

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

TUM School of Engineering and Design

Detaillierte Machbarkeitsstudie zum Splitkurbelwellenmotor

Dynamisches Downsizing mit zwei Teilmotoren

Sebastian Rainer Rösler

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design
der Technischen Universität München zur Erlangung eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitz:

Prof. Malte Jaensch, Ph.D.

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr.-Ing. Frank Atzler

Die Dissertation wurde am 21.12.2023 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Engineering and Design am 07.05.2024 angenommen.

Vorwort

Grundlage dieser Dissertation bilden die Erkenntnisse und wissenschaftlichen Ergebnisse, die ich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München im wunderschönen Kapuzinerhölzl von Dezember 2012 bis November 2018 erarbeitet habe.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Georg Wachtmeister für das entgegengebrachte Vertrauen und die Möglichkeit, das Forschungsprojekt sowie darüberhinausgehende Untersuchungen mit nahezu allen Freiheiten eigenverantwortlich gestalten zu können. Die gesammelten Erfahrungen und das erlangte Wissen aus dieser Zeit sind für mich äußerst wertvoll.

Für die fachliche Betreuung danke ich Herrn Dr. Maximilian Prager. Meinem Kollegen Herrn Johannes Bergmaier danke ich für die Projektübergabe und die gute Vorarbeit, die eine Bewilligung der zweiten Projektphase ermöglichte, mit welcher ich in das Projekt eingestiegen bin.

Ich bedanke mich bei Herrn Prof. Frank Atzler für die Übernahme der Zweitprüferschaft. Der gemeinsame Austausch bei zwei Konferenzteilnahmen in Regensburg und zuletzt in Böblingen bleibt mir positiv in Erinnerung.

Den Partnern im gemeinsamen DFG-Forschungsprojekt, Herrn Prof. Karsten Stahl und Herrn Dr. Hermann Pflaum danke ich für die bereichernden Diskussionen während der Projekttreffen. Im fast täglichen Kontakt mit Herrn Patrick Fischer wurde nicht nur wertvolles Wissen ausgetauscht und das Projekt mit „Aufs und Abs“ geschaukelt, sondern es ist auch eine Freundschaft entstanden. Unsere gemeinsam besuchte Konferenz in Busan 2016 wird mir in besonderer Erinnerung bleiben.

Ich danke Herrn Prof. Malte Jaensch, der 2021 den Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen übernommen und zum Lehrstuhl für Nachhaltige Mobile Antriebssysteme transformiert hat nicht nur für die Übernahme des Vorsitzes meiner Doktorprüfung, sondern auch dafür, dass ich nach wie vor als Ehemaliger am Lehrstuhl willkommen bin und spontan ehemalige Kollegen besuchen kann.

Ohne die organisatorische Unterstützung des Sekretariats durch Frau Marita Weiler sowie den technisch-organisatorischen Support von Herrn Christian Hödl, wäre die erfolgreiche Arbeit am Lehrstuhl nicht möglich gewesen. Vielen Dank für die hervorragende Zusammenarbeit. Der experimentelle Teil der Untersuchungen konnte zudem nur durch die sehr gute Zusammenarbeit mit Kollegen der Werkstatt und Elektrik/Elektronik erreicht werden. Dabei habe ich neben handwerklichem Geschick auch fürs Leben gelernt. Es war mir eine große Freude.

Meinem Mentor aber auch Betreuer meiner Semesterarbeiten Herrn Dr. Simon Thierfelder danke ich vor Allem für die Frage, ob ich mir schon einmal Gedanke gemacht hätte, nach dem Studium als Doktorand tätig zu werden. So ging es nach der Diplomarbeit nahtlos in die Assistenzzeit.

In meiner Zeit am Lehrstuhl habe ich eine Vielzahl von Studenten betreut, die mit ihren Studienarbeiten zum Erfolg des Forschungsprojekts beigetragen haben – vielen Dank für Euren Einsatz. Besonders danken möchte ich Herrn Dr. Lukas Wörle, Herrn Dr. Stephan Karmann, Herrn Michael Ischkum und Herrn Raphael Rößlhuemer.

Ich durfte während meiner Zeit am Lehrstuhl durchweg mit tollen Kollegen zusammenarbeiten und es sind Freundschaften entstanden, die anhalten. Einige möchte ich hervorheben. Meinen beiden Bürokollegen Herrn Dr. Sebastian Wohlgemuth und Herrn Dr. Sebastian Zirngibl in sequentieller Reihenfolge danke ich für das einmalige Büroklima, die spontanen und manchmal ausufernden meist fachlichen Diskussionen und darüber hinaus. Mit nur wenigen Monaten Versatz habe ich die Lehrstuhlzeit mit meinem Büronachbarn Herrn Dr. Sebastian Schuckert durchlebt. Ohne seine Motivation und wahre Freundschaft wäre diese Arbeit unter Umständen nie fertig geworden. Die fachübergreifenden und fachfremden Diskussionen und Unternehmungen mit Herrn Vinicius Berger, Herrn Dr. Jürgen Binder, Herrn Dr. Patrick Dworschak, Herrn Kai Gaukel, Herrn Dr. Stefan Graf und Herrn Dr. Johannes Halbhuber möchte ich in keinem Fall missen.

Unerlässlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben meine Freunde in der Heimat und meine Familie. Sie haben stets Verständnis gezeigt, haben gleichermaßen für die notwendige Motivation gesorgt und sind immer an meiner Seite. Meinen Eltern danke ich für alles, was sie mir mitgegeben haben und für den Rückhalt, den sie mir geben. Meinen Großeltern verdanke ich einen großen Teil meiner Kenntnisse und ich lerne noch heute von ihnen. Meiner Schwester danke ich unter anderem dafür, dass sie durch ihre eigene Promotion das manchmal vorherrschende Leid sprichwörtlich geteilt hat. Meiner Liebsten Sandra gilt besonderer Dank. Sie ist eine wunderbare Partnerin und hat mich in der herausfordernden Zeit bis zur Einreichung in vielen Belangen unterstützt. Es ist eine riesengroße Freude mit Dir zusammen zu sein.

München, Juni 2024

Kurzfassung

Detaillierte Machbarkeitsstudie zum Splitkurbelwellenmotor - Dynamisches Downsizing mit zwei Teilmotoren

Der Splitkurbelwellenmotor ist als konsequente Weiterentwicklung der Zylinderabschaltung anzusehen. Dem dauerhaft gefeuerten Primärmotor wird der bei Nichtgebrauch stillstehende Sekundärmotor bedarfsgerecht im Fahrbetrieb über die zwischen den beiden Teilmotoren sitzende Splitkupplung zugeschaltet. In der Machbarkeitsstudie werden die Wirkweise, die erforderliche Betriebsstrategie, der Funktionsbedarf der Nebenaggregate und das Verbrauchseinsparpotential simulativ analysiert. Der gekoppelte Betrieb beider Teilmotoren wird experimentell durch applikative und konstruktive Parametervariationen untersucht.

Stichwörter:

Splitkurbelwellenmotor, Splitmotor, Dynamisches Downsizing, Aktives Downsizing, Zylinderabschaltung, Verbrennungsmotor mit geteilter Kurbelwelle, Antriebsstrang mit zwei Teilmotoren, Splitkupplung

Abstract

Detailed Feasibility Study on the Split-Crankshaft Engine - Dynamic Downsizing with two Partial Engines

The Split-Crankshaft Engine is a logical further development of cylinder deactivation engines. During driving operation, the secondary engine completely stands still for low load demands and dynamically connects on request to the permanently fired primary engine via the Split-Clutch Unit, which mounts between both partial engines. The feasibility study analyses the mode of operation, the required operation strategy, the functional requirements of the auxiliaries and the achievable efficiency potential within an extensive co-simulation. The coupled operation of both partial engines is investigated experimentally through application and design parameter variations.

Keywords:

Split-Crankshaft Engine, dynamic downsizing, active downsizing, cylinder deactivation, cylinder on demand, combustion engine with a disengageable crankshaft, drivetrain with two partial engines, Split-Clutch Unit

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VII
Nomenklatur	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation, Zielsetzung und Projekteinordnung	2
1.2 Abgasnormen und Prüfscenarien für Personenkraftwagen	4
1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit	8
2 Dynamisches Downsizing nach Stand des Wissens	11
2.1 Verluste in Verbrennungsmotor und Antriebsstrang	11
2.2 Downsizing – Begriffsdefinition, Wirkweise und Ausprägungsarten	13
2.2.1 Statisches Downsizing	14
2.2.2 Dynamisches Downsizing	15
2.3 Serienanwendungen, Forschungskonzepte und Patente	19
2.3.1 Zylinderabschaltungsmotoren	19
2.3.2 Splitmotoren / Verbrennungsmotoren mit geteilter Kurbelwelle	25
2.4 Betriebsstrategien für Dynamisches Downsizing	30
2.5 Einsparpotentiale durch Dynamisches Downsizing	32
2.6 Herausforderungen und abgeleiteter Forschungsbedarf	34
3 Konzeptentwicklung und Randbedingungen	36
3.1 Mindestanforderungen an Fahrleistung und Emissionierung	36
3.2 Antriebsstranglayout und Motorkonfiguration	37
3.2.1 Kurbelwellenkonfiguration, Zündabstand und Massenausgleich	37
3.2.2 Funktionsumfänge von Splitkupplung und Betriebsstrategie	39
3.2.3 Funktionsumfang der Teilmotoren	40
3.2.4 Abgasnachbehandlung, Nebenaggregate und Getriebeausführung	41
3.3 Relative Einsparpotentialabschätzung mittels Gesamtfahrzeugsimulation	42
3.4 Die Splitkupplung als Kopplungsglied der Teilmotoren	43
3.5 Definition des Splitkurbelwellenmotors	46
3.6 Fragestellungen der detaillierten Machbarkeitsstudie	47
4 Forschungsmethodik und Forschungswerkzeuge	48
4.1 Gesamtsystemprüfstand	50
4.1.1 Versuchsmotoren	51

4.1.2	Prüfstands Aufbau mit Motorperipherie	52
4.1.3	Messdatenerfassung und Messtechnik	54
4.1.4	Motorsteuergerät	56
4.1.5	Grundvermessung der Teilmotoren	57
4.2	Motorsimulation.....	59
4.3	Simulation der Motorperipherie	60
4.4	Gesamtfahrzeugsimulation.....	62
4.4.1	Modellierung von Splitkurbelwellenmotor und Referenzmotoren.....	63
4.4.2	Zugkraftbedarfsanalyse zur Einsparpotentialbestimmung	64
4.4.3	Detaillierte Gesamtfahrzeugsimulation zur Potentialabsicherung.....	66
4.5	Übersicht und Einordnung der erarbeiteten Forschungswerkzeuge	69
5	Potentialabsicherung mittels detaillierter Gesamtfahrzeugsimulation	71
5.1	Splitkupplung und Splitkupplungsregelung.....	71
5.2	Variation der Systemdetaillierung in der Gesamtfahrzeugsimulation	74
5.2.1	Integration der vollständig modellierten Splitkupplung	75
5.2.2	Umsetzung der kostenfunktionsbasierten Betriebsstrategie	77
5.2.3	Rechenzeitoptimiertes Modell mit vollem Betriebsstrategieumfang.....	81
5.3	Fazit zur Potentialabsicherung und Machbarkeit.....	82
6	Entwicklung und Analyse der Subsysteme des Splitkurbelwellenmotors	84
6.1	Primärmotor	84
6.1.1	Effizienzoptimale stöchiometrische Applikation.....	85
6.1.2	“Low End Torque”-fähige Aufladevariante.....	87
6.2	Sekundärmotor	87
6.2.1	Effizienzoptimale stöchiometrische Applikation.....	87
6.2.2	Bestimmung von Schleppmomenten und Reibungsverlusten	88
6.3	Medienkreisläufe.....	91
6.3.1	Kühlmittel-, Schmieröl- und Kraftstoffkreislauf.....	92
6.3.2	Simulative Abbildung der Mediensysteme mit Betriebsstrategie	95
6.4	Abgasanlage	97
6.5	Kurbeltrieb	99
6.5.1	Drehschwingungsverhalten geschleppt.....	102
6.5.2	Drehschwingungsverhalten gefeuert.....	104
6.5.3	Variation von Motorapplikationsparametern	106
6.5.4	Variation der rotatorischen Trägheiten zwischen den Teilmotoren	108
6.5.5	Variation von Zündreihenfolge und Zündabstand.....	109

