bekannten Messprinzipien (FID, CLD, IRD) mit der Abgasmessanlage AMA i60 der Fa. AVL. Die Partikelkonzentration PM wurde während der stationären Versuche indirekt mittels Filterpapiermethode erfasst. Dabei kam ein Rauchwertmessgerät vom Typ 415S der Fa. AVL zum Einsatz. Für die transienten Messungen wurde das Analysegerät Micro Soot Sensor der Fa. AVL verwendet. Darüber hinaus wurde die Partikelanzahl PN via Partikelanzahlzähler APC 485 der Fa. AVL gemessen.

Die Messung des aktuellen Luftverhältnis erfolgte zum Einen über eine motornahe Breitband-Lambdasonde und zum Anderen von der Abgasmessanlage AMA i60. Der Luftmassenstrom konnte in weiterer Folge aus dem Luftverhältnis und dem Kraftstoffmassenstrom bestimmt werden.

Zur Messung der Kühlmittelvolumenströme in den einzelnen Kühlmittelkreisläufen (ICE, ISG, Batterie) wurde jeweils ein Magnetisch-induktives Durchfluss-Messgerät der Fa. Endress & Hauser installiert.

Die applizierten Messstellen am Versuchsträger sind in Abbildung 6.2 schematisch dargestellt.

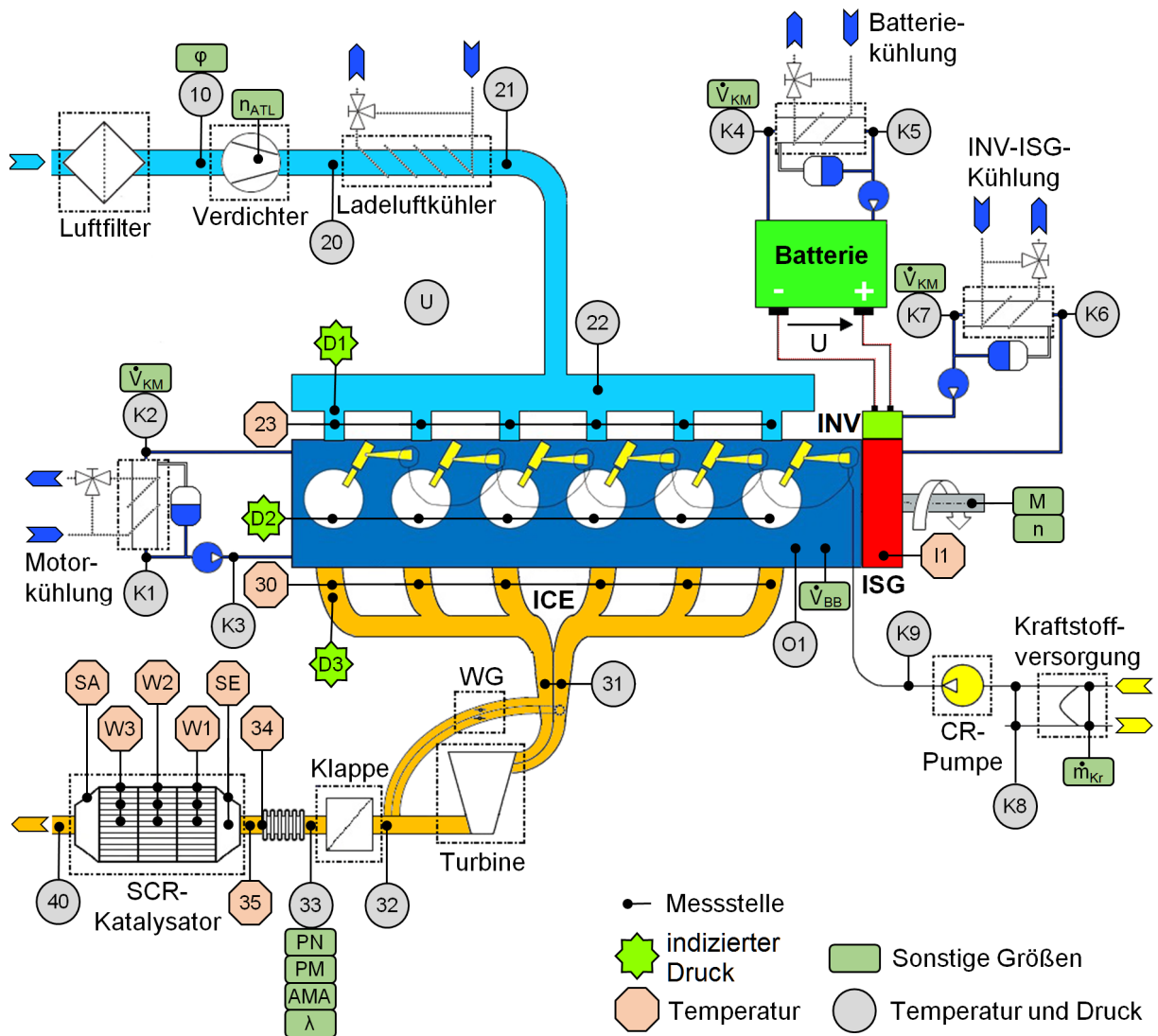


Abbildung 6.2: Applizierte Messstellen am Versuchsträger

### 6.3 „Rapid Prototyping System“

In diesem Abschnitt wird die Einbindung der Echtzeit-Entwicklungssteuergeräte-Plattform („Rapid Prototyping System“, RPT-System) am Motorenprüfstand erläutert.

Abbildung 6.3 zeigt schematisch die Anordnung der Teilsysteme Prüfstand, Prüfstandsregelung, Prüfstandsautomatierung, Applikationsumgebung und RPT-System sowie die unterschiedlichen Schnittstellen zwischen den Teilsystemen. Bei dem RPT-System handelt es sich um eine Echtzeit-Hardwareplattform, auf welcher die Hybridregelung als Maschinencode zur Steuerung des realen Hybridantriebs implementiert wird. Mit Hilfe der Software INTECRIO der Fa. ETAS wird das RPT-System entsprechend der vorhandenen HiL-Umgebung konfiguriert sowie der Maschinencode kompiliert. Das Laden und

Starten des Maschinencodes erfolgt über die Applikationssoftware Experiment Environment der Fa. Etas. Überdies hinaus können der Hybridregelung über die Applikationsumgebung auch während der HiL-Simulation neue Modellparameter oder Sollwerte vorgegeben werden. Das RPT-System ist zur Ansteuerung und Regelung des Prüflings über mehrere CAN-Schnittstellen mit dem Steuergerät der Verbrennungskraftmaschine (ICE), des Starter-Generator (ISG) und der Batterie (BATT) verbunden. Die Prüfstandsautomatisierung ist in Kombination mit der Prüfstandsregelung für die Signalerfassung- und -verarbeitung, die Überwachung der Prüfstandseinrichtung und die Regelung der Belastungsmaschine (DYNO) verantwortlich. Die Kommunikation zwischen Prüfstandssystem und RPT-System wird ebenfalls via CAN-Schnittstelle realisiert. Dabei erhält das RPT-System aktuelle Messgrößen vom Versuchsträger und übergibt der Prüfstandsregelung die Sollwerte (Soll-Drehmoment) zur Regelung der Belastungsmaschine. Die Ansteuerung der Belastungsmaschine erfolgt mit Hilfe eines Frequenzumrichters (FU).

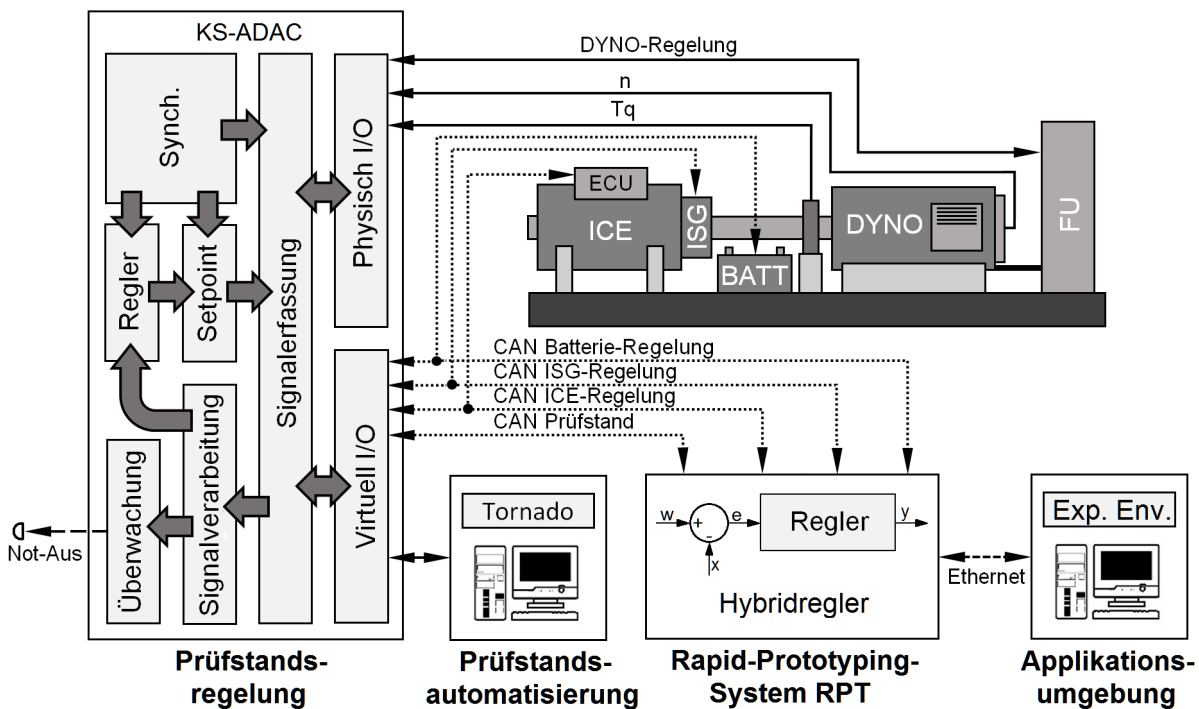


Abbildung 6.3: Schematischer Aufbau des HiL-Prüfstands [22]

Die Hybridmessungen am Motorenprüfstand wurden im Regelmodus  $T - \overbrace{T}^n - T$  (DYNO-ISG-ICE) durchführt. Das aktuelle Soll-Drehmoment (Lastanforderung) wird berechnet und der Prüfstandsregelung übergeben. Die Prüfstandsregelung versucht nun durch Vorgabe eines entsprechenden Frequenzsignals das Soll-Drehmoment an der Antriebswelle einzustellen. Die Drehzahlregelung des Antriebs erfolgt mit dem im Hybridmodell integrierten PI-Regler. Dabei wird dem Starter-Generator ein Beschleunigungs- oder Verzögerungsmoment zur Minimierung der Drehzahlabweichung vorgegeben. Das berechne-

te Soll-Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine wird vom Steuergerät ECU mittels einer entsprechenden Einspritzmenge eingestellt. Die benötigten Rückkoppelgrößen zur Last- und Drehzahlregelung sind das tatsächlich anliegende Drehmoment am Drehmomentmessflansch  $Tq$  und die aktuelle Motordrehzahl  $n$ .

## 6.4 Versuchsdurchführung

In diesem Abschnitt wird auf die Versuchsdurchführung am Motorenprüfstand eingegangen.

### 6.4.1 Stationäre Kennfeldmessung

In der ersten Messphase wurde der Verbrennungsmotor unter stationären Betriebsbedingungen vermessen. Hierzu wurde der Motor zunächst auf einen bestimmten Betriebspunkt ( $Tq, n$ ) eingestellt. Nach einer gewissen Einschwingdauer erfolgte die Aufzeichnung der Messgrößen. Dabei wurde die Einschwingdauer so festgelegt, dass sich diverse Temperaturen (Kühlmitteltemperatur, Öltemperatur etc.) und die Schadstoffemissionen mit der Zeit nicht mehr änderten. Die zugrunde gelegte Kennfeldvorgabe ist in Abbildung 6.4 ersichtlich. Das Stationärkennfeld diente als Grundlage für die Auslegung und Ableitung der Hybrid-Betriebsstrategie.

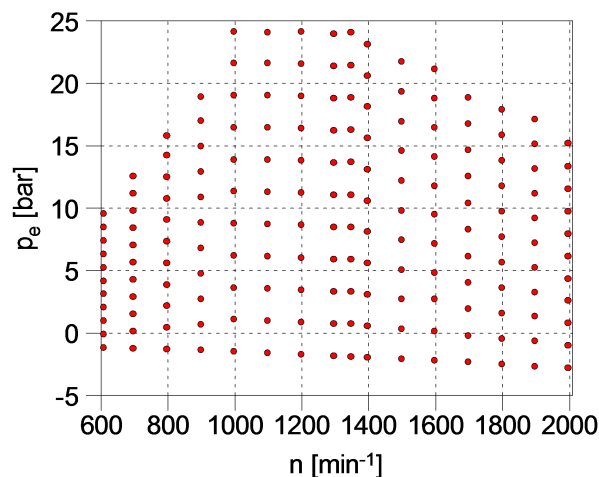


Abbildung 6.4: Kennfeldvorgabe

### 6.4.2 Transiente Messungen

In der zweiten Messphase wurde der Verbrennungsmotor, und in Folge der Hybridantrieb, hinsichtlich seiner dynamischen Eigenschaften untersucht. Neben der Durchführung von Lastsprungversuchen sowie Abkühl- und Aufwärmversuchen wurden die realen Arbeitszyklen vermessen. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Versuche erläutert.



### Lastsprungversuche

Die Lastsprungversuche erfolgten bei unterschiedlichen Betriebspunkten hinsichtlich Pedalwert  $PW$  und Drehzahl  $n$ , sowie unter Variation des Vorgabegradients ( $\Delta PW/\Delta t$ ). Der Vorgabegradius stellt die zeitliche Pedalwertänderung in  $\%/s$  dar. Der Verbrennungsmotor wurde zunächst auf einen Startbetriebspunkt eingestellt und dann durch Vorgabe eines Soll-Lastsprungs bei konstanter Drehzahl in den Volllastpunkt gebracht. Exemplarisch zeigt Abbildung 6.5 den Pedalwert über der Zeit für die untersuchten Soll-Lastsprünge bei einem Start-Pedalwert von 25 %. Die Lastsprungversuche wurden mit den in der Abbildung ersichtlichen Vorgabegradien bei unterschiedlichen Start-Pedalwerten (0 %, 25 %, 50 %, 75 %) und in Schritten von  $100 \text{ min}^{-1}$  Drehzahl durchgeführt. Die Ergebnisse aus den Versuchen wurden zur Validierung der Motordynamik innerhalb des Hybridmodells (siehe Kapitel 4) sowie zur Bestimmung von möglichen Gradientenbeschränkungen im Hinblick auf die Phlegmatisierung (siehe Kapitel 5) herangezogen.

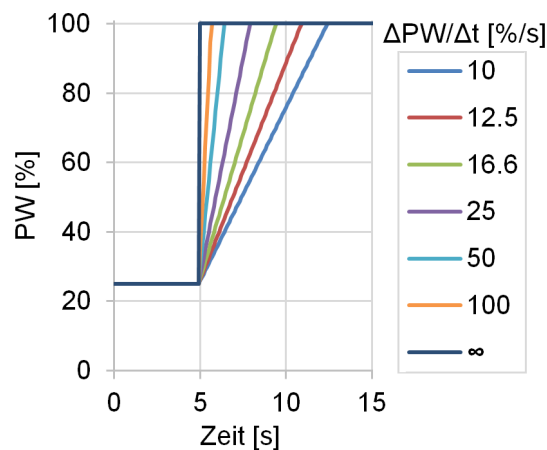


Abbildung 6.5: Lastsprungvorgabe bei bestimmter Drehzahl

### Abkühl- und Aufwärmversuche

Zur Validierung des Abgasstrangmodells wurden Abkühl- und Aufwärmversuche am Motorenprüfstand durchgeführt. Die detaillierte Beschreibung der Versuchsdurchführung ist Kapitel 4 zu entnehmen.

### Reale Arbeitszyklen

Für die Zyklusanalyse wurden vom Maschinenhersteller 18 real gemessene Radladerzyklen bereitgestellt. Die Zyklen unterscheiden sich im Wesentlichen durch ihre Zykluslänge und durch ihr Lastkollektiv. Abbildung 6.6 und 6.7 zeigen die real gemessenen verbrennungsmotorischen Betriebspunkte der untersuchten Arbeitszyklen. Oberhalb der Diagramme sind in der folgenden Reihenfolge jeweils die Zyklusnummer, die Arbeitsaufgabe (Y-Long, Y-Kurz, Aufhalden), sowie die charakteristischen Kenngrößen Zyklusdauer, mittlere Zyklusdrehzahl und mittlere positive Zyklusleistung ersichtlich. Deutlich zu erkennen ist das breite Spektrum an unterschiedlichen Last- und Drehzahlbereichen.

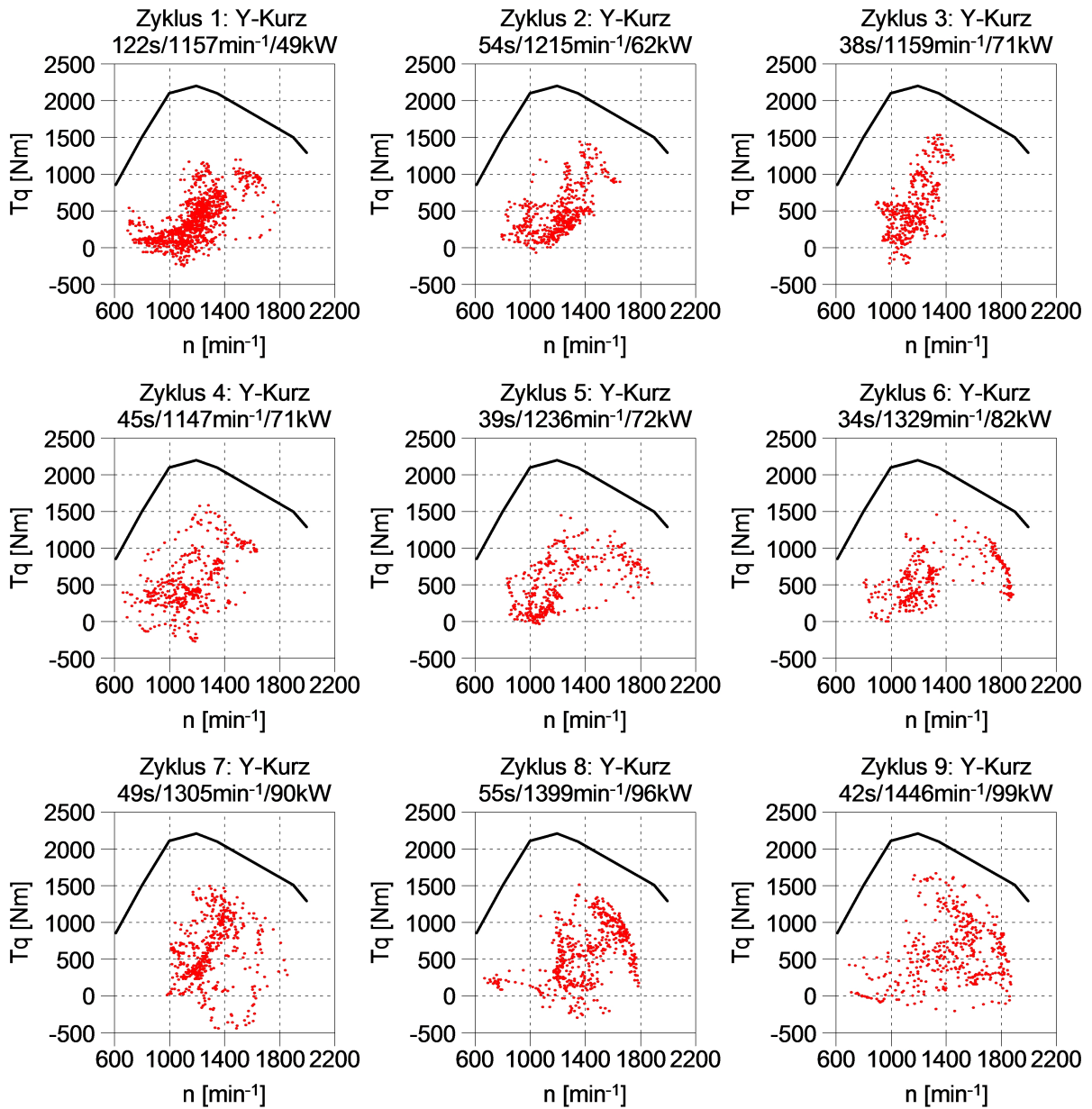


Abbildung 6.6: Arbeitszyklen - Lastpunkte (1/2)



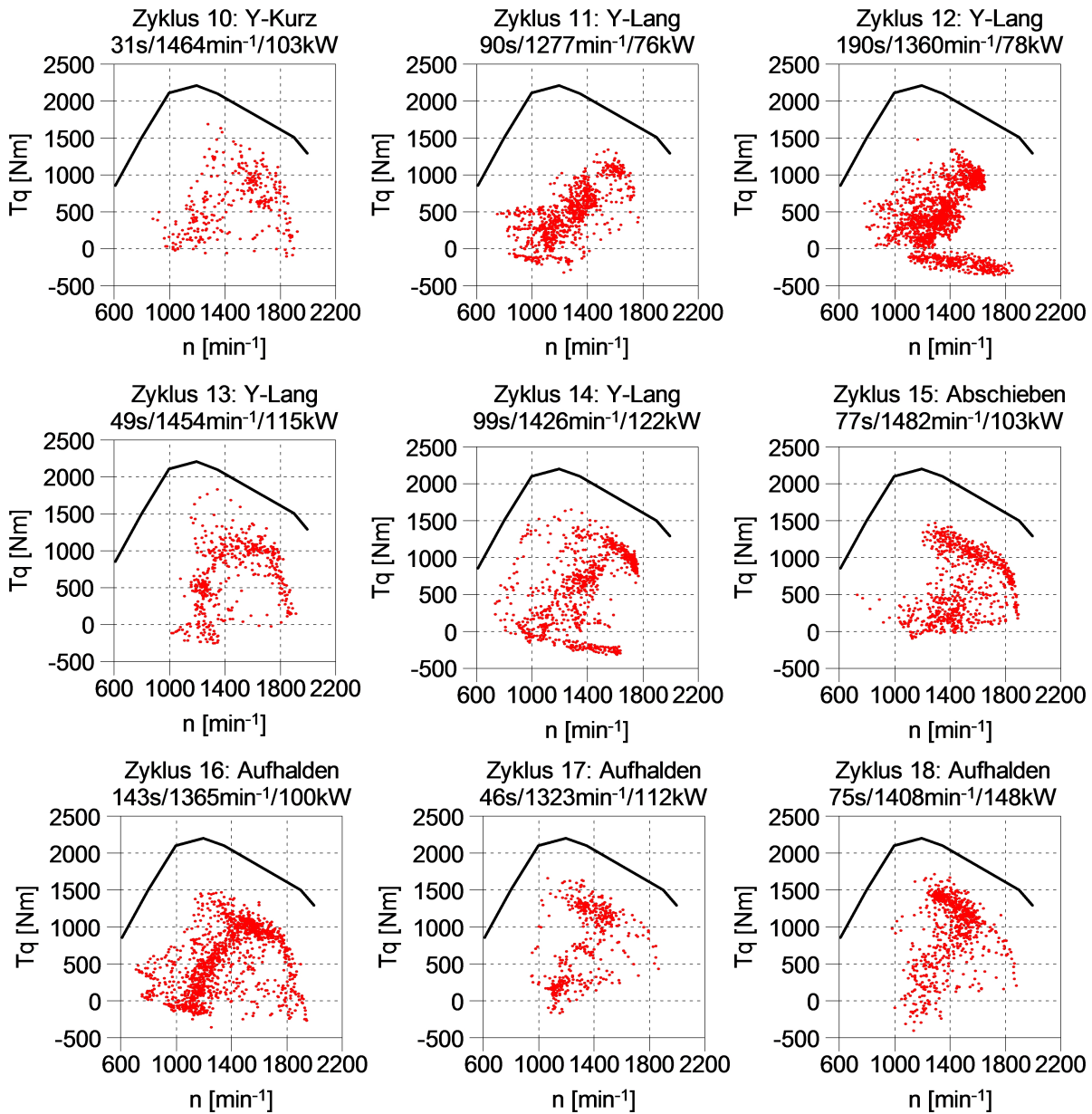


Abbildung 6.7: Arbeitszyklen - Lastpunkte (2/2)

Als Vergleichs- und Ausgangsbasis hinsichtlich Verbrauch und Emission wurden die Arbeitszyklen zu Beginn im rein verbrennungsmotorischen Betrieb vermessen. Dabei diente der Drehmomenten- und Drehzahlverlauf des real gemessenen Arbeitszyklus als Vorgabe für den Verbrennungsmotor.

Bei der Hybridmessung wurden die Arbeitszyklen mit der in Kapitel 5 besprochenen Hybrid-Betriebsstrategie untersucht. Für einen aussagekräftiger Vergleich zwischen den Messungen mit konventionellen Antrieb und Hybridantrieb muss der Ladezustand *SoC* der

Batterie über ein (bzw. mehrere) Arbeitsspiel(e) ausgeglichen sein ( $\Delta SoC = 0$ ). Andernfalls würde der erhöhte motorische ( $\Delta SoC < 0$ ) oder generatorische Anteil ( $\Delta SoC > 0$ ) des Starter-Generators zu einer Verfälschung der spezifischen Verbrauchs- und Emissionswerte führen. Bei der Ladezustandsregelung mittels Zustandsautomaten handelt es sich um einen langsamen Regelkreis. Der Zustandsautomat reagiert auf Änderungen im Ladezustand aufgrund seiner weiten SoC-Bereiche mit erheblicher zeitlicher Verzögerung. Für die Herstellung eines ausgeglichenen Ladezustands müsste der Zyklus über eine längere Zeitspanne mehrmals wiederholt werden. Aufgrund der begrenzten Prüfstandszeit und der hohen Anzahl an unterschiedlichen Arbeitszyklen konnten die Prüfstandsuntersuchungen daher nicht mit dem Zustandsautomaten durchgeführt werden. Stattdessen wurde der Ladezustand über den Lastpunktverschiebegrad  $f$  und durch Begrenzung des maximalen Drehmoments der Verbrennungskraftmaschine  $Tq_{ICE,max}$  manuell geregelt. Die Erhöhung des Lastpunktverschiebegrads führt zu einer höheren Ladeleistung (Batterie laden) und die Limitierung von  $Tq_{ICE,max}$  zu einer vermehrt elektromotorischen Unterstützung (Batterie entladen) im oberen Lastbereich. Die Messung eines Arbeitsspiels wurde so oft wiederholt bis sich durch die sukzessive Änderungen der genannten Parameter ein Ausgleich im Ladezustand einstellte.

Zur Analyse und Bewertung des Einflusses einzelner Maßnahmen (Phlegmatisierung, eleDrive etc.) auf den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen wurde, in Anlehnung an eine Sensitivitätsanalyse, eine Parametervariation vorgenommen. Diese erfolgte zur Reduktion des Messaufwandes anhand von 6 ausgewählten Referenzzyklen. Nach Auswertung und Vergleich der Messdaten aus den Referenzzyklen hinsichtlich Verbrauch und Emission wurden die restlichen Zyklen mit der am besten bewerteten Konfiguration vermessen. Als Variationsparameter dienten die untere Drehzahlgrenze  $n_{min}$ , der Phlegmatisierungsgrad  $\alpha_{max,mot}$  und der rein elektromotorische Betriebszustand  $X_{eleDrive}$ . In Tabelle 6.1 sind die am Motorenprüfstand untersuchten Konfigurationen ersichtlich.