7 Einsparpotentialbestimmung und Sensitivitätsanalyse	113
7.1 Ergebnisüberblick Zugkraftbedarfsanalyse	114
7.2 Einflüsse durch Variation spezifischer Systemgrößen des Antriebsstrangs.....	117
8 Zusammenfassung und Ausblick	121
Literaturverzeichnis	127
Betreute Studienarbeiten	136
Publikationsliste	140
A. Anhang	141
A.1 Weitere Abbildungen.....	141

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Vergleich unterschiedlicher Fahrzyklen für ein Referenzfahrzeug.....	7
Abbildung 2-1: Energieaufteilung verbrennungsmotorischer Antriebe [43, 78, 73].....	11
Abbildung 2-2: Reibanteile von Motorkomponenten und Nebenaggregaten [30, 79].....	13
Abbildung 2-3: Statisches Downsizing vs. Dynamisches Downsizing schematisch [92].....	15
Abbildung 2-4: Splitmotoren: Leistungsaufteilung, Motoranordnung und Kraftfluss.....	18
Abbildung 2-5: Effizienzsteigerungspotential: Splitmotor vs. Zylinderabschaltungsmotor.....	19
Abbildung 2-6: Fremdgezündeter Zweizylindermotor mit Drehzahlregler 1889 [84]	20
Abbildung 2-7: Sturtevant PKW 1904: Später ähnlich mit Zylinderabschaltung [106].....	20
Abbildung 2-8: V8-Zylinderabschaltungsmotorkonzept aus 1941 [85].....	21
Abbildung 2-9: Zylinderabschaltung mittels hydraulischem Mechanismus 1956 [113]	21
Abbildung 2-10: Abgasanlagekonzepte für Zylinderabschaltungsmotoren 1998 [40]	22
Abbildung 2-11: Rollierende Zylinderabschaltung mit selektiver Millersteuerzeit 2019 [77]...	23
Abbildung 2-12: Zylinderabschaltungs- und Splitmotorkonzept von Johnson 1898 [56].....	25
Abbildung 2-13: Triebdrehwagenkonzept mit zwei koppelbaren Motoren 1905 [19].....	26
Abbildung 2-14: Splitmotorkonzept mit winklig angeordneten Motoren 1943 [115]	26
Abbildung 2-15: Splitmotorkonzept für LKW mit zwei und vier Teilmotoren 1952 [41].....	27
Abbildung 2-16: Massenausgleich- und Kühlkreislaufkonzepte für Splitmotoren 1992 [58]...	28
Abbildung 2-17: Splitmotorkonzept IAV 2+2 mit Kopplung über Ausgleichswelle 2011 [3]....	29
Abbildung 2-18: Betriebsstrategie: Randbedingungen und Eingangsgrößen	31
Abbildung 3-1: Kurbelwellenkonfiguration, Zündabstand und Massenausgleich	38
Abbildung 3-2: Splitkurbelwellenmotor Antriebstrang schematisch	39
Abbildung 3-3: Abgasnachbehandlung und Nebenaggregate des SCEs schematisch.....	42
Abbildung 3-4: Konstruktive Umsetzung der Splitkupplung.....	44
Abbildung 3-5: Hochschleppdauern und zugehöriger zurückgelegter Verdrehwinkel.....	45
Abbildung 4-1: Iterativer SCE Entwicklungsprozess aus Simulation und Experiment	50
Abbildung 4-2: Ausgewählte Versuchsmotoren für PE (links) und SE (rechts).....	51
Abbildung 4-3: Entstehungsprozess Gesamtsystemprüfstand	53

Abbildung 4-4: Gesamtsystemprüfstand Splitkurbelwellenmotor	54
Abbildung 4-5: Übersicht zur Umsetzung der Messdatenerfassung.....	55
Abbildung 4-6: Übersicht zur Umsetzung des Motorsteuergerätes	57
Abbildung 4-7: Grundvermessung der Teilmotoren PE und SE	58
Abbildung 4-8: Überblick der eingesetzten Motorsimulationsmodelle	59
Abbildung 4-9: Überblick zum Simulationsvorgehen der Motorperipherie	60
Abbildung 4-10: Unterschiedliche Detaillierungsgrade der Gesamtfahrzeugsimulation.....	62
Abbildung 4-11: Schematischer Aufbau der Zugkraftbedarfsanalyse.....	65
Abbildung 4-12: Sollgeschwindigkeitsabweichung durch SE Zuschaltung schematisch.....	66
Abbildung 4-13: Schematischer Aufbau der detaillierten Gesamtfahrzeugsimulation.....	67
Abbildung 5-1: Exemplarische Kugelrampenhübe und Schaltablauf der SCU	71
Abbildung 5-2: Exemplarischer Zuschaltvorgang mit detailliertem SCU-Modell	73
Abbildung 5-3: Modellvergleich - Zuschaltzeitpunkte im WLTP und CADC.....	76
Abbildung 5-4: SE Aktivierungsdauern und Zuschaltzeiten der SCU	77
Abbildung 5-5: Verbrauchskennfelder - Leistungsbestimmung für SCE-2 vs. SCE-4.....	78
Abbildung 5-6: Kostenschranke - schematischer Kostenvergleich A vs. B.....	79
Abbildung 5-7: Detailliertes Modell vs. rechenzeioptimiertes Modell im WLTP	81
Abbildung 5-8: Rechenzeioptimiertes Modell im RFZM	82
Abbildung 6-1: Einfluss unterschiedlicher Aufladevarianten in WLTP und CADC	85
Abbildung 6-2: Motorkennfeld unterschiedlicher Primärmotor-Applikationsvarianten	85
Abbildung 6-3: Experimenteller Vergleich zweier Aufladevarianten	87
Abbildung 6-4: Motorkennfelder unterschiedlicher Sekundärmotor-Applikationsvarianten	88
Abbildung 6-5: Drehmomentschwankung und Schleppmoment des Sekundärmotors	89
Abbildung 6-6: HC-Schleppemissionen in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung.....	90
Abbildung 6-7: Dynamisches Hochschleppmoment des Sekundärmotors	91
Abbildung 6-8: Entwicklungsvorgehen bei der Umsetzung der SCE Mediensysteme	92
Abbildung 6-9: Kühlmittel-, Schmieröl- und Kraftstoffkreislauf des SCEs.....	94
Abbildung 6-10: Übersicht der simulativen Abbildung der SCE-Mediensysteme.....	95

Abbildung 6-11: Entwicklungsvorgehen bei der Umsetzung der SCE-Abgasanlage	98
Abbildung 6-12: Dynamische Drehmomentmessung zwischen PE und SE	100
Abbildung 6-13: Schematischer Drehmomentmessaufbau mit Ergebnisbeispiel.....	101
Abbildung 6-14: Ergebnisbeispiel der Bestimmung von Resonanzdrehzahlen.....	102
Abbildung 6-15: Drehschwingungsverhalten geschleppt bei 3000 U/min.....	102
Abbildung 6-16: Drehschwingungsverhalten geschleppt - Drehzahlvariation	103
Abbildung 6-17: Drehschwingungsverhalten geschleppt - Resonanzfälle	104
Abbildung 6-18: Drehschwingungsverhalten gefeuert bei 3000 U/min.....	104
Abbildung 6-19: Drehschwingungsverhalten geschleppt vs. gefeuert - Drehzahlvariation...	105
Abbildung 6-20: Drehschwingungsverhalten gefeuert - Resonanzfälle	106
Abbildung 6-21: Drehschwingungsverhalten unter Verbrennungsschwerpunktvariation	107
Abbildung 6-22: Drehschwingungsverhalten unter Abschaltung von 1 bis 3 Zylindern.....	107
Abbildung 6-23: Drehschwingungsverhalten geschleppt - SCU Trägheitsvariation.....	108
Abbildung 6-24: Drehschwingungsverhalten gefeuert - SCU Trägheitsvariation	109
Abbildung 6-25: Drehschwingungsverhalten bei geänderter Zündreihenfolge	110
Abbildung 6-26: Drehschwingungsverhalten gefeuert - Zündabstandvariation.....	111
Abbildung 7-1: Verbrauchskennfelder unterschiedlicher Motorkonfigurationen des SCEs ..	113
Abbildung 7-2: ZBA-WLTP: SCE, CDE, CE und SCE4; PE fiktiv, SE fiktiv	115
Abbildung 8-1: Geschwindigkeitsverläufe von NEFZ, WLTP, FTP75, CADC und RFZM	141
Abbildung 8-2: Min, Max und Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen	142
Abbildung 8-3: Resonanzanalyse - Zündabstandvariation, SCU Trägheitsvariation.....	142
Abbildung 8-4: ZBA-WLTP: SCE Zu- / Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv	143

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Vergleich charakteristischer Größen unterschiedlicher Fahrzyklen	8
Tabelle 2-1: Überblick von Zylinderabschaltungsmotoren im Laufe der Zeit	20
Tabelle 2-2: Überblick von Splitmotoren im Laufe der Zeit.....	25
Tabelle 2-3: Einsparpotentiale von Zylinderabschaltungs- und Splitmotoren	33
Tabelle 2-4: Herausforderungen für Zylinderabschaltungs- und Splitmotoren.....	34
Tabelle 3-1: Massenträgheit der wesentlichen SCE-Antriebsstrangkomponenten	45
Tabelle 3-2: Definierte Merkmale des Splitkurbelwellenmotors.....	46
Tabelle 4-1: Motordatenübersicht der ausgewählten Teilmotoren.....	52
Tabelle 4-2: Übersicht zur eingesetzten Messtechnik.....	55
Tabelle 4-3: Reibungsverluste und berücksichtigte Massenträgheitsmomente	64
Tabelle 4-4: Übersicht der erarbeiteten Forschungswerkzeuge	69
Tabelle 5-1: Modellvergleich - integrale Größen der Zyklussimulation	76
Tabelle 5-2: Kostenvorteilsbedingungen, Kostenfaktoren und Kostendifferenzfaktoren	79
Tabelle 5-3: Exemplarisches Einsparpotential des Splitkurbelwellenmotors	83
Tabelle 7-1: Potential WLTP: Zu- und Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv	116
Tabelle 7-2: Potential NEFZ: Zu- und Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv.....	116
Tabelle 7-3: Potential WLTP: Zuschaltenergieaufwand; PE fiktiv, SE fiktiv	117
Tabelle 7-4: Potential WLTP: Lastaufteilung; PE fiktiv, SE fiktiv	117
Tabelle 7-5: Potential WLTP & NEFZ: Realmotoren; PE_{Weber} SCE, SE SCE.....	118
Tabelle 7-6: Potential WLTP & NEFZ: Realmotoren II; PE_{IH} SCE, SE SCE	118
Tabelle 7-7: Potential WLTP: Leistungsaufteilung; SE fiktiv, PE fiktiv	119
Tabelle 7-8: Potential WLTP: Leistungsüberschuss; SE fiktiv, PE fiktiv	119
Tabelle 7-9: Potential WLTP: halbierte SCU-Trägheit ; PE fiktiv, SE fiktiv	120

Nomenklatur

Akronyme

APR	-	Arbeitsprozessrechnung
BMW	-	Bayerische Motoren Werke
BSG	-	Betriebsstrategie
CDA	Cylinder Deactivation	Zylinderabschaltung
CDAC	Common Artemis Driving Cycle	-
CDE	Cylinder Deactivation Engine	Zylinderabschaltungsmotor
CE	Conventional Engine	konventioneller Motor
CO	Carbon Monoxide	Kohlenmonoxid
DFG	-	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DEM	Detailed Engine Model	
DI	Direct Injection	Direkteinspritzung
DVA	-	Druckverlaufsanalyse
ECU	Engine Control Unit	Motorsteuergerät
ESM	Engine State Model	
FEM	-	Finite Elemente Methode (Simulation)
FEV	-	FEV Motorenteknik GmbH
FRM	Fast Running Model	
FTP-75	Federal Test Procedure city driving cycle	Stadtfahrzyklus der Environmental Protection Agency (USA)
FZG	-	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme
GFS	-	Gesamtfahrzeugsimulation
GFS _{komp}	-	kompakte Gesamtfahrzeugsimulation der Konzeptphase
GFS _{det}	-	Detaillierte Gesamtfahrzeugsimulation (Co-Simulation)
GFS _{zeit}	-	rechenzeitoptimierte Gesamtfahrzeugsimulation (Co-Simulation)
GM	General Motors	-
GUI	Graphical User Interface	Grafische Bedienoberfläche
HC	Hydrocarbons	Kohlenwasserstoffe
IAV	-	IAV GmbH Ingenieurgesellschaft Auto
LuK	-	Lamellen und Kupplungsbau GmbH
LVK	-	Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
MDE	-	Messdatenerfassung (/system)
MFB50	Mass Fraction Burned 50%	50% Umsatzpunkt gemäß Heizverlauf
NEFZ	-	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NFZ	-	Nutzfahrzeug
NMHC	Non Methane Hydrocarbons	Nichtmethankohlenwasserstoffe
NMOG	Non Methane Organic Gases	Nicht-methanhaltige organische Gase
NOx	Nitrogen Oxides	Stickoxide
NVH	Noise, Vibration, Harshness	-
OT	-	Oberer Totpunkt
PE	Primary Engine	Primärmotor

PM	Particulate Matter	Partikelmasse
PN	Particulate Number	Partikelanzahl
PFI	Port Fuel Injection	Saugrohreinspritzung
PKW	-	Personenkraftwagen
RDE	Real Driving Emissions	-
RFZM		Realfahrzyklus Münchner Umland
SCE	Split-Crankshaft Engine	Splitkurbelwellenmotor
SCU	Split-Clutch Unit	Splitkupplung
SE	Secondary Engine	Sekundärmotor
TPA	Three Pressure Analysis	-
TUM	-	Technische Universität München
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe	Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen
UT	-	Unterer Totpunkt
VW	-	Volkswagen AG
WLTC / WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Cycle / Procedure	-
ZAS	Cylinder Deactivation	Zylinderabschaltung
ZBA	-	Zugkraftbedarfsanalyse
ZOT	-	Zünd-Oberer-Totpunkt

1 Einleitung

Kontroverse Diskussionen und Darstellungen von Klimaerwärmung, Energiewende und Erhaltung der Umwelt sind in Bezug auf viele energiewandelnde Technologien und Wirtschaftsfelder allgegenwärtig. Ein besonderer Fokus liegt seit Jahrzehnten neben der Stromerzeugung auf dem PKW-Individualverkehr, welcher bis dato überwiegend durch Antriebsstränge mit Verbrennungsmotoren realisiert wird. Sowohl Otto- als auch Dieselmotor sind durch den medienwirksamen Abgasskandal „Dieselgate“ und die verstärkte Marktpräsenz von Elektrofahrzeugen vielen Medien zufolge im Jahr 2023 aus ökologischen und ökonomischen Gründen totgesagt. Mindestens aber als mittel- und möglicherweise auch längerfristige, parallel zu alternativen Antriebskonzepten existierende Brückentechnologie, hat der Verbrennungsmotor durch einige seiner einzigartigen Eigenschaften weiterhin eine Daseinsberechtigung. Der Verbrennungsmotor wird derzeit weltweit im Personen- und Güterverkehr eingesetzt. Für seinen Kraftstoff gibt es eine flächendeckende Infrastruktur und der Kraftstoff selbst kann potentiell regenerativ und emissionsneutral erzeugt werden. Bezüglich der Energieeffizienz und der dezentral anfallenden Schadstoffemissionen des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs besteht dabei fortwährend ein Entwicklungsbedarf. Eine überstürzte flächendeckende Substitution des Verbrenners ist daher weder notwendig noch zielführend – eine stetige Weiterentwicklung hingegen schon. Mit solch einer Aussage könnte man sofort eine der kontroversen Diskussionen initiieren. Es geht im Rahmen dieser Dissertation jedoch nicht um eine vermeintlich endlose Diskussion, sondern um die wissenschaftliche Beschreibung und Analyse eines verbrauchsgünstigen und kosteneffizienten Konzepts für einen modernen Verbrennungsmotor.

Dieser Splitkurbelwellenmotor (SCE – engl. Split-Crankshaft Engine) besteht aus zwei durch die im dynamischen Fahrbetrieb schaltbare Splitkupplung (SCU – engl. Split-Clutch Unit) verbundenen Teilmotoren und kann als konsequente Weiterentwicklung der in heutigen Serienfahrzeugen eingesetzten Zylinderabschaltung angesehen werden. Das Einsparpotential des SCEs beruht dabei neben der Lastpunktanhebung im Vergleich zur Zylinderabschaltung zusätzlich verstärkt auf der Reibungsvermeidung durch zeitweise Stilllegung von einem Teil des Gesamtkurbeltriebs. Der Primärmotor (PE – engl. Primary Engine) des SCEs ist auf seiner Abtriebsseite über die Fahrkupplung an das Fahrzeuggetriebe gekoppelt. Der Sekundärmotor (SE – engl. Secondary Engine) kann dem Primärmotor am konventionell freien Kurbelwellenende während des dynamischen Fahrbetriebs seriell über die Splitkupplung bedarfsgerecht zugeschaltet werden.

1.1 Motivation, Zielsetzung und Projekteinordnung

Weder fossil noch regenerativ gewonnene Energieträger werden jemals in unbegrenzter Menge zu Verfügung stehen. Dies allein liefert die Motivation stetig im Bereich effizienter Fahrzeugantriebskonzepte zu forschen. Hinzu kommt, dass sowohl PKWs als auch Nutzfahrzeuge durch ihren Emissionsausstoß negativ zum vorliegenden unnatürlichen Klimawandel beitragen, welchen es mit hoher Priorität zu verlangsamen gilt. Die ab 2035 geplante Einstellung des Verkaufs neuer, verbrennungsmotorisch betriebener PKWs in Europa wurde bezüglich dem Einsatz von E-Fuels aufgeweicht. Dieses „Verbrenner-Verbot“ schmälert den globalen Bedarf der Weiterentwicklung solcher Antriebstränge nur in geringem Maße, auch da in vielen andern Regionen der Erde aus infrastrukturellen und wirtschaftlichen Aspekten zu diesem Zeitpunkt nicht mit einer Substitution der mit fossilen Kraftstoffen betriebenen Fahrzeuge zu rechnen ist. Wie auch bei anderen technischen Anwendungen kommt es in der Evolution des Fahrzeugantriebs vor, dass zielführende Lösungen durch die Wiederentdeckung von in der Vergangenheit verworfenen Ideen initiiert werden. Solche Konzepte wurden beispielsweise wegen ihrer unverhältnismäßigen Komplexität oder wegen der mit dem damaligen Stand der Technik nicht beherrschbaren Komplexität verworfen. Beispiele hierfür sind die Zylinderabschaltung (ZAS) oder vollelektrische Fahrzeuge.

Der elektrische Antriebsstrang für PKWs wurde in Prototypen bereits vor verbrennungsmotorischen Antrieben umgesetzt und hat bei Serienfahrzeugen Anfang des 20. Jahrhunderts den Markt in Nordamerika sogar dominiert. Durch die aufgrund der Entdeckung großer Erdölvorkommen sinkenden Kraftstoffkosten und die den batteriebetriebenen Fahrzeugen überlegene Reichweite der Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor, verschwanden elektrisch abgetriebene PKWs daraufhin fast vollständig vom Markt. Maßgeblich wegen des technischen Fortschritts in der Batterieentwicklung konnte der Elektroantrieb zirka 100 Jahre später wieder zu einem je nach Anwendungsfall bezüglich Reichweite und Performance konkurrenzfähigen Produkt entwickelt werden. [103, 109, 15]

Ähnliches gilt für die Technologie der Zylinderabschaltung. Bereits Ende des 19. Jahrhunderts beschreibt ein Patent die Zylinderabschaltung mittels Teileausbau. Anders als bei den voll-elektrischen Antriebssträngen wurden erst ab den 1980er Jahren vereinzelt Serienfahrzeuge mit ZAS auf den Markt gebracht, beispielsweise durch General Motors, Mercedes Benz und Honda. Seit der Serieneinführung von ZAS im VW Konzern bei 4- bis 8-Zylinder Motoren im Jahr 2012 kann man die Technologie Zylinderabschaltung prinzipiell als Stand der Technik bezeichnen. [62, 54]

Im Laufe mehrerer Jahrzehnte kommt es nicht nur zu einem wesentlichen Technologiefortschritt, sondern auch zu Evolutionen der Entwicklungswerkzeuge und Entwicklungsmethoden. Erst dadurch wird eine erfolgreiche Weiterentwicklung von solchen, in der Vergangenheit verworfenen, technischen Lösungen möglich, wie es auch bei den benannten Beispielen elektrischer Antriebstrang und Zylinderabschaltung der Fall ist. Moderne Entwicklungsmethoden erlauben es, durch geschickte Kombination von Simulation und Experiment komplexe

Maschinen / Anlagen effizient zu analysieren und zu entwickeln. Bereits ohne vollständige Prototypen können Umsetzbarkeit, Verbesserungspotential / Zielerreichung und offene Herausforderungen für ein potentielles Serienprodukt mit hoher Aussagekraft bewertet werden. Eine Übersicht zum Thema moderne Entwicklungsmethodik im Automobilbau liefern beispielsweise HADLER ET AL. [42].

Motorkonzepte wie der Splitkurbelwellenmotor, welche durch Stilllegung eines Teils der Zylinder die Effizienz des Antriebs erhöhen, sind z.B. bereits 1898 von JOHNSON [56] im Rahmen eines Patents beschrieben. Weitere Patente zu ähnlichen Motorkonzepten erscheinen daraufhin bis in die jüngste Vergangenheit, beispielweise durch die Schaeffler Technologies AG & Co. KG [37, 71, 104]. Eine ausführliche wissenschaftliche Analyse eines solchen Motors mit großem Potential zur Verbrauchssenkung ist jedoch bis dato nicht veröffentlicht. Lediglich die Firma IAV hat einen kompakten Überblick über ihren Prototypenmotor mit ab- bzw. zuschaltbarem Hubraum in den Jahren 2012 ROß ET AL. [90] und 2013 DOLLER ET AL. [14] gegeben. Das von ROß ET AL. und DOLLER ET AL. beschriebene 2+2 Zuschaltkonzept unterscheidet sich dabei in wesentlichen technischen Merkmalen vom Splitkurbelwellenmotor. Im Jahr 2020 und 2021 veröffentlichen ZHANG ET AL. [118, 119] simulative Untersuchungen zu einem innovativen hybridisierten Antriebsstrangkonzept mit zwei Verbrennungskraftmaschinen, welche jedoch anders als beim Splitkurbelwellenmotor oder dem 2+2 Zuschaltkonzept nicht mechanisch miteinander gekoppelt werden können.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, eine detaillierte Machbarkeitsstudie des Splitkurbelwellenmotors durchzuführen und eine methodische Grundlage für die Entwicklung eines solchen Antriebsstranges darzustellen. Mittels zielorientierter Anwendung von Recherche, Simulation und Experiment wird das Motorkonzept ausführlich analysiert, um sein Potential zu bewerten und die Herausforderungen für einen möglichen Einsatz in einem realen Fahrzeug zu beschreiben. Dabei werden die Subsysteme des Antriebskonzepts wie Medienkreisläufe von Schmieröl und Kühlwasser, die Abgasnachbehandlung oder die Betriebsstrategie betrachtet und aktuelle Trends sowie bestehende und künftige Vorschriften der Fahrzeugentwicklung berücksichtigt. Das Ziel dieser Machbarkeitsstudie ist erreicht, wenn konzeptionelles Design, Potential, Herausforderungen und die jeweils zugehörige simulative und / oder experimentelle Entwicklungsmethodik des Splitkurbelwellenmotors sowie seiner Subsysteme beschrieben werden kann.