**Tabelle 6.1:** Vermessene Konfigurationen

Parameter	Einheit	Wert	Beschreibung
$n_{min}$	$\text{min}^{-1}$	800/900/1000	Untere Drehzahlgrenze
$\alpha_{max,mot}$	Nm/s	1000/2000/3000	Phlegmatisierungsgrad motorisch
$\alpha_{max,gen}$	Nm/s	3000	Phlegmatisierungsgrad generatorisch
$X_{eleDrive}$	-	ein/aus	Rein elektromotorischer Betrieb (ein/aus)
$P_{Grenz}$	kW	25	Leistungsgrenze eleDrive
$X_{Rekup}$	-	ein	Rekuperation (ein/aus)
$X_{LPV}$	-	ein	Lastpunktverschiebung (ein/aus)
$f$	-	Manuel (1/2)	Lastpunktverschiebegrad
$Tq_{ICE,max}$	-	Manuel	Max. Drehmoment ICE

Die Hybridmessungen wurden zur Gänze mit dem Batteriesimulator durchgeführt.

# 7 Analyse und Interpretationen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand analysiert und interpretiert. Zunächst erfolgt die Darstellung der wichtigsten Motorkennfelder. Im Weiteren werden drei Arbeitszyklen analysiert. Bei den dargestellten Arbeitszyklen handelt es sich um Referenzzyklen, welche zur Parametervariation herangezogen wurden. Die Auswahl der Zyklen erfolgte so, dass eine möglichst große Bandbreite an unterschiedlichen Arbeitsaufgaben und Lastbereichen abgedeckt wird. Die detaillierte Analyse der Hybridmessungen wird mit der am besten bewerteten Parameterkonfiguration durchgeführt. Die drei Arbeitszyklen werden jeweils im rein verbrennungsmotorischen Betrieb und im Hybridbetrieb untersucht und hinsichtlich der Ergebnisse miteinander verglichen. Dabei wird die Vermessung im rein verbrennungsmotorischen Betrieb als Basisvermessung bezeichnet.

## 7.1 Motorenkennfelder

Abbildung 7.1 zeigt die Verläufe für den effektiven Wirkungsgrad  $\eta_e$  und dem spezifischen Verbrauch  $b_e$ . Der Motor erreicht über einen großen Drehzahl- und Lastbereich einen effektiven Wirkungsgrad von über 40% sowie einen spezifischen Verbrauch von unter 210 g/KWh.

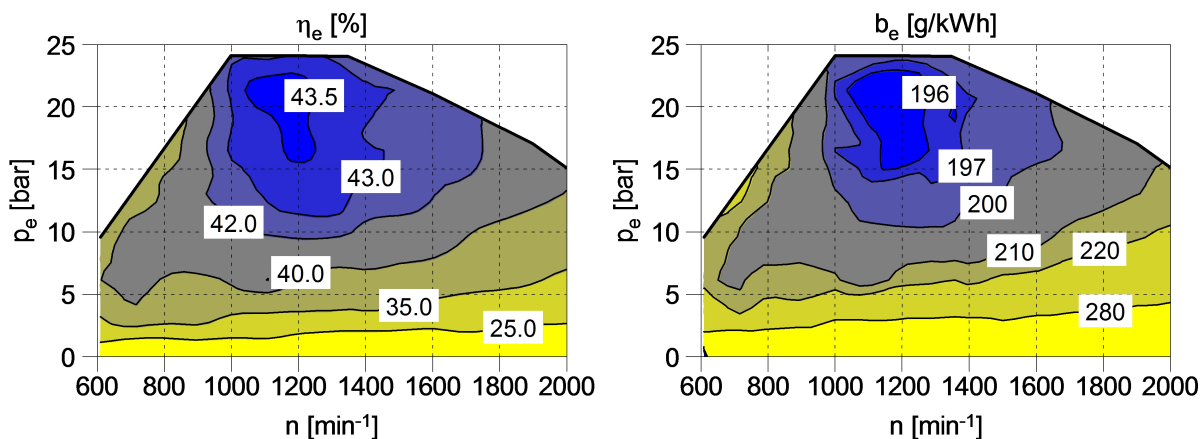


Abbildung 7.1: Wirkungsgrad- und spezifisches Verbrauchskennfeld

In Abbildung 7.2 sind die spezifischen Roh-Emissionskennfelder von Stickoxid ( $\text{NO}_x$ ), Kohlenwasserstoff (HC) und Kohlenmonoxid (CO) dargestellt. Des Weiteren ist der Verlauf der Partikelkonzentration (FSN) ersichtlich. Als Grundlage für die spätere Analyse der Schadstoffemissionen während des Hybridbetriebs ist in den Diagrammen noch jeweils die Betriebskennlinie der Hybrid-Betriebsstrategie dargestellt. Die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte befinden sich im Hybridbetrieb auf oder in der unmittelbaren Nähe dieser Kennlinie. Dabei ist rein qualitativ erkennbar, dass die Kennlinie in einem günstigen CO-Bereich und einem verhältnismäßig ungünstigen FSN-Bereich liegt. Wobei die Partikelemissionen im gesamten Kennfeld grundsätzlich niedrig sind. Die spezifischen  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissionen sinken mit steigender Last.

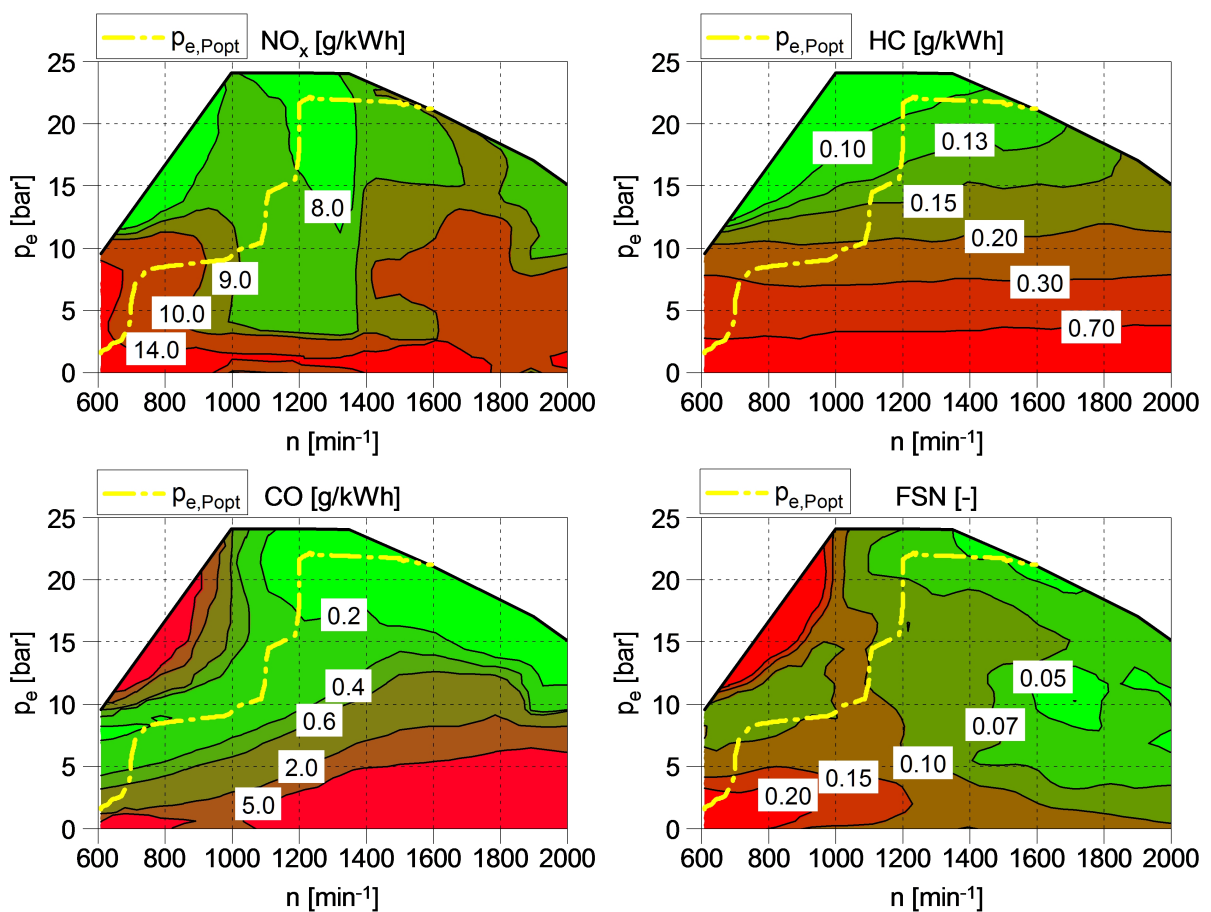


Abbildung 7.2: Spezifische Emissionskennfelder

## 7.2 Basisvermessung

Im Folgenden wird die Basisvermessung von Zyklus 8 (Y-Kurz), Zyklus 13 (Y-Lang) und Zyklus 18 (Aufhalten) näher analysiert.

### 7.2.1 Zyklus 8: Y-Kurz Basis

Das kurze Ladespiel Y-Kurz (Zyklus 8) besitzt eine Zyklusdauer von 55 s, eine mittlere Zyklusdrehzahl von  $1399 \text{ min}^{-1}$  und eine mittlere positive Zyklusleistung von 96 kW. Die Basisvermessung wurde im betriebswarmen Zustand bei einer Kühlmiteleintrittstemperatur von  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Abbildung 7.3 zeigt den zeitlichen Verlauf von Soll- und Ist-Drehzahl, Soll- und Ist-Drehmoment, einzelner Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas sowie die gemessene Abgastemperatur vor Eintritt in den SCR-Katalysator.

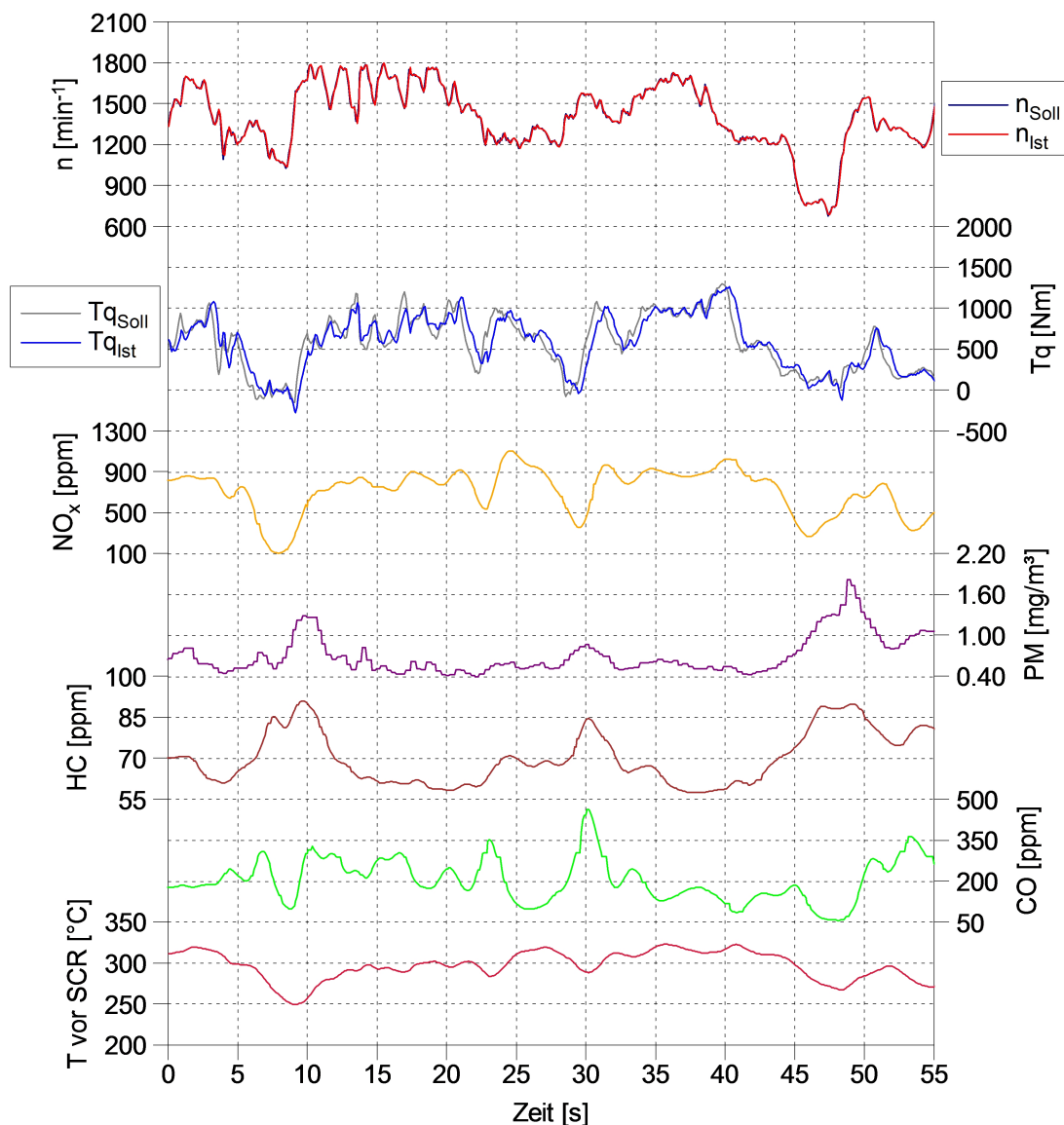
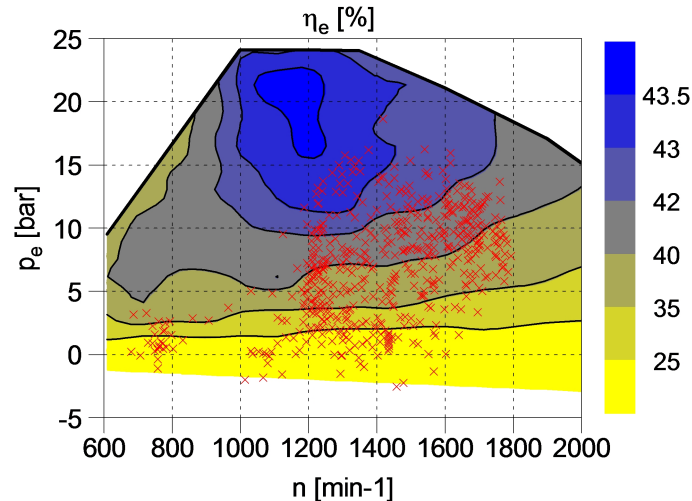


Abbildung 7.3: Basisvermessung Y-Kurz

In Abbildung 7.4 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine während des Arbeitszyklus Y-Kurz im Wirkungsgradkennfeld dargestellt. Die Betriebspunktverteilung konzentriert sich vor allem im unteren bis mittleren Wirkungsgradbereich und bei relativ hohen Drehzahlen.



**Abbildung 7.4:** Betriebspunkte Y-Kurz (Basis) im Wirkungsgradkennfeld

Die Ergebnisse aus der Basisvermessung des kurzen Ladespiels Y-Kurz sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Darüber hinaus soll der Vergleich mit den derzeit gültigen Emissionsgrenzwerten der Europäischen Stufe IV eine Vorstellung der Größenordnung geben. Dabei ist aber anzumerken, dass sich die Grenzwerte auf den Gesetzgebungszyklus NRTC beziehen und bei diesem erfüllt werden müssen. Bei dem  $\text{NO}_x$ -Emissionswert handelt es sich um die Roh-Emission, weshalb dieser um ein Vielfaches höher gegenüber des Grenzwerts ist.

**Tabelle 7.1:** Ergebnisse aus der Basisvermessung Y-Kurz

Komponente	Einheit	Y-Kurz	Stufe IV
Verbrauch	l/h	23.18	
spez. Verbrauch	g/kWh	220.27	
$\text{CO}_2$	g/kWh	691.46	
$\text{NO}_x$	g/kWh	9.130	0.400
PM	g/kWh	0.005	0.025
PN	$10^{12}$ /kWh	14.014	
HC	g/kWh	0.273	0.190
CO	g/kWh	1.550	5.000

### 7.2.2 Zyklus 13: Y-Lang Basis

Das lange Ladespiel Y-Lang (Zyklus 13) besitzt eine Zyklusdauer von 49 s, eine mittlere Zyklusdrehzahl von  $1454 \text{ min}^{-1}$  und eine mittlere positive Zyklusleistung von 115 kW. Die Basisvermessung wurde im betriebswarmen Zustand bei einer Kühlmiteleintrittstemperatur von  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Abbildung 7.5 zeigt, dass das lange Ladespiel einen ähnlichen Drehzahl- und Drehmomentenverlauf wie das kurze Ladespiel aufweist und nur teilweise höhere Lastspitzen von bis zu 1500 Nm auftreten.

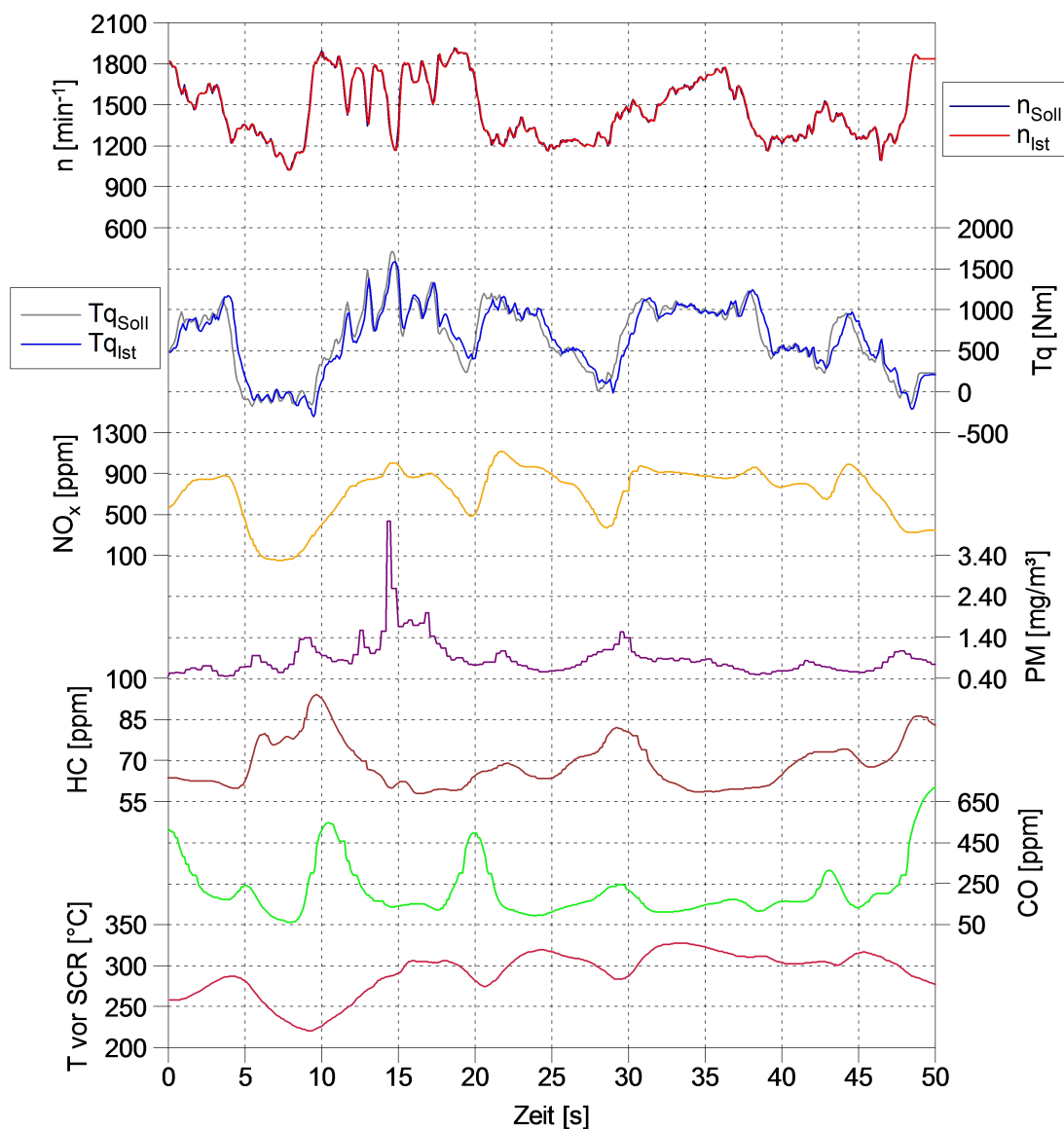
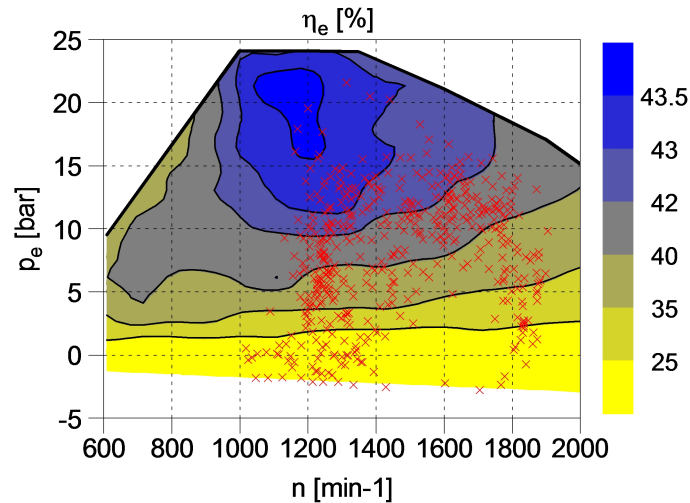


Abbildung 7.5: Basisvermessung Y-Lang



In Abbildung 7.6 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine innerhalb des langen Ladespiels im Wirkungsgradkennfeld ersichtlich. Der Hauptanteil der Betriebspunkte befindet sich im mittleren Wirkungsgradbereich.



**Abbildung 7.6:** Betriebspunkte Y-Lang (Basis) im Wirkungsgradkennfeld

Die Ergebnisse aus der Basisvermessung des langen Ladespiels Y-Lang sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst. Das höhere Lastniveau des Arbeitszyklus Y-Lang im Vergleich zum kurzen Ladespiel schlägt sich auch in einem höheren Verbrauch nieder. Aufgrund der günstigeren Verteilung der Betriebspunkte im Bezug auf das Wirkungsgrad- und spezifische Emissionskennfeld kommt es zu einer geringfügigen Verbesserung des spezifischen Verbrauchs und der spezifischen Emissionen.

**Tabelle 7.2:** Ergebnisse aus der Basisvermessung Y-Lang

Komponente	Einheit	Y-Lang	Stufe IV
Verbrauch	l/h	26.54	
spez. Verbrauch	g/kWh	212.28	
CO <sub>2</sub>	g/kWh	666.46	
NO <sub>x</sub>	g/kWh	8.635	0.400
PM	g/kWh	0.005	0.025
PN	10 <sup>12</sup> /kWh	13.280	
HC	g/kWh	0.249	0.190
CO	g/kWh	1.489	5.000



### 7.2.3 Zyklus 18: Aufhalten Basis

Der Arbeitszyklus Aufhalten (Zyklus 18) besitzt eine Zyklusdauer von 75 s, eine mittlere Zyklusdrehzahl von  $1408 \text{ min}^{-1}$  und eine mittlere positive Zyklusleistung von  $148 \text{ kW}$ . Die Basisvermessung wurde im betriebswarmen Zustand bei einer Kühlmiteleintrittstemperatur von  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Der Drehmomentenverlauf in Abbildung 7.7 zeigt das deutlich höhere Lastniveau und eine ähnliche Dynamik im Vergleich zu den beiden Ladespielen. Entsprechend des höheren Lastniveaus befindet sich auch die Abgastemperatur vor SCR-Katalysator in einem höheren Temperaturbereich.

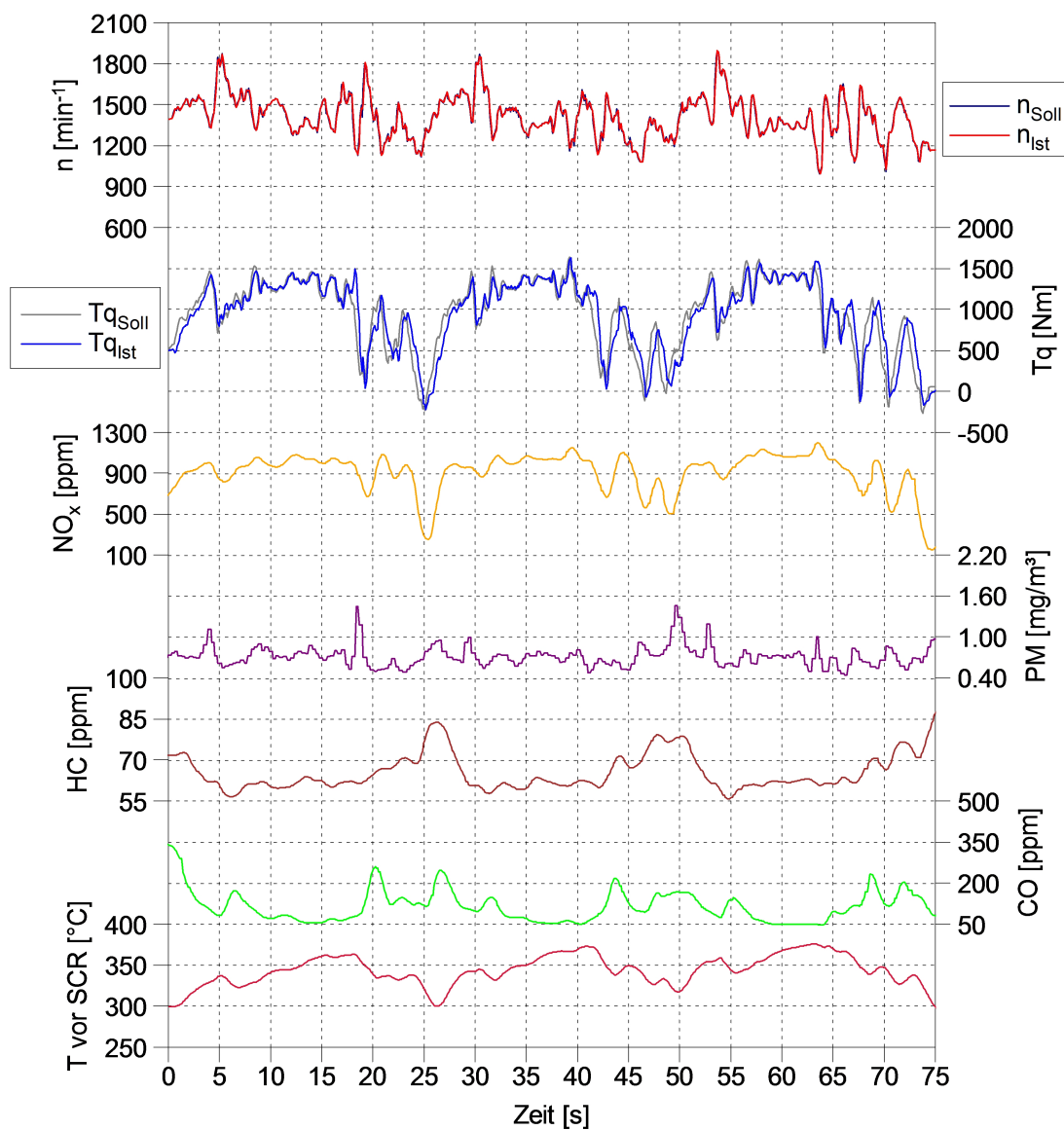
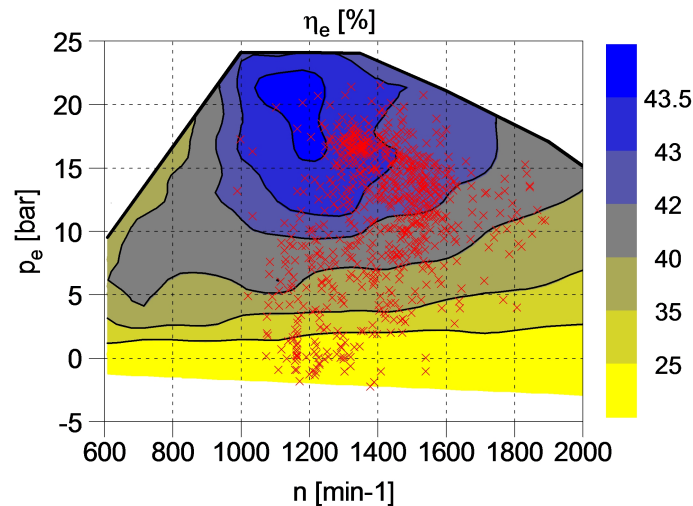


Abbildung 7.7: Basisvermessung Aufhalten

Abbildung 7.8 zeigt die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte während des Arbeitszyklus Aufhalten im Wirkungsgradkennfeld. Das höhere Lastniveau führt zu einer Verschiebung der Betriebspunkte hin zu höheren Wirkungsgradbereichen.