Der Inhalt der vorliegenden Arbeit ist größtenteils während der Bearbeitung des durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderte Forschungsprojekt „Entwicklung eines kosten- und verbrauchsgünstigen Split-Verbrennungsmotors“, Geschäftszeichen FZG TUM: HO 1339/40-1; STA 1198/2-2; STA 1198/2-3; LVK TUM: WA 2468/2-1; WA 2468/2-2; WA 2468/2-3, entstanden. Der Förderumfang betrug drei mal zwei Jahre. Dabei handelt es sich um ein lehrstuhlübergreifendes Projekt zwischen dem Lehrstuhl Maschinenelemente / Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG) und dem Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) der Technischen Universität München. Seitens der FZG liegt der Fokus auf der Erforschung der Splitkupplung. Am LVK wird der Splitkurbelwellenmotor

selbst inkl. seiner Peripherie untersucht [102, 49, 100, 101]. Die Hauptbearbeiter des Forschungsprojektes sind Patrick D. Fischer (FZG) und Sebastian Rösler (LVK). In den ersten beiden Projektjahren war Johannes Bergmaier der am LVK zuständige Bearbeiter des Themas, dessen veröffentlichte Ergebnisse in der vorliegenden Arbeit zitiert werden. Weitere nicht veröffentlichte ihm zuzuordnende Inhalte und Konzeptdefinitionen werden in Kapitel 3 zusammengefasst und ausgewiesen. Gleiches gilt für von der FZG an den LVK übergebene nicht veröffentlichte Ergebnisse.

1.2 Abgasnormen und Prüfscenarien für Personenkraftwagen

Die Einführung der Abgasgesetzgebung für PKW und leichte NFZ erfolgte in unterschiedlichen Regionen der Welt anfangs weitestgehend unabhängig voneinander – beginnend im US Bundesstaat Kalifornien im Jahr 1961, gefolgt von Japan (1966) und Europa (1970) [111]. Der Fokus lag dabei zunächst auf der Limitierung von Schadstoffen für Mensch und Natur sowie der Verhinderung von Smog in Ballungsräumen. Weitere Länder und Regionen orientierten sich an den in den USA, Japan und Europa eingeführten Richtlinien, oder übernahmen diese vollständig. Unter anderem getrieben von der ersten Ölkrise in den 1970er Jahren gibt es seitdem in den USA und Japan zusätzlich Vorgaben zur Begrenzung von CO₂, was einer Begrenzung des Kraftstoffverbrauchs gleichzusetzen ist. In Europa wurde im Jahr 1995 eine Gemeinschaftsstrategie zur Reduktion von CO₂ formuliert. Diese ist in der VERORDNUNG (EG) NR. 443/2009 [27] zusammenfassend festgehalten und wurde 2019 durch die VERORDNUNG (EU) 2019/631 [26] abgelöst. [81, 108]

Bei PKWs in Europa wird bezüglich der gültigen Schadstoffemissionsgrenzwerte innerhalb der Euro-Abgasnorm zwischen Fahrzeugen mit Dieselmotor und mit Ottomotor unterschieden. Innerhalb der Ottomotoren wird seit der Norm Euro 5 zusätzlich zwischen direkteinspritzenden (DI) und saugrohreinspritzenden (PFI) Motoren differenziert. Ausschließlich für DI Ottomotoren besteht seitdem ein Grenzwert für die Partikelemissionen. Für Dieselmotoren gilt bereits seit Euro 1 ein Grenzwert für Partikel. Innereuropäisch sind derzeit die einzelnen Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Partikelmasse (PM) und Partikelanzahl (PN) restriktiert. Bei Ottomotoren wird zusätzlich innerhalb der HC Emissionen zwischen den gesamten HC Emissionen und explizit den Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen (NMHC) differenziert. Bei Dieselmotoren sind die HC Emission nicht explizit limitiert, sondern die Summe von HC und NO_x. Von Euro 1 bis Euro 6 sind die Grenzwerte in RICHTLINIE 70/220/EWG [28], VERORDNUNG (EG) NR. 715/2007 [25] und VERORDNUNG (EU) 2017/1151 [20] sowie den darin aufgelisteten ergänzenden Dokumenten definiert. In den Normen Euro 5 und Euro 6 werden sukzessive mittels Buchstabenkürzel benannte Substufen eingeführt. Dabei sind vereinzelt Grenzwerte angepasst und weitere Schadstoffe hinzugefügt (vgl. PM (Partikelmasse) und PN (Partikelanzahl) beim Wechsel von Euro 5a auf 5b). Darüber hinaus wird das Prüfverfahren hinsichtlich der Randbedingungen oder Zusatztests angepasst, zuletzt beim Wechsel von Euro 6c auf Euro 6d. Zu diesem Zeitpunkt kommt der RDE-Test (Real Driving Emissions) hinzu. In den USA besteht im Vergleich zu Europa und China ein Grenzwert

für den Schadstoff Formaldehyd (HCOH) und es sind bezüglich Kohlenwasserstoff ausschließlich nichtmethanhaltige organische Gase (NMOG) limitiert. [82, 81, 108]

Im PKW-Segment werden die Emissionsgrenzwerte weltweit als emittierte Schadstoffmasse / -anzahl pro zurückgelegtem Kilometer bzw. pro zurückgelegter Meile ausgedrückt. Um den Emissionsausstoß für ein Fahrzeug zu ermitteln, wird ein Fahrzyklus bei definierten Umgebungsrandbedingungen auf einem Rollenprüfstand absolviert und die gemessenen Emissionen über die zurückgelegte Wegstrecke gemittelt. Die drei Fahrwiderstände Reibung des gesamten Antriebstranges, Luftwiderstand und Beschleunigungswiderstand werden dabei fahrzeugspezifisch anhand des vorgegebenen Geschwindigkeitsprofils aufgeprägt. Steigungswiderstände kommen nicht vor, da in den Fahrzyklen kein Höhenprofil vorgegeben wird. Der Geschwindigkeitsverlauf ist mit einem Toleranzband in der Größenordnung ± 2 km/h und ± 1 s einzuhalten. Reicht die Leistung des Fahrzeuges nicht aus, muss Vollgas gegeben werden. In Europa war der Neue Europäische Fahrzyklus NEFZ seit 1992 gültig, bis dieser Mitte 2017 vom aktuellen Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Cycle WLTC abgelöst wurde. Der WLTC zielt unter anderem darauf ab, ein weltweit einheitliches Prüfverfahren zu etablieren, welches die Einsatzrandbedingungen der Fahrzeuge bezüglich Geschwindigkeit und Beschleunigung realitätsnah abbildet. Das Vorgehen zur Typprüfung mit dem NEFZ ist in RICHTLINIE 70/220/EWG [28], VERORDNUNG (EG) NR. 715/2007 [25] und REGELUNG NR. 83 [24] sowie den in beiden aufgelisteten ergänzenden Dokumenten beschrieben – für das Vorgehen mit dem WLTC wird auf VERORDNUNG (EU) 2017/1151 [20], REGELUNG NR. 49 [23] und die GLOBAL TECHNICAL REGULATION ECE/TRANS/180/ADD.15/AMEND.6 [107] inklusive der darin aufgelisteten ergänzenden Dokumente verwiesen. [108]

Da häufig in der Literatur missverständlich oder teils unvollständig beschrieben, erfolgt an dieser Stelle der Hinweis darauf, dass die Definition der Typprüfung nach WLTP und NEFZ nicht vollständig in den EU-Verordnungen zu finden ist, sondern in den Regelungen der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE). Für den WLTC ist dies REGELUNG NR. 49 [23] und GLOBAL TECHNICAL REGULATION ECE/TRANS/180/ADD.15/AMEND.6 [107], für den NEFZ REGELUNG NR. 83 [24]. In diesen Dokumenten sind die Durchführung und die einzuhaltenden Randbedingungen umfassend beschrieben.

Größter Kritikpunkt an der Prüfung durch den NEFZ ist der Fahrzyklus selbst. Er weist ein synthetisches Geschwindigkeitsprofil mit moderaten konstanten Beschleunigungen und einer geringen Höchstgeschwindigkeit auf. Zudem schreibt er beispielsweise eine für manuelle Getriebe fest vorgegebene Gangwahl unabhängig von Motorisierung und Getriebeabstufung des Fahrzeuges vor. Die Abbildung eines realen Fahrbetriebs ist dadurch nicht gegeben. Bereits zum Zeitpunkt der offiziellen Einführung des NEFZ erzielten aktuelle Mittelklassefahrzeuge im realen Fahrbetrieb deutlich höhere Geschwindigkeiten und Beschleunigungen als durch den NEFZ vorgegebenen. Verbrauch und Emissionen sind beim NEFZ jenseits des im Prüfzyklus vorkommenden Leistungsbereiches nicht limitiert, wodurch beispielsweise hohe Leistungen

bei Ottomotoren durch die verbrauchs- und emissionsungünstige Hochlastanfettung dargestellt werden konnten. Dabei treten um ein vielfaches höhere HC Emissionen auf, als in den Schadstoffnormen zulässig bzw. für das jeweilige Fahrzeug gemäß Typprüfung ermittelt. Das Geschwindigkeitsprofil des WLTC ist, wie auch beispielsweise beim US-amerikanischen Stadtfahrzyklus FTP-75, von realen Fahrgeschwindigkeitsverläufen abgeleitet. Im Vergleich zum NEFZ weist der WLTC unter anderem eine höhere Dynamik und Höchstgeschwindigkeit auf. Vorgegebene Schaltpunkte werden bei manuellen Getrieben anhand von Motorleistung, Fahrwiderstand und Getriebeübersetzung errechnet. Darüber hinaus setzt sich das Geschwindigkeitsprofil des WLTC aus Teilabschnitten zusammen, welche für unterschiedliche Fahrzeugklassen spezifisch bezüglich ihrem Leistung-Gewichtverhältnisses kombiniert werden. Um Emissionen und Verbrauch jenseits der durch den Zyklus abgedeckten Betriebspunkte nicht unreglementiert zu belassen, wird 2016 mit VERORDNUNG (EU) 2016/427 [22] und VERORDNUNG (EU) 2016/646 [21] das Prüfverfahren auf dem Rollenprüfstand um Messfahrten im realen Straßenverkehr erweitert. Diese Real Driving Emission Tests sind wie oben erwähnt seit der Einführung der Euro 6d Norm erforderlich. Die mittels mobiler Abgasmesstechnik bei den Realfahrten ermittelten Emissionswerte dürfen derzeit noch gemäß einem definierten Konformitätsfaktor größer eins von den Rolltest basierten Werten abweichen. In der Euro 6d Norm sind via RDE Test nur NO_x mit dem Konformitätsfaktor 1,43 und PN mit dem Faktor 1,5 begrenzt. Ein Hinzukommen weiterer mittels RDE Test limitierter Schadstoffe oder einer Verbrauchsbeschränkung in Form von CO_2 ist in künftigen Abgasnormen zu erwarten. [97, 81, 108]

Neben den offiziellen Fahrzyklen zur Typprüfung gibt es weitere Vergleichszyklen, welche ein realitätsnahes Fahrprofil abbilden. Der Common Artemis Driving Cycle (CADC) wurde zum Beispiel auf Basis einer umfangreichen Analyse von über mehrere Jahre gesammelten Realfahrdaten in Europa abgeleitet und weist höhere Beschleunigungen als der WLTC auf [4]. Im Rahmen dieser Arbeit werden neben den Fahrzyklen NEFZ, WLTC und FTP-75 auch der CADC sowie ein eigens im Münchner Umland aufgezeichneter Realfahrtzyklus (RFZM) für die Entwicklung und Analyse des Splitkurbelwellenmotors herangezogen. Beim RFZM wurde mit einem dem Referenzfahrzeug der Machbarkeitsstudie bezüglich des Gewicht und der Fahrleistung ähnlichen Fahrzeug (Subaru GX Wagon Baujahr 2001, Masse ~1400 kg; Leistung ~100 kW) eine ca. 90 km lange Fahrstrecke inkl. Autobahnfahrt bei hoher Geschwindigkeit absolviert und aufgezeichnet.

In Abbildung 1-1 sind NEFZ und WLTP bzgl. Geschwindigkeit, Beschleunigung, erforderlichem Motordrehmoment und erforderlicher Motorleistung gegenübergestellt. Die Momenten- und Leistungsbetrachtung ist anhand des für die Machbarkeitsstudie verwendeten Referenzfahrzeugs (Mittelklassefahrzeug; Masse = 1500 kg; Luft- und Rollwiderstand nach Stand der Technik; Definition Referenzfahrzeug in 4.4) mit einem konventionellen Vierzylindermotor berechnet. Im Anhang sind die Geschwindigkeitsverläufe von allen fünf oben genannten Vergleichszyklen visualisiert (vgl. Abbildung 8-1).

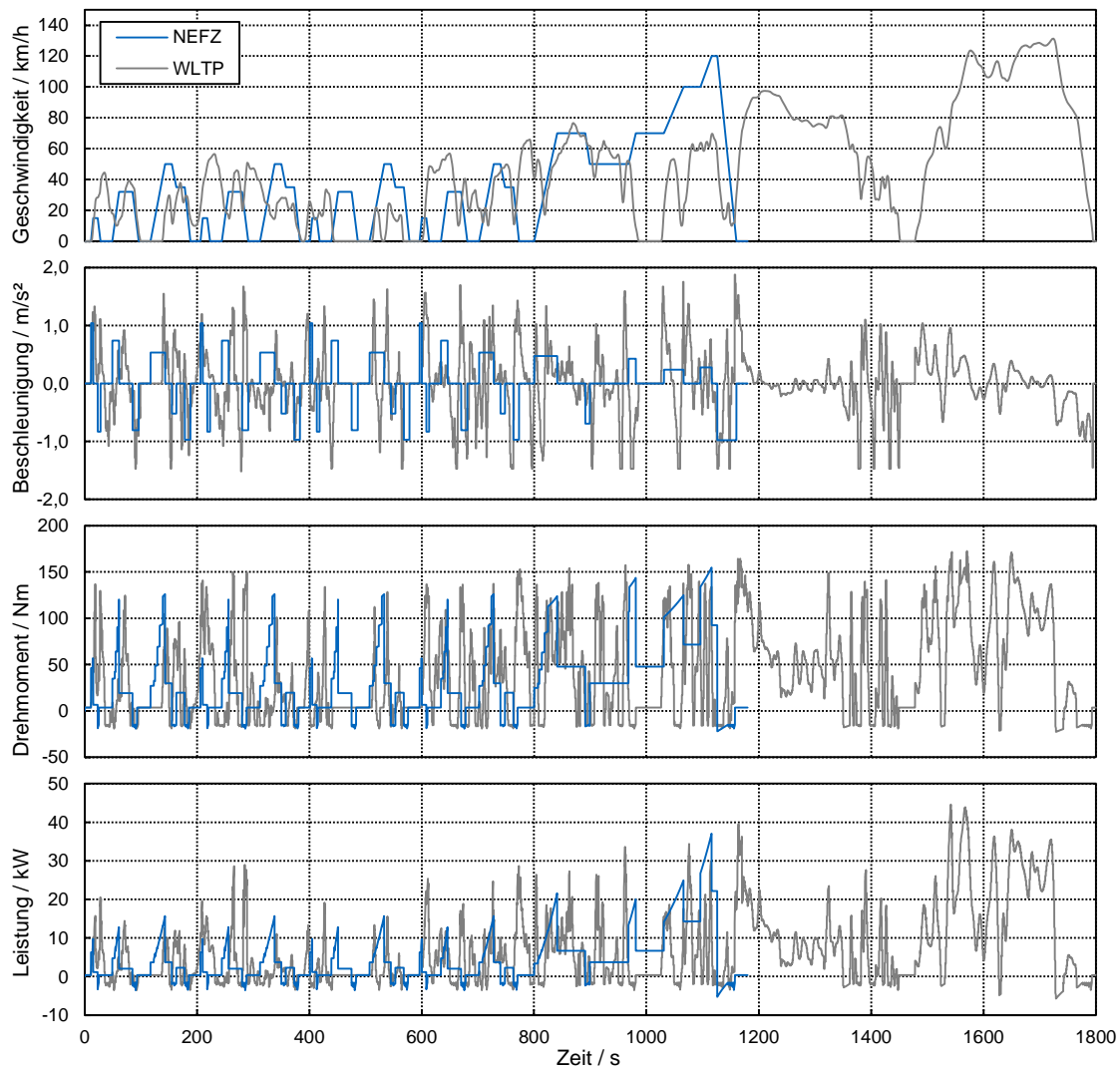


Abbildung 1-1: Vergleich unterschiedlicher Fahrzyklen für ein Referenzfahrzeug

Tabelle 1-1 stellt charakteristische Größen der Fahrzyklen gegenüber. Zu beachten ist, dass der maximale Leistungsbedarf der Konstantfahrt beispielsweise bei einer Geschwindigkeit von 120 km/h mit ~22 kW deutlich unterhalb des beschleunigungsdominierten und damit nur zeitweise auftretenden maximalen Gesamtleistungsbedarfes liegt. Das Mittelklasse-Referenzfahrzeug benötigt für den WLTP eine maximale Leistung von ~45 kW und für die gesamte Fahrtstrecke ist im Mittel für das sich in Bewegung befindliche Fahrzeug lediglich eine Leistung von ~11 kW erforderlich.

Es ist zu erwarten, dass kommende Abgasnormen die Grenzwerte für Schadstoffe und Verbrauch weiter herabsetzen und zusätzliche Schadstoffe reglementieren. Zudem werden wahrscheinlich die RDE Konformitätsfaktoren herabgesetzt und auch die HC Emission oder der Verbrauch via RDE Tests limitiert. Erfolgt die Anpassung der Grenzwerte und des Prüfverfahrens für eine Norm Euro 7 im derzeit von den Beratungsgruppen angedachten Maß, würden aktuelle Fahrzeuge ohne Weiterentwicklung die Grenzwerte für HC und PN nicht einhalten.

[18]

Tabelle 1-1: Vergleich charakteristischer Größen unterschiedlicher Fahrzyklen

Zyklus	Fahrstrecke / km	Fahrdauer (inkl. Stillstand) / s	Fahrdauer (ohne Stillstand) / s	maximale Geschwindigkeit / km/h	durchschnittliche Geschwindigkeit (ohne Stillstand) / km/h	maximale Beschleunigung / m/s ²	maximaler Leistungsbedarf / kW	durchschnittlicher Leistungsbedarf (ohne Stillstand) / kW	maximaler Momentenbedarf / Nm	durchschnittlicher Momentenbedarf (ohne Stillstand) / Nm
NEFZ	10,8	1180,0	898,7	120,0	43,4	1,04	37,1	7,16	154,8	48,8
WLTP	23,1	1800,0	1573,2	131,3	53,0	1,88	44,6	11,21	172,6	66,2
FTP-75	17,8	1874,0	1536,8	91,2	41,6	2,21	37,4	7,92	164,0	56,2
CADC	50,9	3140,0	2837,2	131,8	64,6	2,86	60,3	15,50	173,0	80,1
RFZM	90,7	3986,0	3972,1	187,5	82,2	1,41	87,7	17,02	197,2	76,5

Wie in der Einleitung aufgezeigt, werden verbrennungsmotorisch angetriebene Fahrzeuge mindestens mittelfristig noch eine wesentliche Rolle im Mobilitätssektor spielen. Um die Klimaziele zu erreichen, ist eine fortlaufende drastische Reduktion des weltweiten Schadstoff- und CO₂-Austoßes notwendig – die Euro 7 Norm und der damit verbundene Entwicklungsbedarf für kommende Fahrzeuge ist also absehbar. Das in der vorliegenden Machbarkeitsstudie analysierte SCE-Antriebstrangkzept versucht diese zukünftigen Randbedingungen zu erfüllen. Der Fokus wird dabei auf eine potentiell zu erwartende Reglementierung aller Emissionen im gesamten Motorkennfeld mit weiter verschärften Kaltstartanforderungen gelegt. Die minimale Dynamikanforderung des SCE-Antriebstrangs wird aus den vorgestellten Fahrzyklen abgeleitet.

1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

Um das Splitkurbelwellenmotor-Konzept gemäß der Zielsetzung umfänglich bezüglich des Potentials und der Machbarkeit zu analysieren, werden der Motor selbst, seine Betriebsstrategie und die Subsysteme in dem erforderlichen Tiefegrad untersucht. Dieser Grad ist erreicht, wenn die jeweilige Funktion oder Komponente soweit beschrieben werden kann, dass das Entwicklungsvorgehen für ein reales Produkt ableitbar ist und Potential sowie Herausforderungen bekannt sind. Die Forschungswerkzeuge sind dabei Recherche, Simulation und Experiment in unterschiedlichen Kombinationen. Der Fokus liegt auf der Gesamtfahrzeugsimulation (GFS) mit nulldimensionalen und eindimensionalen Motormodellen sowie den experimentellen Untersuchungen am Gesamtsystemprüfstand, an welchem die beiden Teilmotoren inkl. ihrer Subsysteme aufgebaut, appliziert und erprobt werden. Mit den umfassenden, am Gesamtsystemprüfstand eingemessenen Daten, liegt die notwendige Basis für die der Machbarkeitsstudie nachfolgenden Untersuchungen des Splitkurbelwellenmotors bis hin zur Umsetzung in einem Fahrzeugprototypen vor.

Die aktuelle Abgasgesetzgebung und die dafür erforderlichen Fahrzeugtestverfahren werden im Verlauf der Arbeit mitunter als Entwicklungsziel und Bewertungsgrundlage herangezogen, weshalb ein Überblick zu diesen Themen in 1.2 dargestellt ist. Im Grundlagenteil Kapitel 2 folgt die Zusammenfassung nach Stand des Wissens zu den Themen Verluste im verbrennungsmotorischen Antriebsstrang und dynamisches Downsizing. Unterschiedliche Ausprägungsarten des dynamischen Downsizings aus Serie, Forschung sowie Patenten werden vorgestellt und zeitlich eingeordnet. Es folgen die Zusammenfassung zu Betriebsstrategien für Antriebstränge mit zwei koppelbaren Drehmomentquellen und ein Überblick zu veröffentlichten Kraftstoffeinsparpotentialen von Antriebsträngen mit dynamischem Downsizing. Das Kapitel schließt mit der Ableitung des Forschungsbedarfs zum Thema Splitmotor.