**Abbildung 7.8:** Betriebspunkte Aufhalten (Basis) im Wirkungsgradkennfeld

Die Ergebnisse aus der Basisvermessung des Arbeitszyklus Aufhalten sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst. Bei Vergleich der Ergebnisse zwischen den vorgestellten Zyklen ist erkennbar, dass der Aufhalten-Zyklus den höchsten Kraftstoffverbrauch und die niedrigsten spezifischen Emissionen aufweist. Dies lässt sich mit der höheren Leistungsanforderung und der daraus resultierenden Verbesserung der Betriebspunkthäufigkeit im Wirkungsgrad- und Emissionskennfeld erklären.

**Tabelle 7.3:** Ergebnisse aus der Basisvermessung Aufhalten

Komponente	Einheit	Aufhalten	Stufe IV
Verbrauch	l/h	34.69	
spez. Verbrauch	g/kWh	203.85	
CO <sub>2</sub>	g/kWh	640.97	
NO <sub>x</sub>	g/kWh	8.592	0.400
PM	g/kWh	0.004	0.025
PN	10 <sup>12</sup> /kWh	8.89	
HC	g/kWh	0.194	0.190
CO	g/kWh	0.619	5.000

## 7.3 Hybridvermessung

Die Hybridmessungen erfolgten mit einer unteren Drehzahlgrenze ( $n_{\min}$ ) von  $900 \text{ min}^{-1}$ , einem Phlegmatisierungsgrad ( $\alpha_{\max, \text{mot}}$ ) von  $2000 \text{ Nm/s}$  und mit der Möglichkeit des rein elektromotorischen Betriebs ( $X_{\text{eleDrive}} = \text{ein}$ ). Die restlichen Parameter sind Kapitel 6 zu entnehmen. Des Weiteren wurden die Messungen im betriebswarmen Zustand bei einer Kühlmiteleintrittstemperatur von  $90 \text{ °C}$  vorgenommen.

### 7.3.1 Zyklus 8: Y-Kurz Hybrid

Der Hybrid-Regelung wurde zum Ausgleich des Ladezustands für die dargestellte Hybridmessung ein maximales ICE-Drehmoment ( $Tq_{\text{ICE, max}}$ ) von  $1350 \text{ Nm}$  und ein Lastpunktverschiebegrad ( $f$ ) von 1 (LPV1) vorgegeben. In Abbildung 7.9 sind die zeitlichen Verläufe von Soll- und Ist-Drehzahl, Soll- und Ist-Drehmoment, Soll-Leistung, ICE- und ISG-Drehmoment sowie des relativen Ladezustands ( $\Delta SoC$ ) zu sehen.

Der Drehzahlverlauf liegt, entsprechend der wirkungsgradoptimalen Betriebspunkte auf der Leistungshyperbel, im unteren Drehzahlbereich bis  $1200 \text{ min}^{-1}$ . Die kurzzeitige Drehzahlhebung über  $1200 \text{ min}^{-1}$  wird von der Arbeitshydraulik zur Aufrechterhaltung des Systemdrucks angefordert. Aufgrund des eingeschränkten Drehzahlbereichs durch den Kennlinienbetrieb und der hohen Dynamik der geforderten Antriebsleistung (Soll-Leistung) kommt es teilweise zu höheren Drehzahlgradienten. Die Basisvermessung weist dennoch einen wesentlich dynamischeren Drehzahlverlauf auf. Aus der Drehzahlreduktion resultiert auch das höhere Antriebsmoment im Vergleich zur Basisvermessung.

Der Drehmomentenverlauf des Starter-Generators zeigt bei positiven Last- und Drehzahländerungen deutlich höhere motorische Anteile. In diesen Betriebsphasen stellt der Starter-Generator einerseits ein Beschleunigungsmoment (elektrischer Boost) zur Drehzahlregelung bereit und muss andererseits ein Stützmoment zur Phlegmatisierung des verbrennungsmotorischen Lastgradienten aufbringen. Dabei kommt es auch zu einer erhöhten Abnahme im Batterieladezustand. Bei negativen Last- und Drehzahländerungen sind die generatorischen Verzögerungs- und Stützmomente aufgrund der weniger starken Phlegmatisierung und der höheren Dynamik des Verbrennungsmotors geringer. Die Drehzahlregelung mit dem Starter-Generator bringt eine gute Übereinstimmung zwischen den Soll und Ist-Verläufen. Dies begründet sich in der hohen Dynamik der E-Maschine.

Der Verbrennungsmotor wird innerhalb des kurzen Ladespiels mehrmals im Stillstand mitgeschleppt. In den Schlepphasen erfolgt abhängig von der geforderten Antriebsleistung ein rein elektromotorischer Betrieb oder die Rekuperation der Verzögerungsenergie.

Im mittleren Soll-Leistungsbereich wird die Batterie durch Lastpunktverschiebung generatorisch geladen.

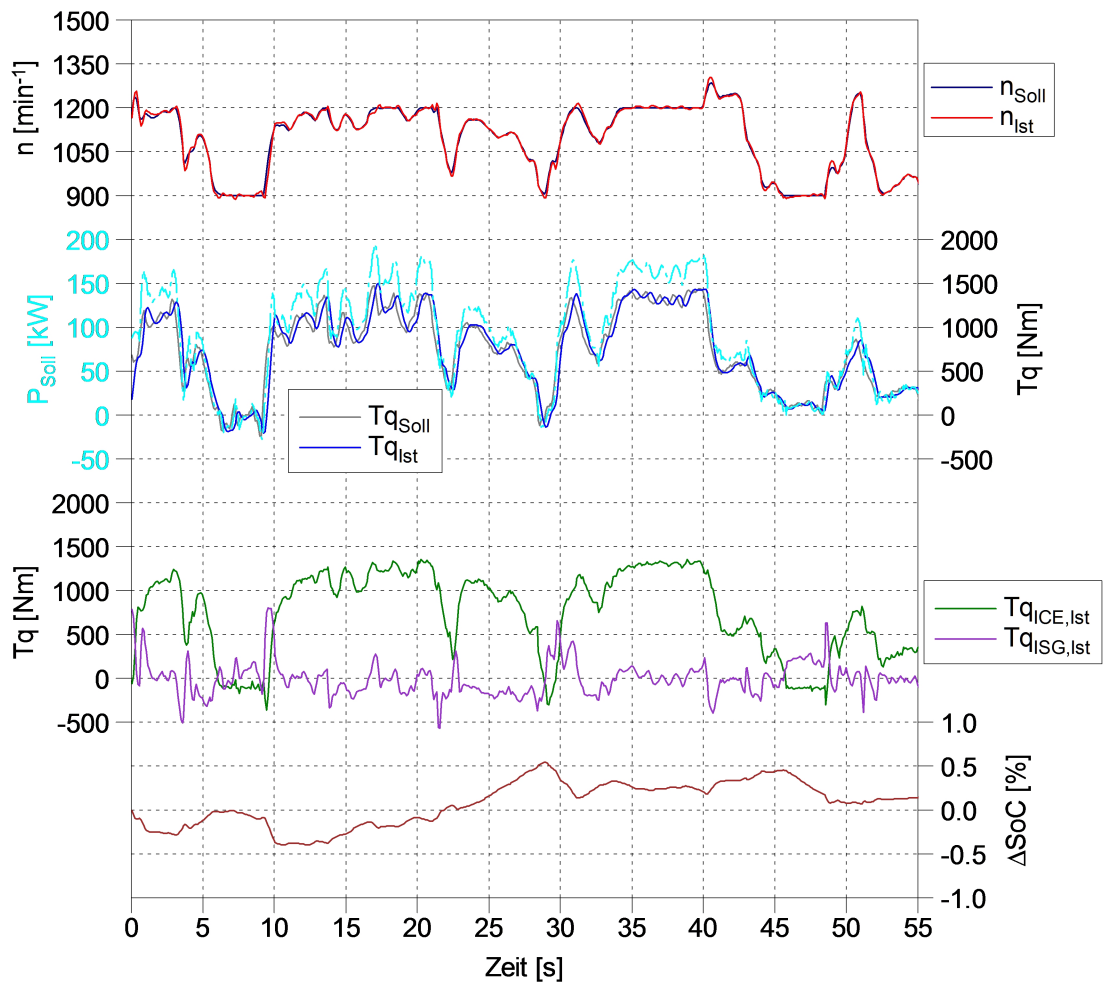


Abbildung 7.9: Hybridvermessung Y-Kurz

Abbildung 7.10 gibt Aufschluss über die zeitlichen Drehmomentenverläufe der einzelnen Betriebsmodi. Die Verläufe der Betriebsmodi Boost und Phlegmatisierung (motorisch) zeigen die höchsten Drehmomentenspitzen. Ebenfalls kann festgestellt werden, dass die Höhe des Lastpunktverschiebemoments von durchschnittlich 200 Nm im günstigen Bereich hinsichtlich des Ladewirkungsgrads bzw. der Ladeeffizienz liegt. Das Verzögerungsmoment aus der Drehzahlregelung wird ebenfalls als Lastpunktverschiebung behandelt. Damit lassen sich auch die kurzzeitig höheren Drehmomentenspitzen im Verlauf erklären. Das Rekuperationspotential ist für das kurze Ladespiel gering.

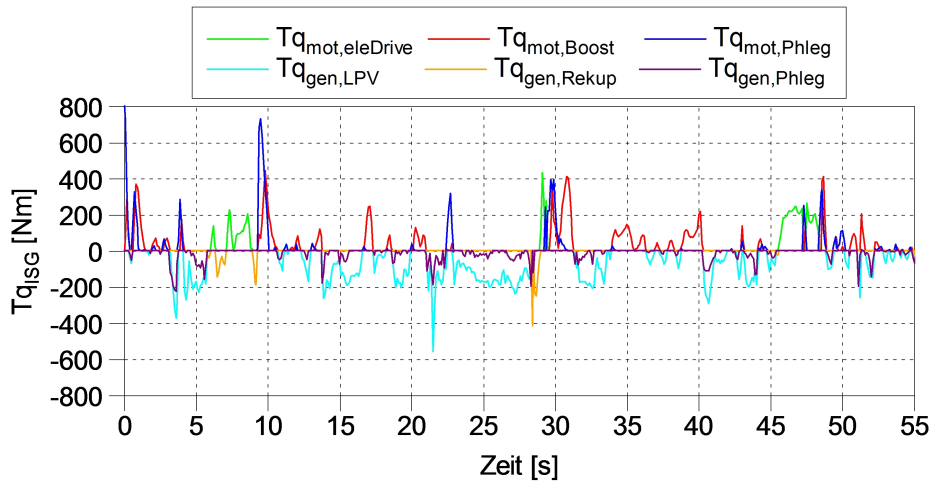


Abbildung 7.10: Drehmomentenverläufe ISG - Y-Kurz

Abbildung 7.11 zeigt die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte während des kurzen Ladespiels im Wirkungsgradkennfeld. Der überwiegende Anteil der Betriebspunkte befindet sich im hohen Wirkungsgradbereich und in der Nähe der wirkungsgradoptimalen Kennlinie. Die Streuung der Betriebspunkte resultiert aus dem transienten Betrieb. Der Betriebsbereich der Verbrennungskraftmaschine wird durch die Leistungsgrenze des rein elektromotorischen Betriebs und der vorgegebenen oberen Limitierung des ICE-Drehmoments ( $T_{q_{ICE,max}}$ ) eingeschränkt. Lastanforderungen oberhalb dieser Grenze werden durch elektromotorische Unterstützung (Volllast-Boost) bewältigt.

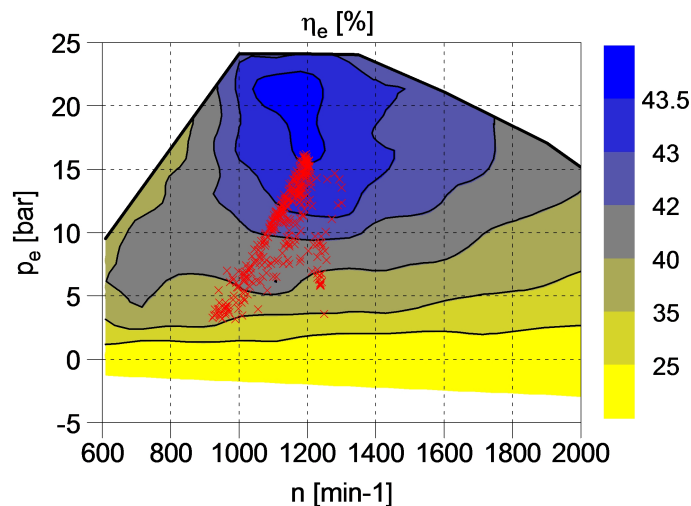
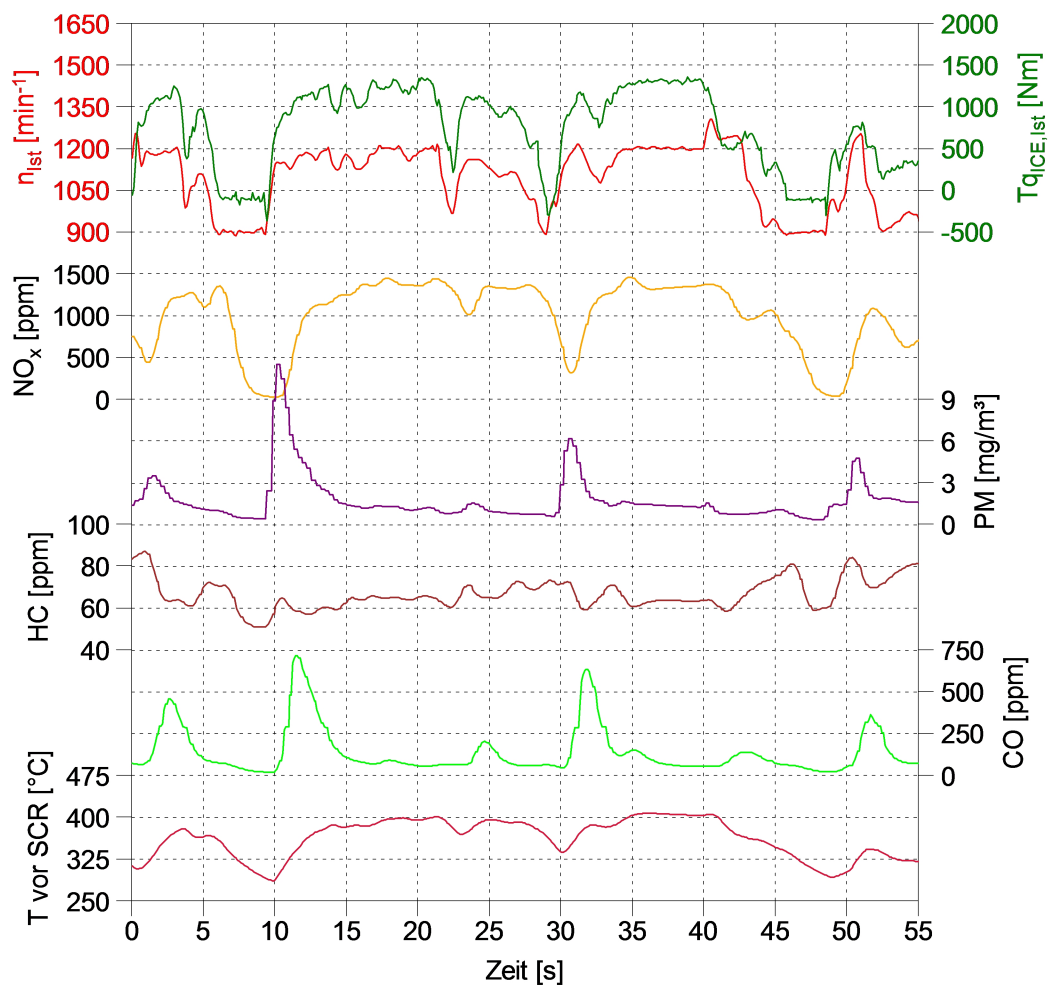