Die Ausgangsbasis des SCE-Konzepts liefern BERGMAIER ET AL. [8] sowie die Projektanträge für Projektphase 1 und 2 [49, 100]. Dies fließt entsprechend erweitert und vervollständigt in Kapitel 3 ein. Zu Beginn werden die Randbedingungen inkl. der Mindestanforderungen an den SCE-Antriebsstrang dargestellt, um im weiteren Verlauf des Kapitels das SCE-Layout sowie das Vorgehen bei der Einsparpotentialabschätzung aufzuzeigen. Die Splitkupplung nach FISCHER ET AL. [32, 33, 31] und KARMANN ET AL. [59] wird in 3.4 beschrieben, da ihre Funktionsweise und ihr Aufbau für das Verständnis des Gesamtkonzepts SCE essentiell sind. Das Kapitel endet mit der Definition des SCE-Antriebsstrangs und der Sammlung der zu beantwortenden Fragestellungen innerhalb der detaillierten Machbarkeitsstudie.

Die Forschungsmethodik und die zugehörigen Forschungswerkzeuge für Experiment und Simulation werden beginnend mit dem Gesamtsystemprüfstand in Kapitel 4 beschrieben. Nach Vorstellung der ausgewählten SCE-Teilmotoren und des für die SCE-spezifischen Untersuchungen geschaffenen Prüfstandsbaus werden die eingesetzte Messtechnik, die LVK-spezifische Messdatenerfassung und die eigens für den SCE programmierte Motorsteuerung erläutert. Das Unterkapitel schließt mit den Ergebnissen der Grundvermessung beider Teilmotoren. Aufbau und Funktionsweise der für die Analyse des SCE-Konzepts eingesetzten Simulationsmodelle werden im Anschluss für den Motor, seine Subsysteme und das Gesamtfahrzeug aufgezeigt. In 4.5 werden die erarbeiteten Forschungswerkzeuge gesammelt bezüglich ihres Einsatzzwecks für unterschiedliche Forschungs- und Entwicklungsziele wie Getriebeauslegung, Absicherung der Machbarkeit, oder Betriebsstrategieentwicklung eingeordnet. Damit werden die Ergebnisse und deren Erläuterung aus Kapitel 5 bis 7 verständlich und nachvollziehbar.

Kapitel 5 beschäftigt sich primär mit der Potentialabsicherung und der Bestätigung der Umsetzbarkeit bzw. Machbarkeit des SCE-Konzepts auf Basis der detaillierten Gesamtfahrzeugsimulation. Innerhalb des verwendeten Simulationsmodells ist die SCU vollständig als mechanisches Modell abgebildet, um sowohl die Regelung der SCU zu entwickeln und zu erproben, als auch die Betriebsstrategie des SCEs unter realitätsnahen Randbedingungen zu analysieren. In 5.1 erfolgt die Beschreibung des Kupplungsvorgangs, wie er im implementierten SCU-Modell inkl. zugehöriger SCU-Regelung abgebildet ist. Der Fokus in 5.2

liegt auf der Veranschaulichung unterschiedlicher Detaillierungsgrade bei der SCU-Modellierung, der Betriebsstrategie und der Gesamtfahrzeugsimulation selbst. Abschließend wird in 5.3 das Fazit zur Potentialabsicherungsmöglichkeit mittels der erarbeiteten Simulationsmodelle gezogen.

Die einzelnen Subsysteme des SCE-Antriebsstrang werden, wie zu Beginn von 1.3 beschrieben, mit unterschiedlichem Tiefegrad untersucht. Beginnend mit den SCE-Teilmotoren in den Unterkapiteln 6.1 und 6.2 werden im Weiteren die konzeptionellen und experimentellen Untersuchungsergebnisse der weiteren SCE-Teil- bzw. Subsysteme erläutert. Die Anforderungen, der Funktionsumfang und die während der Entwicklung bzw. Analyse identifizierten Herausforderungen werden zu jedem System beschrieben. Die experimentellen Untersuchungen des Kurbeltriebs folgen in 6.5. Beide Teilmotoren des SCE wurden für die Untersuchungen mit einem hochdynamischen Drehmomentmessflansch gekoppelt und am Motorenprüfstand betrieben. Variationsgrößen innerhalb der Untersuchung sind Motorlast und -drehzahl, Zündabstand, Zündreihenfolge, applikative Parameter der Motorsteuerung und die Trägheit des eingesetzten SCU-Dummys.

In Ergebniskapitel 7 liegt der Fokus auf der Analyse des theoretisch möglichen Einsparpotentials des SCEs gegenüber eines Zylinderabschaltungsmotors und eines Standard-Vierzylindermotors, basierend auf fiktiven und real vermessenen Motorkennfeldern. Dazu wird ein vereinfachtes Berechnungsmodell verwendet, welches anhand des Zugkraftbedarfs eines Fahrzyklus in Abhängigkeit der jeweiligen Freiheitsgrade der drei Motortypen die verbrauchsoptimalen Werte von Zuschaltzustand, Lastaufteilung, Last, Drehzahl und Gang für jeden Zeitschritt ermittelt. Der Leistungsbedarf jeder reibungsbehafteten Komponente wie Steuertrieb, Kolbengruppe oder Ölpumpe wird in dem Berechnungsmodell aufgelöst. Nach der Analyse der Ergebnisse für die Ausgangsbasis in 7.1 folgen Variationen von charakteristischen Systemgrößen als Sensitivitätsanalyse.

Die Zusammenfassung der Arbeit und die Gegenüberstellung der Ergebnisse zu den in 3.6 ermittelten Fragestellungen erfolgt in Kapitel 8. Im Rahmen der Untersuchungen identifizierte Herausforderungen und Lösungen für jedes Subsystem des SCEs werden dargestellt und das Entwicklungsvorgehen für ein reales Produkt in Form eines Ausblicks aufgezeigt.

2 Dynamisches Downsizing nach Stand des Wissens

2.1 Verluste in Verbrennungsmotor und Antriebsstrang

Die Reibungsverluste der mechanischen Komponenten und Subsysteme des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs sowie die thermodynamischen Verluste des Verbrennungsprozesses limitieren seinen Gesamtsystemwirkungsgrad. Dieser errechnet sich aus dem Verhältnis der resultierenden integrierten kinetischen und potentiellen Antriebsleistung zur zugeführten chemischen Kraftstoffenergie. Das Einsparpotential des konsequenten dynamischen Downsizings mittels Splitmotorkonzept beruht auf der Optimierung von Reibung und indirekter Optimierung des Verbrennungsprozesses durch anforderungsoptimale Dimensionierung der Teilmotoren mit zugehöriger wirkungsgradoptimaler Betriebsstrategie.

Abbildung 2-1 zeigt die qualitative Aufteilung von Nutz- und Verlustenergie eines verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs und differenziert dabei zwischen Motor und Fahrzeug. Beide Systeme liefern eine Vielzahl von Parametern zur Effizienzsteigerung und sind dabei voneinander abhängig. Beispielsweise bedingt der Fahrwiderstand des Fahrzeugs mit gewählter Getriebeabstufung einen passenden Motormomentverlauf über die Drehzahl. Die Getriebeabstufung und die Schaltstrategie wiederum können den verbrennungsmotorischen Prozess durch die resultierende Drehzahl und Last beeinflussen, ohne den Motor selbst konstruktiv zu adaptieren. Unabhängig voneinander kann zusätzlich jede Komponente bzw. Funktion optimiert werden, wie beispielsweise eine reibungsoptimale Kolben-Buchsen-Paarung, ein auf Ladungswechselverluste optimiertes Kanaldesign oder eine wirkungsgradoptimale Kühlmittelpumpe.

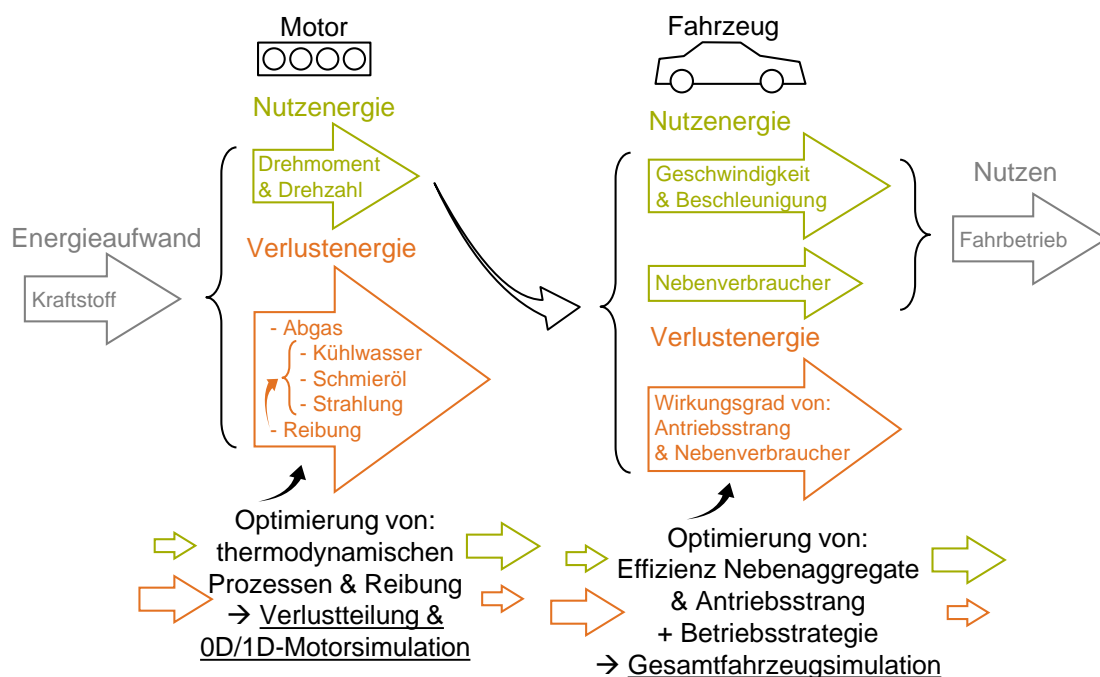


Abbildung 2-1: Energieaufteilung verbrennungsmotorischer Antriebe [43, 78, 73]

Motorseitig sind die wesentlichen Verluste bzw. Verlustquellen der Ladungswechsel (Strömungsverluste), die Verbrennung bezüglich Geschwindigkeit, Lage und Vollständigkeit, die Wandwärmeverluste (in Öl, Wasser und Umgebung), die Reibung des Triebwerks inkl. Ventiltrieb und erforderlicher Nebenaggregate sowie die Wärmeverluste in das Abgas. Um diese Verluste zu analysieren, wird die sogenannte Verlustteilung verwendet. Basierend auf Messdaten sowie Simulationsergebnissen, meist aus der 0D/1D Motorsimulation, können je nach Datenbasis und Modellierungstiefe beispielsweise Wandwärmeverluste über Kolben, Brennraumdach und Buchse differenziert, oder den Fanggrad des Motors bestimmen werden. Diese Erkenntnisse ermöglichen eine zielgerichtete Optimierung des Systems. [111]

Die vom Motor bereitgestellte Nutzenergie teilt sich im Fahrzeug entsprechend zwischen der Antriebsleistung und dem Betrieb von Zusatzverbrauchern für Komfortfunktionen sowie den jeweils zugehörigen Verlusten auf. Fahrzeugseitig sind die wesentlichen Verluste die Reibung der Antriebsstrangsubsysteme und -komponenten sowie der Luftwiderstand. Die Verluste der Verbraucher sind mechanischer, elektrischer oder thermodynamischer Natur (vgl. z.B. beim Klimakompressor). Die Optimierungspotentiale der genannten fahrzeugbezogenen Verluste lassen sich mittels einer Gesamtfahrzeugsimulation analysieren, welche alle Subsysteme mit den zugehörigen Leistungen und Verlusten miteinander verknüpft und diese entsprechend variieren lässt.

Mit der Gesamtfahrzeugsimulation des SCE-Konzepts werden die makroskopischen Einflussgrößen wie die Höhe der installierten Motorleistung, deren Aufteilung zwischen den beiden Teilmotoren, die Leistungscharakteristik der Motoren, die Getriebeabstufung, die Dimensionierung und Art der Ausführung der Nebenverbraucher sowie die Schalt- und Betriebsstrategie analysiert. Die spezifische simulative Detailanalyse und Optimierung der Teilmotoren und der Nebenaggregate stehen bei der Machbarkeitsstudie des Splitmotorkonzepts an zweiter Stelle, da dies unabhängig davon, ob ein Splitmotor oder ein konventioneller Motor verwendet wird, durchgeführt werden kann.

Das Verbrauchseinsparpotential des Splitmotors beruht neben der Lastpunktverschiebung auf der Reibungsvermeidung der abgeschalteten Zylinder sowie ihrer zugehörigen Komponenten und Nebenaggregate. In Abbildung 2-2 sind die relativen Reibleistungsanteile der am Motor befindlichen Komponenten und Nebenaggregate exemplarisch über die Drehzahl im relativen Vergleich aufgeschlüsselt. Ein großer Anteil der Reibleistung geht auf die Kolbengruppe zurück. Für diese besteht eine erhöhte Lastabhängigkeit, da die radialen Ringkräfte sowie teilweise die Kolbenseitenkraft vom Brennraumdruck bestimmt werden [43]. Bei vom Brennraumdruck direkt oder indirekt radial belasteten Lagern besteht eine moderate Lastabhängigkeit, wie es für Pleuel- und Hauptlager der Fall ist. Die Nockenwellenlager werden durch die mit steigendem Brennraumdruck anwachsenden Ventilbetätigungskräfte geringfügig stärker belastet. Für nicht vom Brennraumdruck belastete Lager, wie beim Massenaustrichter, sowie bei konventionell mechanisch angetriebenen Öl- und Wasserpumpen ohne Variabilität der Fördermenge, dominiert die Drehzahlabhängigkeit. Zusätzliche Verbraucher wie Generator oder Klimaanlage haben bis auf einen sich mit der Drehzahl veränderlichen

Wirkungsgrad eine nahezu konstante Leistungsaufnahme im Motorbetriebskennfeld und sind nicht abgebildet.

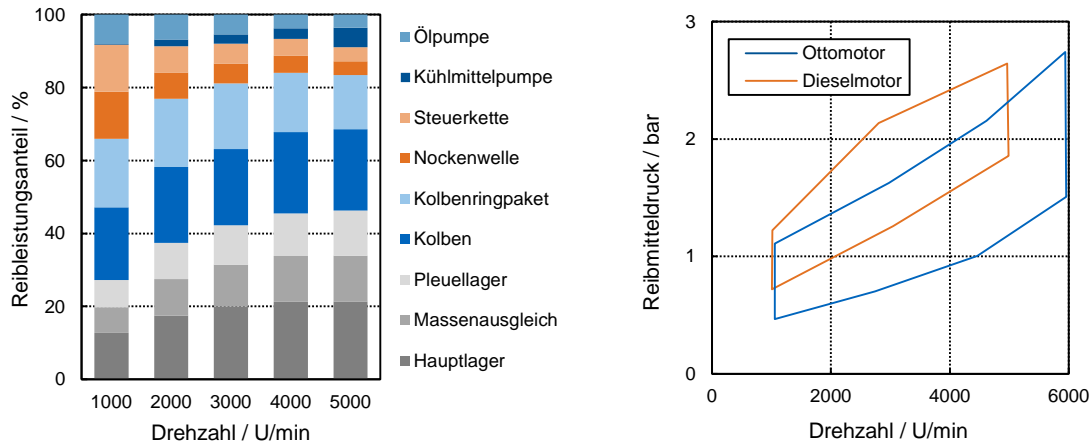


Abbildung 2-2: Reibanteile von Motorkomponenten und Nebenaggregaten [30, 79]

Nach PFLAZGRAF [78] wurden die relativen Reibanteile des Ventiltriebs zu 50% der Steuerkette und zu 50% der Nockenwelle zugeordnet. Die Integration des Massenausgleichs erfolgt durch die Annahme, dass sich der gleitgelagerte Massenausgleich über die Drehzahl ähnlich zu den Kurbelwellenhauptlagern verhält. Bei einer Drehzahl von 2000 U/min werden dem Massenausgleich 10 % der Gesamtreibung zugeschrieben. BEULSHAUSEN veröffentlicht in [9] Absolutwerte für den Reibmitteldruck des Massenausgleichs eines PKW-Motors. Diese plausibilisieren den getroffenen Übertrag. BEULSHAUSEN bezieht sich dabei auf die Reibungsdatenbank der FEV Motorentechnik GmbH. Seine Angabe deckt sich in der Größenordnung mit einer selbst eingesehenen Fremdmotoranalyse der FEV von 2014. Für Ottomotoren beläuft sich der Reibmitteldruck über die Drehzahl zwischen 0,5 und 1,2 bar bis 1,5 und 2,5 bar. Bei Dieselmotoren liegt das Niveau des Reibmitteldrucks aufgrund der mechanisch robusteren Ausführung und höherer Brennraumdrücke über dem Niveau von Ottomotoren.

2.2 Downsizing – Begriffsdefinition, Wirkweise und Ausprägungsarten

Im Kontext mit verbrennungsmotorisch betriebenen PKWs verbindet man das Wort Downsizing mit einem kleinen, turboaufgeladenen Motor, welcher verbrauchseffizient ist. Der Effizienzgewinn eines solchen Motors wird häufig primär der Abgasturboaufladung selbst zugeschrieben. Die Argumentation, der Turbolader nutze sonst im Abgasmassenstrom verschwendete Energie und führe diese dem Motorprozess zu, ist dabei nicht falsch, jedoch handelt es sich hierbei nicht um die primäre Wirkweise von Downsizing.

Zunächst beschreibt Downsizing eine Verkleinerung des Motorhubvolumens, was durch eine Reduktion der Zylinderanzahl, des Hubvolumens der einzelnen Zylinder oder einer Kombination aus beidem erfolgen kann [38]. Ohne weitere Anpassung des Motors geht dies mit einer

Leistungsreduktion einher, und die Fahrleistungen hinsichtlich Beschleunigung und erreichbarer Höchstgeschwindigkeit eines bestehenden Fahrzeuges nehmen ab. Ausgehend von einem Fahrzeug, welches vor der Hubraumreduktion nicht untermotorisiert ist, also sowohl zügige Überholvorgänge auf der Landstraße als auch Autobahnfahrten mit Geschwindigkeiten größer 130 km/h erbringt, wird die Effizienz des Fahrzeugs lediglich durch die Hubraumreduktion im Großteil der täglichen Fahrsituationen in der Stadt und bei Überlandfahrten zunehmen, da hier ein geringer Leistungsbedarf vorliegt.

Durch das Downsizing wird der Verbrennungsmotor in der gleichen Fahrsituation bei größerer relativer Leistung betrieben, was in einer höheren Verbrennungseffizienz resultiert und bei einem quantitativ geregeltem Brennverfahren zusätzlich zu geringeren Ladungswechselverlusten führt. Dieser Wirkmechanismus der Effizienzsteigerung wird als Lastpunktanhebung bezeichnet, die vor allem im Zusammenhang mit hybriden Antriebskonzepten bestehend aus Verbrennungsmotor, Elektromotor und elektrischem Speicher geläufig ist. Die dynamische Lastpunktanhebung bzw. Lastpunktverschiebung wirkt beim Hybridfahrzeug in Fahrzuständen mit einem geringen Antriebsleistungsbedarf, indem der Elektromotor im Generatorbetrieb dem Verbrennungsmotor eine zusätzliche Last zum Laden der Batterie aufprägt [48]. Zusätzlich zur Effizienzsteigerung durch die Lastpunktanhebung verringern sich beim Downsizing die mechanischen Verluste des Motors, da die Reibarbeit des Triebwerks durch die Reduktion von Hubvolumen abnimmt.

2.2.1 Statisches Downsizing

Um die Leistung des Ausgangsmotors wiederherzustellen ohne den Effizienzgewinn durch die Hubraumreduktion zu eliminieren, muss die Leistungsdichte erhöht werden. Dies kann durch eine Drehzahlanhebung oder eine Laststeigerung geschehen. Beide Maßnahmen sind durch die Bauteilfestigkeit (Druck / Kraft / Temperatur), die Hydrodynamik der Kolbengruppe und der Gleitlager sowie die Eigenschaften der realen Verbrennung (z.B. Klopfen und Umsatzgeschwindigkeit) limitiert. Hinsichtlich der Effizienz ist die Laststeigerung zu bevorzugen, da sie nicht unmittelbar mit einer stark erhöhten Reibleistung einhergeht, wie es bei höheren Drehzahlen der Fall ist. Mehr Last, also mehr umgesetzter Kraftstoff im Brennraum, kann nur durch gleichzeitige Anhebung der Luftmenge im Brennraum erzeugt werden. Die Füllungserhöhung wird durch die Aufladung des Motors erreicht. [38, 73]

Gegenüber eines mechanisch angetriebenen Aufladeorgans, wie beispielsweise einem Roots-Gebläse, ist der thermodynamisch gekoppelte Abgasturbolader die effizientere Maßnahme, da er tatsächlich einen Teil der sonst verschwendeten Abgasenthalpie nutzt. Dabei erzeugt der Turbolader im niedrigen Lastbereich des Verbrennungsmotors, wo keine Aufladung erforderlich ist, kaum zusätzliche Verluste. Bei einem mechanisch angetriebenen Lader kann man im Niedriglastbereich die Verluste durch mechanisches Abkoppeln des Aufladeorgans minimieren. Dabei ist je nach Ladertyp zusätzlich ein Bypass des Verdichters erforderlich. Sowohl bei mechanisch angetriebenen Ladern als auch beim Abgasturbolader senkt ein Bypass in jedem Fall die Strömungsverluste durch den Verdichter und damit die Ladungswechselverluste

in Betriebsbereichen ohne Aufladbedarf. Häufig wird bei einem Downsizingmotor neben der Hubraumreduktion mit Leistungsdichtesteigerung die Reduktion des Drehzahlniveaus für einen zusätzlichen Effizienzgewinn angestrebt. Durch Anpassung der Getriebeübersetzung und eine optimale Aufladung, welche bereits bei niedrigen Drehzahlen ein hohes Drehmoment ermöglicht (Low-End-Torque), ist dies ohne Einschränkung der Fahrperformance realisierbar. Der Fachbegriff Downsizing beschreibt ebendiese geschilderte Maßnahme. Bei der Kombination aus Downsizing mit einem anforderungsgerechten Downsizing spricht man von Rightsizing, teilweise auch in Kombination mit Hybridisierung (vgl. [55, 73, 17]).