Abbildung 7.11: Betriebspunkte Y-Kurz (Hybrid) im Wirkungsgradkennfeld

In Abbildung 7.12 ist der zeitliche Verlauf von Ist-Drehzahl, ICE-Drehmoment, einzelner Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas sowie die gemessene Abgastemperatur vor Eintritt in den SCR-Katalysator dargestellt. Der Verlauf der Partikelkonzentration zeigt ausgeprägte Russspitzen nach Zuschalten der Verbrennungskraftmaschine aus dem Schleppbetrieb. Dies wird vor allem durch die fehlende Dynamik des Motors hinsichtlich Ladedruckaufbau und der daraus resultierenden „Gemischanfettung“ begründet. Die Abgastemperatur vor SCR-Katalysator liegt im Vergleich zur Basisvermessung aufgrund der höherlastigen Betriebspunkte auf einem höheren Niveau. Überdies hinaus ist zu erkennen, dass sich die Abgastemperatur auch nach den längeren Schleppphasen noch im guten  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsbereich befindet.



**Abbildung 7.12:** Hybridvermessung - verbrennungsmotorische Betrachtung Y-Kurz

Die Ergebnisse aus der Hybridvermessung des langen Ladespiels sind in Tabelle 7.4 zusammengefasst. Als Gegenüberstellung sind die Messergebnisse aus der Basisvermessung eingetragen. Neben den Verbrauchs- und Emissionswerten finden sich noch die zeitlich

gemittelte Temperatur vor dem SCR-Katalysator (m. Temp. v. SCR), der relative Ladezustand ( $\Delta\text{SoC}$ ) und der Anteil der kumulierten elektrischen Energie an der kumulierten Zyklusenergie (Anteil ISG). Dabei wurden die negativen Energien jeweils betragsmäßig aufsummiert. Das Verbrauchsergebnis des kurzen Ladespiels zeigt eine prozentuale Kraftstoffeinsparung von 4.65 % gegenüber der Basis. Die Kraftstoffeinsparung wird durch die Reduktion der Reibleistung aus der Drehzahlabenkung und der Steigerung des indizierten Wirkungsgrads begründet. Bei den spezifischen Emissionen kann eine deutliche Senkung der CO- und HC-Emission zur Basis verzeichnet werden. Die Verbesserung lässt sich auf den günstigeren Betriebsbereich des Hybridantriebs in den Emissionskennfeldern und der Begrenzung des Lastgradienten durch die Phlegmatisierung zurückführen. Die spezifische  $\text{NO}_x$ -Emission ist im Vergleich zur Basis geringfügig höher. Demgegenüber steht eine Verdopplung der Partikelemission hinsichtlich der spezifischen Partikelmaße (PM) und -Anzahl (PN). Gründe dafür sind zum Einen die hohen Russspitzen nach den Schlepphasen und die vergleichsweise ungünstige Lage der verbrennungsmotorischen Betriebspunkte im Hinblick auf die Emissionskennfelder. Mit der Phlegmatisieren des Lastgradienten kann einer noch höheren Partikelemission zumindest teilweise entgegengewirkt werden. Ein nicht unwesentlicher Vorteil der gezeigten Hybrid-Betriebsstrategie zum konventionellen Antrieb ist die im Bezug auf die Abgasnachbehandlung höhere Abgastemperatur.

**Tabelle 7.4:** Ergebnisse aus der Hybridvermessung Y-Kurz

<b>Komponente</b>	<b>Einheit</b>	<b>Hybrid</b>	<b>Basis</b>
Verbrauch	l/h	22.09	23.18
spez. Verbrauch	g/kWh	211.18	220.27
$\text{CO}_2$	g/kWh	664.48	691.46
$\text{NO}_x$	g/kWh	9.852	9.130
PM	g/kWh	0.009	0.005
PN	$10^{12}/\text{kWh}$	27.690	14.014
HC	g/kWh	0.200	0.273
CO	g/kWh	0.805	1.550
m. Temp. v. SCR	$^\circ\text{C}$	360.0	297.5
$\Delta\text{SoC}$	%	0.04	0
Anteil ISG	%	18.24	0

Da das kurze Ladespiel nur ein geringes Rekuperationspotential aufweist, muss die elektrische Energie zum größten Teil durch die Lastpunktverschiebung generiert werden. Das mögliche Verbrauchspotential wird durch die Energiewandlungen und -übertragungsverluste beim Laden- und Entladen der Batterie geschmälert. Die Reduktion des elektrischen Anteils bietet daher die Möglichkeit einer weiteren Verbrauchseinsparung. Dies könnte durch Senkung der Phlegmatisierung oder Abschaltung des rein elektromotorischen Betriebszustands realisiert werden. Die erwähnten Maßnahmen gehen aber zu Lasten der Emissionen.

### 7.3.2 Zyklus 13: Y-Lang Hybrid

Der Hybrid-Regelung wurde zum Ausgleich des Ladezustands für die dargestellte Hybridmessung ein maximales ICE-Drehmoment ( $T_{q_{ICE,max}}$ ) von 1500 Nm und ein Lastpunktverschiebegrad ( $f$ ) von 1 (LPV1) vorgegeben. Der in Abbildung 7.13 dargestellte Soll- und ICE-Drehmomentenverlauf sowie der Drehzahlverlauf besitzen eine ähnliche Charakteristik wie die Verläufe aus der Hybridmessung des kurzen Ladespiels. Es ist ersichtlich, dass unmittelbar im Anschluss an die erste Schleppphase ein vermehrter Boost-Betrieb durch die Limitierung des ICE-Volllastmoments gegeben ist. In dieser Phase kommt es daher auch zu einer starken Abnahme im Ladungszustand.

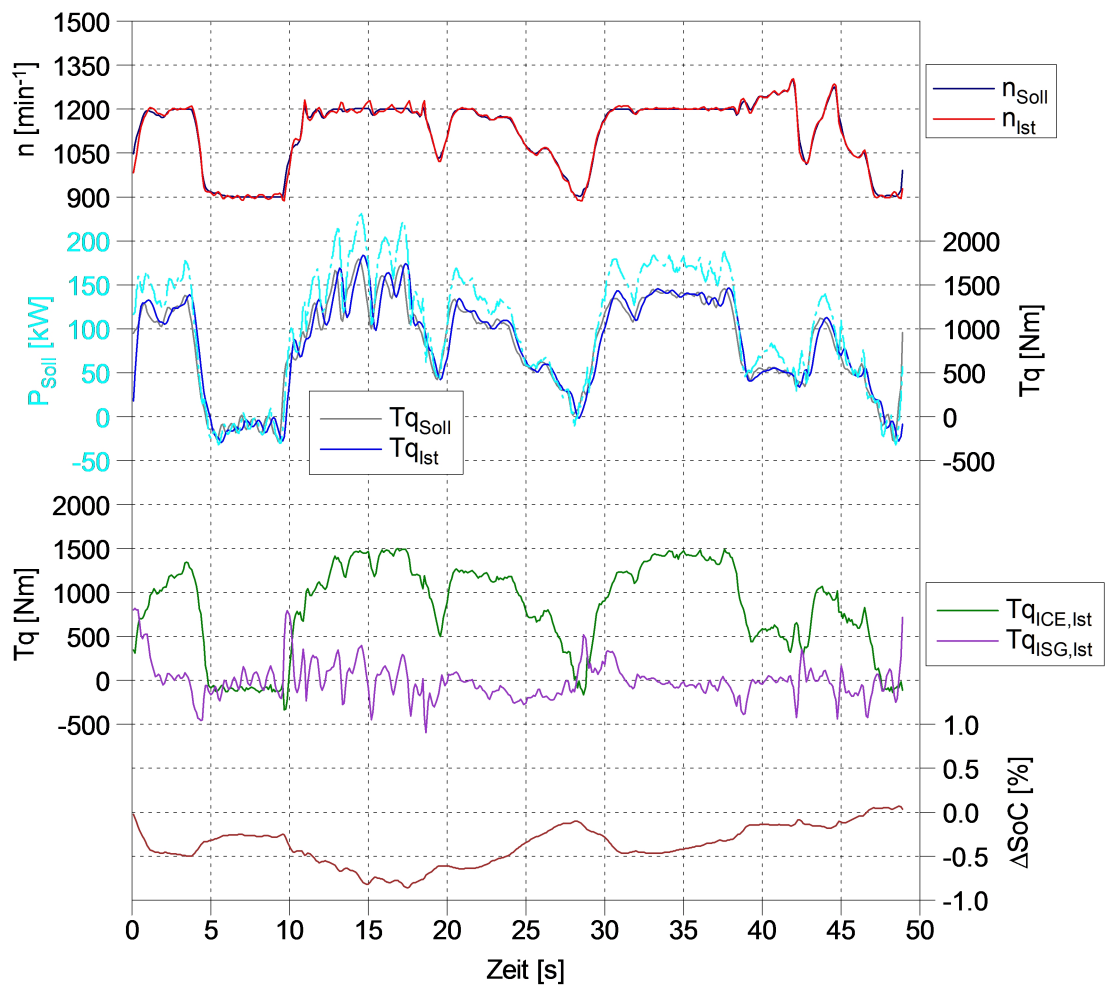


Abbildung 7.13: Hybridvermessung Y-Lang

Abbildung 7.14 zeigt die zeitlichen Drehmomentenverläufe der einzelnen Betriebsmodi innerhalb des langen Ladespiels. Der Verlauf der Rekuperation zeigt gegenüber dem kurzen Ladespiel ein geringfügig höheres Rekuperationspotential. Demgegenüber steht eine insgesamt kürzere Phase im rein elektromotorischen Betrieb und im Betriebsmodus



Lastpunktverschiebung. Des Weiteren ist der vorhin erwähnte Vollast-Boost mit Drehmomentenspitzen von bis zu 400 Nm ersichtlich.

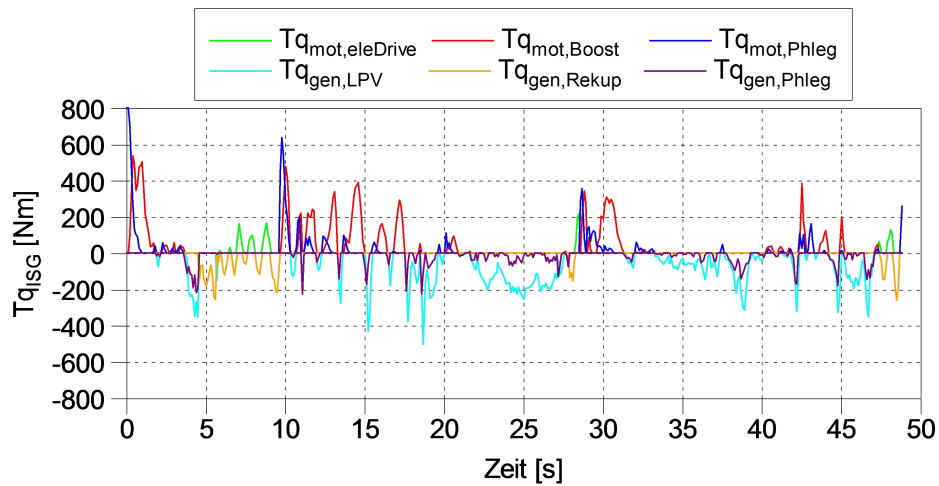


Abbildung 7.14: Drehmomentenverläufe ISG - Y-Lang

In Abbildung 7.15 sind die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine während des langen Ladespiels im Wirkungsgradkennfeld dargestellt. Die Betriebspunkte konzentrieren sich wie beim kurzen Ladespiel auf den hohen bis höchsten Wirkungsgradbereich.

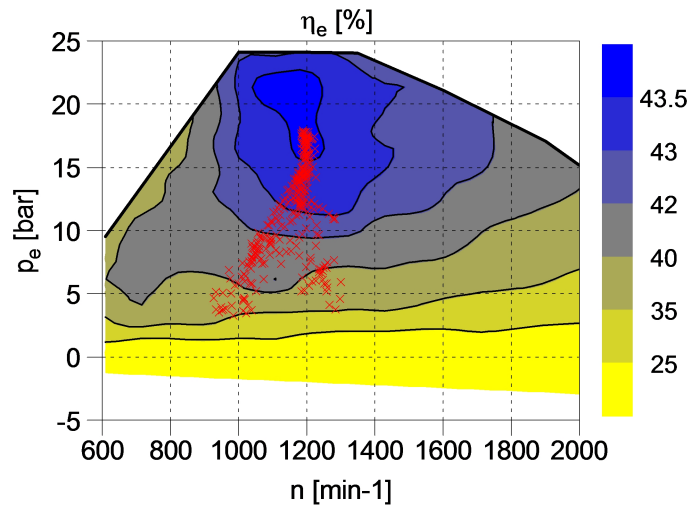


Abbildung 7.15: Betriebspunkte Y-Lang (Hybrid) im Wirkungsgradkennfeld

Die Ergebnisse aus der Hybrid- und Basisvermessung des langen Ladespiels sind in Tabelle 7.5 zusammengefasst. Das lange Ladespiel weist im Hybridbetrieb eine prozentuale Kraftstoffeinsparung von 4.07% zur Basis auf. Die geringere Verbrauchseinsparung des langen Ladespiels gegenüber dem kurzen Ladespiel begründet sich im möglichen Einsparungspotential der beiden Zyklen. Das Einsparungspotential ist im Wesentlichen von der Basis (rein verbrennungsmotorischer Betrieb), der Betriebsstrategie und dem Rekuperationspotential abhängig. Da die Basis des langen Ladezyklus einen niedrigeren spezifischen Verbrauch als die Basis des kurzen Ladespiels erreicht und das Rekuperationspotential beider Zyklen ähnlich ist, ergibt sich für das lange Ladespiel ein niedrigeres Einsparungspotential. Bei Vergleich der spezifischen Emissionswerte zwischen Basis- und Hybridvermessung zeigt sich die gleiche Tendenz in der Änderung der jeweiligen Schadstoffkomponenten wie beim kurzen Ladespiel. Vor allem die spezifische HC- und CO-Emission kann wirkungsvoll gesenkt werden.

**Tabelle 7.5:** Ergebnisse aus der Hybridvermessung Y-Lang

Komponente	Einheit	Hybrid	Basis
Verbrauch	l/h	25.46	26.54
spez. Verbrauch	g/kWh	207.92	212.28
CO <sub>2</sub>	g/kWh	660.03	666.46
NO <sub>x</sub>	g/kWh	8.472	8.635
PM	g/kWh	0.009	0.005
PN	10 <sup>12</sup> /kWh	27.132	13.280
HC	g/kWh	0.161	0.249
CO	g/kWh	0.928	1.489
m. Temp. v. SCR	°C	379.93	291.00
ΔSoC	%	0.03	0
Anteil ISG	%	15.95	0

### 7.3.3 Zyklus 18: Aufhalten Hybrid

Der Hybrid-Regelung wurde zum Ausgleich des Ladezustands für die dargestellte Hybridvermessung ein maximales ICE-Drehmoment ( $Tq_{ICE,max}$ ) von 1600 Nm und ein Lastpunktverschiebegrad ( $f$ ) von 1 (LPV1) vorgegeben. Der in Abbildung 7.16 ersichtliche ICE-Drehmomentenverlauf zeigt, dass der Verbrennungsmotor in der Hybridvermessung über eine relativ lange Betriebszeit an der oberen Drehmomentgrenze betrieben wird. Während dieser Hochlastphase ist der Betriebspunkt des Motors annähernd konstant bzw. phlegmatisiert. Die Lastspitzen der Lastanforderung werden durch elektromotorische Unterstützung abgedeckt. Die höheren Drehzahlspitzen im Drehzahlverlauf resultieren aus der Drehzahlanforderung seitens der Arbeitshydraulik.

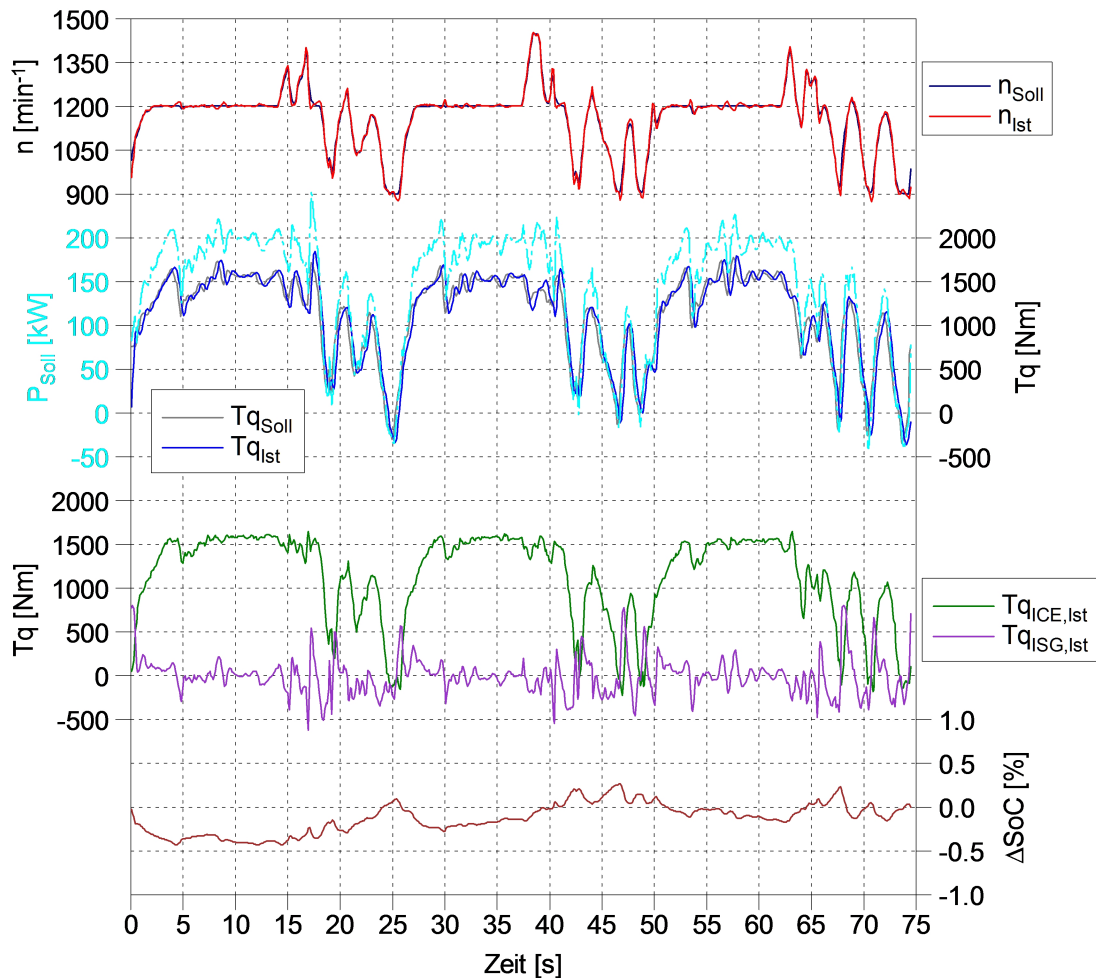


Abbildung 7.16: Hybridvermessung Aufhalten

In Abbildung 7.17 sind die zeitlichen Drehmomentverläufe der einzelnen Betriebsmodi des Arbeitszyklus Aufhalten ersichtlich. Die Stützmomente der Phlegmatisierung im motorischen wie im generatorischen Fall resultieren aus der erhöhten Drehmomentendynamik des Verbrennungsmotors im Anschluss an die Hochlastphase. Das Lastpunktverschiebemoment wird nicht aktiv aus der Ladekennlinie vorgegeben, sondern kommt zur Gänze aus der Drehzahlregelung. Der Grund liegt in der hohen geforderte Antriebsleistung, die sich über den gesamten Zyklus außerhalb des aktiven Lastpunktverschieberegions befindet. Aufgrund der hohen Antriebsleistung sind auch keine rein elektromotorischen Betriebsphasen zu verzeichnen. Das Rekuperationspotential ist beim Arbeitszyklus Aufhalten im Vergleich zu den Ladezyklen am geringsten.

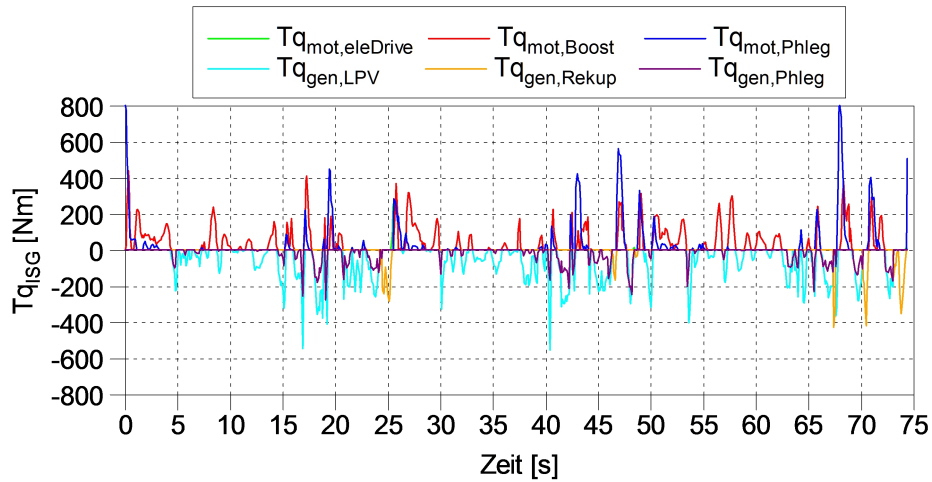


Abbildung 7.17: Drehmomentenverläufe ISG - Aufhalten

Abbildung 7.18 zeigt die verbrennungsmotorischen Betriebspunkte innerhalb des Zyklus Aufhalten im Wirkungsgradkennfeld. Die Betriebspunkte liegen im Bereich der wirkungsgradoptimalen Betriebskennlinie und konzentrieren sich aufgrund der hohen Lastanforderung vor allem im hohen Wirkungsgradbereich.

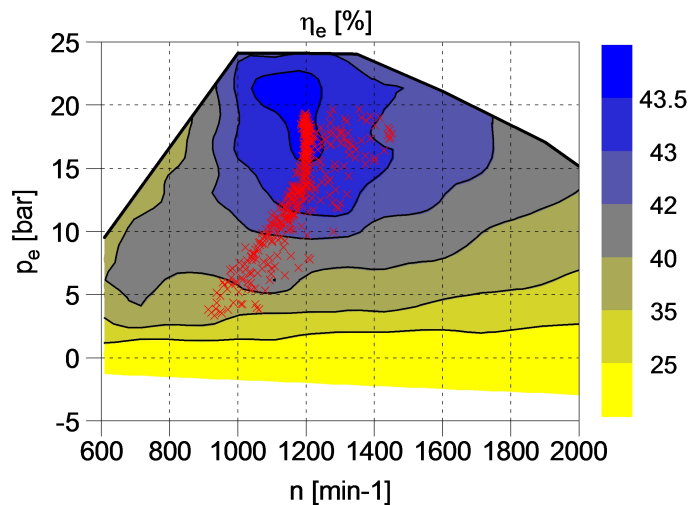


Abbildung 7.18: Betriebspunkte Aufhalten (Hybrid) im Wirkungsgradkennfeld

Die Ergebnisse aus der Hybrid- und Basisvermessung des Arbeitszyklus Aufhalten sind in Tabelle 7.6 zusammengefasst. Der Hybridantrieb erreicht in diesem Arbeitszyklus eine prozentuale Kraftstoffeinsparung von 2.83% zur Basis. Damit weist der Arbeitszyklus Aufhalten die geringste Einsparung aller vorgestellten Zyklen auf. Dies lässt sich durch die gute Ausgangsbasis hinsichtlich des spezifischen Verbrauchs und durch das geringe Rekuperationspotential erklären. Des Weiteren reduziert sich auch der elektrische Anteil gegenüber den beiden Ladespielen. Die langen Hochlastphasen bieten kein Potential zur

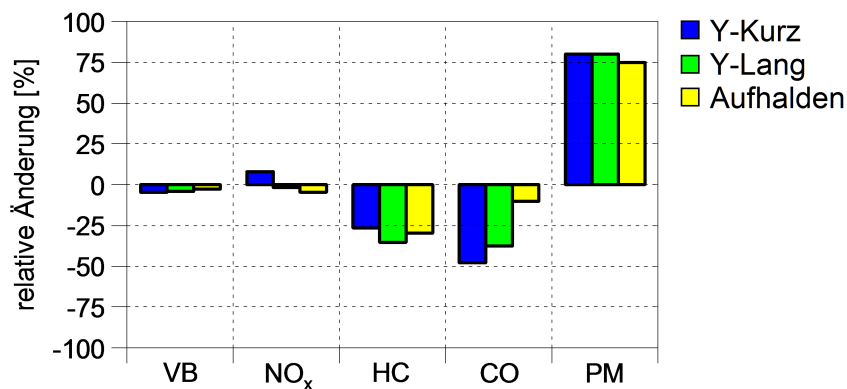
Lastpunktverschiebung und dem rein elektromotorischen Betrieb. Der elektrische Anteil wird hauptsächlich von der Drehzahlregelung und der Phlegmatisierung verursacht. Bei Betrachtung der Emissionen kann eine Reduktion der NO<sub>x</sub>-, HC- und CO-Emission im Vergleich zur Basis festgestellt werden. Wobei die HC-Emission deutlich gesenkt wird. Bei den Partikelemissionen ist wie bei den Ladezyklen ein Anstieg zur Basis zu erkennen.

**Tabelle 7.6:** Ergebnisse aus der Hybridvermessung Aufhalten

Komponente	Einheit	Hybrid	Basis
Verbrauch	l/h	33.71	34.69
spez. Verbrauch	g/kWh	200.00	203.85
CO <sub>2</sub>	g/kWh	627.61	640.97
NO <sub>x</sub>	g/kWh	8.204	8.592
PM	g/kWh	0.007	0.004
PN	10 <sup>12</sup> /kWh	16.8	8.89
HC	g/kWh	0.136	0.194
CO	g/kWh	0.557	0.619
m. Temp. v. SCR	°C	419.29	343.64
ΔSoC	%	-0.01	0
Anteil ISG	%	11.90	0

### 7.3.4 Vergleich von Verbrauch und Emission

In Abbildung 7.19 sind die prozentualen Änderungen der analysierten Hybridvermessungen in Bezug auf die Basis dargestellt.



**Abbildung 7.19:** Prozentuale Änderungen zur Basis

Bei der prozentualen Kraftstoffeinsparung VB ist eine Änderung mit dem Lastkollektiv zu erkennen. Gründe dafür sind die verbesserte Basis hinsichtlich des spezifischen Verbrauchs und die geänderten Rekuperationspotentiale.

Die HC- und CO-Emissionen zeigen eine merkliche Reduktion von bis zu 50% zur Basis. Gründe dafür sind die verbesserte Verbrennungslage durch die Lastanhebung und der rein elektromotorische Betrieb in den Niederlastphasen. Überdies hinaus wirkt sich die phlegmatisierte Lastdynamik der Verbrennungskraftmaschine positiv auf die CO-Emission aus.

Die NO<sub>x</sub>-Emissionen ändert sich nur geringfügig und verbleiben auf dem Niveau des konventionellen Antriebs.

Bei den Partikelemissionen PM ist ein deutlicher Anstieg von bis zu 80% gegenüber der Basis ersichtlich. Gründe dafür sind die verschlechterte Verbrennungsbedingung nach den Schleppphasen (Russspitzen) und die ungünstige Lage der verbrennungsmotorischen Betriebspunkte im entsprechenden Emissionskennfeld. Die Phlegmatisierung des verbrennungsmotorischen Lastgradienten wirkt einer noch höheren Partikelemission entgegen. Die PM-Emissionen liegen absolut betrachtet dennoch auf einem niedrigen Niveau.

## 8 Zusammenfassung

Der Schwerpunkt der vorliegenden Masterarbeit liegt in der Vorgehensweise bei der Entwicklung einer Hybrid-Betriebsstrategie sowie in der Untersuchung dieser auf Basis verschiedener real gemessener Lastprofile am Motorenprüfstand. Als Versuchsträger dient ein elektrischer Parallel-Hybridantrieb, der in einem Radlader der Leistungsklasse 215 kW Verwendung finden soll. Der Hybridantrieb besteht aus einem 6-Zylinder-Reihen Dieselmotor und einem elektrischen Starter-Generator. Die Messdaten der Arbeitszyklen stammen aus Feldversuchen und wurden im Vorfeld vom Maschinenhersteller bereitgestellt.

Die Hybrid-Betriebsstrategie legt in Abhängigkeit von definierten Zielen, äußeren Anforderungen und Randbedingungen den Betriebszustand und die Leistungsaufteilung zwischen der Verbrennungskraftmaschine und dem Starter-Generator fest. Die Ziele der vorgestellten Betriebsstrategie sind die Stabilität der Betriebsführung, die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und die Minimierung der Schadstoffemissionen. Äußere Anforderungen sind die Drehmoment- und Drehzahlanforderung an den Antrieb. Zu den Randbedingungen zählen alle Systemgrenzen. Die gestellten Anforderungen an den Hybridantrieb sowie die Randbedingungen werden im ersten Teil der Arbeit analysiert. Die Findung und Optimierung der Hybrid-Betriebsstrategie wurde mit Hilfe eines vorhandenen Simulationsmodells durchgeführt. Überdies hinaus wurden erste Potentialanalysen der Verbrauchseinsparung vorgenommen. Im Antriebsstrangmodell sind alle wirkungsgradrelevanten Bauteile des Hybridantriebs abgebildet. Die Drehmomentendynamik des Hybridantriebs ist ausschlaggebend für die Darstellbarkeit der Betriebsstrategie im transienten Betrieb. Die Dynamik des Antriebs muss, für die sichere Anwendbarkeit der Betriebsstrategie im realen Betrieb, auch vom Simulationsmodell abgebildet werden. Zu diesem Zweck wird das Dynamikverhalten des Modells im zweiten Teil der Arbeit untersucht und validiert. Die Betriebsführung des Hybridsystems hat unter Umständen geänderte Randbedingungen für die Abgasnachbehandlung zur Folge. So könnte das Abgasnachbehandlungssystem während längerer rein elektromotorischer Betriebsphasen unter die erforderliche Temperatur abkühlen. Zur Abbildung dieser Effekte wurde das bestehende Simulationsmodell im Rahmen der Masterarbeit um ein Modell der Abgasanlage erweitert. Dieses wird im dritten Teil der Arbeit vorgestellt und mit realen Messdaten validiert.

Bei der entwickelten Hybrid-Betriebsstrategie handelt es sich um eine Kennlinienstrategie mit überlagerter Kennfeldzonenstrategie. Die SoC-Regelung wird von einem Zustandsautomaten ausgeführt. Der Verbrennungsmotor wird ausschließlich auf der definierten Kennlinie betrieben. Die Leistungsaufteilung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Starter-Generator wird von der Kennfeldzonenstrategie vorgegeben. Die Auslegung der Betriebsstrategie erfolgt unter energetischen Gesichtspunkten im vierten Teil der Arbeit.

Für die Prüfstanduntersuchungen wurde der Versuchsträger auf einem dynamischen Motorenprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen (letzter Teil der Arbeit). Die Vermessung der Arbeitszyklen wurde im konventionellen Betrieb wie auch im Hybridbetrieb durchgeführt. Die entwickelte Hybrid-Betriebsstrategie zeigt bei den durchgeführten Untersuchungen am Motorenprüfstand Potential zur Kraftstoffeinsparung und Emissionsminimierung. Insgesamt kann mit dem Parallel-Hybridantrieb bei allen untersuchten Arbeitszyklen eine mittlere Verbrauchseinsparung von 4.5% in Bezug auf den konventionellen Antrieb erzielt werden. Durch Vergleich unterschiedlicher Einsatzprofile wird aber verdeutlicht, dass die tatsächliche Kraftstoffeinsparung maßgeblich vom vorliegenden Lastkollektiv abhängig ist. Bei den Schadstoffemissionen kann eine deutliche Reduktion der CO- und HC-Emission verzeichnet werden. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen verändern sich nur geringfügig im Vergleich zum konventionellen Antrieb. Die Partikelemissionen (PM, PN) sind durchwegs höher als im konventionellen Betrieb, aber immer noch auf einem sehr niedrigen Absolut-Niveau.

Die Ergebnisse aus den Untersuchungen haben gezeigt, dass mit einem diesel-elektrischen Parallelhybridantrieb in mobilen Arbeitsmaschinen eine Verbrauchseinsparung unter Einhaltung der gesetzlichen Rahmenbedingungen möglich ist. Die Akzeptanz der Kunden wird aber darüber entscheiden, ob sich der komplexere Hybridantrieb gegen den konventionellen Antrieb im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen durchsetzen kann.



# Literaturverzeichnis

- [1] Back, M.: *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*, Dissertation, KIT Scientific Publishing, Stuttgart, 2006.
- [2] Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie: [http://www.bmvit.gv.at/verkehr/gesamtverkehr/statistik/downloads/viz\\_2011\\_kap\\_5.pdf](http://www.bmvit.gv.at/verkehr/gesamtverkehr/statistik/downloads/viz_2011_kap_5.pdf), abgerufen im Februar 2014.
- [3] Christoph, H.: *Wärmetechnik II*, Skriptum, IWT, Technische Universität Graz, 2012.
- [4] Dorda, A.; Egger, B.: *Hybridfahrzeuge - Literaturrecherche und Entwicklungstrends*, Austrian Agency for Alternative Propulsion Systems A3PS, 2010.
- [5] *Draft Regulatory Impact Analysis: Control of Emissions from Nonroad Diesel Engines*, United States Environmental Protection Agency EPA 2003.
- [6] Duden online: <http://www.duden.de/rechtschreibung/Hybrid>, abgerufen im Februar 2014.
- [7] Eichlseder, H.: *Kolbenmaschinen*, Skriptum, IVT, Technische Universität Graz, 2010.
- [8] Engelsmann, D.; Wachtmeister, G.: *Untersuchung von Betriebsstrategien für einen elektrisch hybridisierten Traktor mittels einer multiphysikalischen Gesamtfahrzeugsimulation*, Beitrag zur 4. Fachtagung „Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen“, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013.
- [9] Europäisches Parlament: *Richtlinie 2004/26/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 21. April 2004 zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG*, 2004.
- [10] Finzel, R.; Jähne, H.; Helduser, S.: *Energieeffiziente Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen*, Vortrag zur Fachtagung „Baumaschinentechnik“, Technische Universität Dresden, 2009.
- [11] Fleckner, M.; Göhring, M.; Spiegel, L.: *Neue Strategien zur verbrauchsoptimalen Auslegung der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*, 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, 2009.
- [12] FPT POWERTRAIN TECHNOLOGIES: [http://www.ivecomotors.com/en-uk/Product/Industrial/Industrial/Documents/Brochure/FPT\\_SCR%20CONSTRUCTION%20GB\\_09\\_11.PDF](http://www.ivecomotors.com/en-uk/Product/Industrial/Industrial/Documents/Brochure/FPT_SCR%20CONSTRUCTION%20GB_09_11.PDF), abgerufen im Februar 2014.

- [13] Haupt, C.: *Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug*, Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 2012.
- [14] Hausberger, S.: *Umweltauswirkungen des Verkehrs Teil I*, Skriptum, IVT, Technische Universität Graz, 2011.
- [15] Hausberger, S.; Schüßler, M.: *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei Kfz Teil II*, Skriptum, IVT, Technische Universität Graz, 2009.
- [16] Hausberger, S.; Schüßler, M.: *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei Kfz Teil III SCR*, Skriptum, IVT, Technische Universität Graz, 2012.
- [17] Hofmann, P.: *Hybridfahrzeuge*, Springer-Verlag Wien New York, 1. Auflage, 2010.
- [18] Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik Technische Universität Wien: <http://www.ifa.tuwien.ac.at/de/forschung-entwicklung/forschungsprojekte/hardware-in-the-loop/>, abgerufen im Februar 2014.
- [19] iVT International: <http://www.ivtinternational.com/news.php?NewsID=55475>, abgerufen im Februar 2014.
- [20] Köhler, U.: *Energiespeicher für moderne Fahrzeuganwendungen*, Vortrag beim „Niedersächsisches Forum für Energiespeicher und -systeme“, 2012.
- [21] KIT-Zentrum Mobilitätssysteme - Institut für Prozessdatenverarbeitung und Elektronik (IPE): [http://www.pkm.kit.edu/downloads/Datenblatt\\_Batterie\\_Management\\_System\\_DE.pdf](http://www.pkm.kit.edu/downloads/Datenblatt_Batterie_Management_System_DE.pdf), abgerufen im Februar 2014.
- [22] Kristl, Seibt & Co: [http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive\\_engineering/devices/engine\\_dyno\\_control\\_devices/adac.html](http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive_engineering/devices/engine_dyno_control_devices/adac.html), abgerufen im Mai 2014.
- [23] Lichtblau, G.; Schodl, B.; Winter, R.: *Feinstaubproblem Baumaschine - Emissionen und Kosten einer Partikelfilternachrüstung in Österreich*, Informationen zur Umweltpolitik Nr. 179, Kammer für Arbeiter und Angestellte für Wien, Wien, 2009.
- [24] LIEBHERR Motorenkennlinie: [http://www.liebherr.com/CP/de-DE/default\\_cp.wfw/tab-131726](http://www.liebherr.com/CP/de-DE/default_cp.wfw/tab-131726), abgerufen im Februar 2014.
- [25] LIEBHERR Technische Daten D936 A7 SCR: [http://www.liebherr.com/CP/de-DE/products\\_cp.wfw/id-17310-0](http://www.liebherr.com/CP/de-DE/products_cp.wfw/id-17310-0), abgerufen im Februar 2014.
- [26] Martinus, M.: *Funktionale Sicherheit von mechatronischen Systemen bei mobilen Arbeitsmaschinen*, Dissertation, Technische Universität München, 2004.

- [27] Merker, G.; Schwarz, C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Vieweg+Teubner Wiesbaden, 4. Auflage, 2009.
- [28] Monschein, W.: Dissertation in Arbeit, Technische Universität Graz, 2015.
- [29] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009.
- [30] Radke, T.: *Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien*, Dissertation, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013.
- [31] Sanz, W.: *Computational Fluid Dynamics VO*, Skriptum, TTM, Technische Universität Graz, 2012.
- [32] Schlager, G.; Benatzky, C.; Quasthoff, M.; Gay, B.: *Electric hybrid powertrain for off-road applications - measurement results from a 6- cylinder 10.5l Off-Road engine*, 6th International MTZ Conference 2011.
- [33] Schwingshackl, M.: *Simulation von elektrischen Fahrzeugkonzepten für PKW*, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2009.
- [34] Technische Universität Dresden: [http://www.tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/vkw/iad/professuren/fm/forschung/schwpkt/en\\_manage/strat](http://www.tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/vkw/iad/professuren/fm/forschung/schwpkt/en_manage/strat), abgerufen im Februar 2014.
- [35] Thiebes, P.: *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*, Dissertation, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011.
- [36] Uhrner, E.; Schulte-Cörne, C.: *Auslegungsmethodik für energieeffiziente Antriebstränge in industriell eingesetzten Schwerlastfahrzeugen*, Beitrag zur 4. Fachtagung „Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen“, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013.
- [37] Wikipedia: <http://de.wikipedia.org/wiki/Hybridelektro kraftfahrzeug>, abgerufen im Februar 2014.
- [38] Wikipedia: [http://de.wikipedia.org/wiki/Batterie\\_\(Elektrotechnik\)](http://de.wikipedia.org/wiki/Batterie_(Elektrotechnik)), abgerufen im Februar 2014.
- [39] Wikipedia: [http://de.wikipedia.org/wiki/Endlicher\\_Automat](http://de.wikipedia.org/wiki/Endlicher_Automat), abgerufen im Juni 2014.
- [40] Wissensportal Bau- und Baustoffmaschinen: <http://www.baumaschine.de/wissensportal-archiv/2009-03/vorwort>, abgerufen im Februar 2014.
- [41] Wunsch, E.; Gao, H.; Schäfer, H.: *Elektromotoren in der mobilen Anwendung*, Vortrag zur 2. VDI-Konferenz „Elektromobilität: Automobilindustrie trifft Energiewirtschaft“, 2010.

- [42] *Worldwide Emissions Standards - Heavy Duty and Off-Highway Vehicles*, Delphi, 2013.