Die Effizienzsteigerung eines modernen Downsizingmotors mit Abgasturbolader beruht also nicht primär auf der Aufladung selbst, sondern auf der Hubraumreduktion und der dabei resultierenden Reibleistungsreduktion bei gleichzeitiger Lastpunktanhebung in Fahrsituationen mit niedrigem Leistungsbedarf. Bei hohem Leistungsbedarf im Bereich der Nennleistung kann der Downsizingmotor im Vergleich zu seiner Ausgangsbasis mit größerem Hubraum einen schlechteren Wirkungsgrad erzielen. Die Lastpunktanhebung ist bei höheren Lasten nicht signifikant effizienzsteigernd und die Reibungsvorteile des Downsizingmotors werden durch bauteilschutz- und verbrennungstechnisch notwendige Schutzmaßnahmen negativ überkompensiert. Benannte Maßnahmen sind zum Beispiel die Anfettung oder ein Spätstellen der Verbrennungslage zur Bauteiltemperatursenkung im Brennraum, Spitzendrucksenkung und Klopfvermeidung. Beides führt zu einer unvollständigeren und weniger effizienten Verbrennung.

2.2.2 Dynamisches Downsizing

Das Statische Downsizing ist dem sogenannten Dynamischen Downsizing in Abbildung 2-3 schematisch gegenübergestellt. Dynamisch bezieht sich hierbei auf die im Fahrbetrieb variable Anpassung des Motorhubraums. In Fahrsituationen niedrigen Leistungsbedarfs können durch Hubraumabschaltung die Vorteile der Lastpunktanhebung genutzt werden. Im höheren Leistungsbereich wird durch Hubraumzuschaltung im Gegensatz zum Statischen Downsizing die Notwendigkeit der mit Effizienzeinbußen verbundenen Schutzmaßnahmen verhindert.

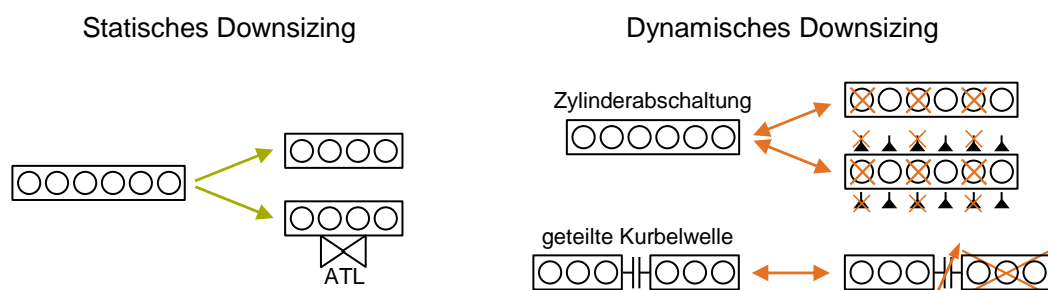


Abbildung 2-3: Statisches Downsizing vs. Dynamisches Downsizing schematisch [92]

Im Zusammenhang mit Downsizingkonzepten höchster Leistungsdichte wird der Technologiebaustein eines variablen Verdichtungsverhältnisses seit mehreren Jahrzehnten untersucht. Im Jahr 2001 analysieren BOLLIG ET AL. das Potential der variablen Verdichtung im Stadium von

Forschung und Entwicklung [11] und 2017 führt erstmals Nissan die variable Verdichtung in eine Serienanwendung [60] ein. Je nach konstruktiver Umsetzung geht mit der Verstellung des Verdichtungsverhältnisses eine Veränderung des Hubvolumens einher [114]. Aufgrund der geringen Hubraumänderung und der anderen Zielstellung der Variablen Verdichtung sind Motoren mit dieser Technologie nicht dem Dynamischen Downsizing zuzuordnen.

Im Wesentlichen kann zwischen drei Ausführungsarten des Dynamischen Downsizings unterscheiden werden. Bei der rein über die verfügbaren Applikationsparameter eines konventionellen Motors umsetzbaren einfachsten Art wird mindestens die Kraftstoffzufuhr der abzuschaltenden Zylinder unterbrochen. Dadurch erzeugen die abgeschalteten Brennräume nach wie vor Kolbengruppenreibung, Ladungswechselverluste und Wärmeverluste. Bei einem stöchiometrisch betriebenen Ottomotor mit 3-Wege-Katalysator, funktioniert genau dieser Katalysator während der Abschaltung durch die Abgasverdünnung nicht mehr. Für einen aufgeladenen Motor ergeben sich bei dieser einfachsten Ausführungsart des Dynamischen Downsizings ebenso Herausforderungen beim Einsatz von nur einem Turbolader. Mindestens der Aufladewirkungsgrad wird in einem der beiden Zustände einbrechen. Der Einsatz von zwei Turboladern, aufgeteilt auf die jeweils abgeschalteten und gefeuerten Zylinder, kann diese Herausforderung lösen.

Die hinsichtlich des Verbrauchseinsparpotentials konsequentere Ausführungsart des Dynamischen Downsizings erfordert neben den applikativen Anpassungen auch einen konstruktiven Eingriff am Motor. Um sowohl die Ladungswechselverluste als auch die Abgasverdünnung zu eliminieren, sowie die Wärmeverluste zu verringern, werden bei dieser Ausprägungsart die Gaswechselventile der nicht gefeuerten Zylinder geschlossen gehalten. Diese Zylinder arbeiten dann als Gasfedern, und weisen lediglich noch Kolbengruppenreibung und geringe Wärmeverluste auf. Bezüglich der Aufladung mit nur einem Aufladeorgan liegt auch hier eine Kompromisslösung zwischen abgeschaltetem und zugeschaltetem Motorbetrieb vor, sofern nur ein Turbolader für alle Zylinder eingesetzt wird. Bezüglich Abgasverdünnung und Abgastemperaturniveau ist diese Umsetzungsart der erstbeschriebenen Lösung überlegen. Bei einer Ausführung mit einem gemeinsamen Kat für alle Zylinder wird dennoch der Warmlauf des Katalysators im abgeschalteten Betrieb verzögert ablaufen. Wie auch die rein applikative Umsetzung, zählt die im Absatz beschriebene Art des Dynamischen Downsizings zur klassischen Zylinderabschaltung. Da sich in beiden Fällen die abgeschalteten Kolben nach wie vor mitbewegen, besteht aufgrund der dabei entstehenden Reibungsverluste für den vollständigen Motor Schmieröldruckbedarf sowie Kühlbedarf.

Um ein aus Verbrauchs- und Emissionsgründen sich negativ auswirkendes Auskühlen der nicht befeuerten Brennräume zu vermeiden, wird bei modernen Zylinderabschaltungsmotoren, welche nach Stand der Technik mit deaktivierbaren Ventilen ausgestattet sind, die Abschaltung der Zylinder rollierend durchgeführt. Das bedeutet, dass zwischen den gefeuerten und nicht gefeuerten Zylindern innerhalb weniger Arbeitsspiele, teilweise sogar bei jedem Arbeitsspiel, abgewechselt wird. Bei Zylinderabschaltungsmotoren wird, wie es der Name korrekt beschreibt, in bestimmten Fahrsituation ein Teil des Hubraums zur Verbrauchseinsparung

nicht gefeuert betrieben. Dies impliziert, dass der Normalzustand der Betrieb des vollen Aggregats ist. Bei aktuellen Serienanwendungen ist dies nach wie vor konzeptionell und konstruktiv so umgesetzt. Der Betrieb des vollen Motors kann dauerhaft und performanceoptimal im höheren Lastbereich erfolgen. Der abgeschaltete Betriebsbereich ist hingegen eingeschränkt – in der Warmlaufphase beispielsweise aus Gründen der Katfunktionalität, in der Niedriglast aus Komfortgründen. Oft muss zudem bereits bei einer geringeren Leistung in den Vollmotorbetrieb gewechselt werden, als es in Anbetracht der Vollmotorleistung und dem umgesetztem Abschaltegrad zu erwarten wäre.

Die meisten Serienanwendungen sehen dabei vor, die Hälfte des Hubraums abzuschalten. Eine zweistufige Abschaltung zum Beispiel von sechs auf vier auf zwei Zylinder wird aber ebenso betrachtet [29], wie die Abschaltung von nur einem Zylinder bei einem Dreizylindermotor [66]. Mit ersten speziellen Konzepten einer Zylinderzuschaltung aus Forschung und Entwicklung werden Motorsysteme analysiert, welche konsequent auf den Nicht-Vollmotorbetrieb ausgelegt sind und den zuschaltbaren Hubraum nur kurzzeitig für erhöhten Leistungsbedarf nutzen. Bei SCHURR ET AL. [99] wird ein Zuschaltkonzept analysiert, welches einen dauerhaft gefeuerten Dreizylinder zu einem Vierzylindermotor schalten kann. Zuschaltkonzepte zielen durch ihre Auslegephilosophie darauf ab, in den häufig auftretenden Fahrsituationen konventioneller Fahrer effizienter zu sein als Zylinderabschaltungskonzepte und gehen dabei Kompromisse im Bereich der maximal möglichen Motorperformance ein.

Die konsequente Weiterverfolgung des Ansatzes von Hubraum Ab- und Zuschaltung mit einem zusätzlichen konstruktiven Eingriff am Verbrennungsmotor führt zur dritten Ausprägungsart des Dynamischen Downsizings: Motoren mit geteilter Kurbelwelle, welche als Splitmotoren geläufig sind. Durch die Aufteilung des Aggregats auf mindestens zwei Teilmotoren, welche mechanisch entkoppelbar sind, werden Reibungsverluste und Wärmeverluste der abgeschalteten Zylinder eliminiert. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die Schmier- und Kühlmittelversorgung der stillstehenden Zylinder zu reduzieren, um weitere Reibleistung des Gesamtmotors einzusparen. Verbrennungsmotoren mit geteilter Kurbelwelle sind mit hybriden Antriebskonzepten vergleichbar. Der Unterschied liegt in erster Linie im Einsatz von zwei Verbrennungsmotoren im Vergleich zu einem Verbrennungs- und einem Elektromotor, wie es beim Hybrid per Definition (vgl. [80]) der Fall ist. Beim Splitmotor gibt es zwei prinzipiell unabhängige aber nicht zwingend bezüglich Funktionsprinzip bzw. Kraftstoff unterschiedliche Energiewandler.

Unabhängig von der Ausprägungsart des Dynamischen Downsizings skaliert das Einsparpotential mit dem Verhältnis der installierten Gesamtmotorleistung gegenüber der für die betrachtete Fahrsituation benötigte Motorleistung, sofern der Leistungsüberschuss entsprechend abgeschaltet werden kann. Hochleistungs- oder Prestigefahrzeuge haben heutzutage ein Vielfaches der für den gewöhnlichen Fahrbetrieb notwendigen Leistung installiert und würden demnach das größte Einsparpotential beim Einsatz eines Motors mit Dynamischem Downsizing erzielen. Ähnlich hohes Potential bieten beispielsweise Müllfahrzeuge oder Post- und Zustellfahrzeuge. Deren volle Motorleistung wird lediglich beim Anfahren der Deponie

bzw. der nächsten Ortschaft benötigt – den zeitlich größten Anteil hingegen bewegen sich diese Fahrzeuge nur mit Schrittgeschwindigkeit zwischen den Haushalten. Beide Fahrzeugkategorien wurden und werden daher oft für die Bewertung oder Umsetzung ausgefallener Hybridkonzepte bzw. Antriebsstrangkonzeppte herangezogen.

Sowohl für die Ausführung, Anordnung als auch die Kopplung der Teilmotoren ergeben bei einem Splitmotorkonzept unterschiedliche Möglichkeiten. In Abbildung 2-4 sind die wesentlichen Möglichkeiten skizziert. Die Leistung kann durch die Zylinderanzahl, unterschiedliche Zylindereinzelnhubräume oder unterschiedliche Motorkonzepte bei gleichem Hubraum und gleicher Zylinderanzahl (z.B. Saug- und Turbomotor oder auch Otto- und Dieselmotor) aufgeteilt werden. Bezüglich der räumlichen Anordnung kann zwischen parallel und in Reihe unterschieden werden. Der Kraftfluss erfolgt wahlweise parallel, seriell oder leistungsverzweigt.

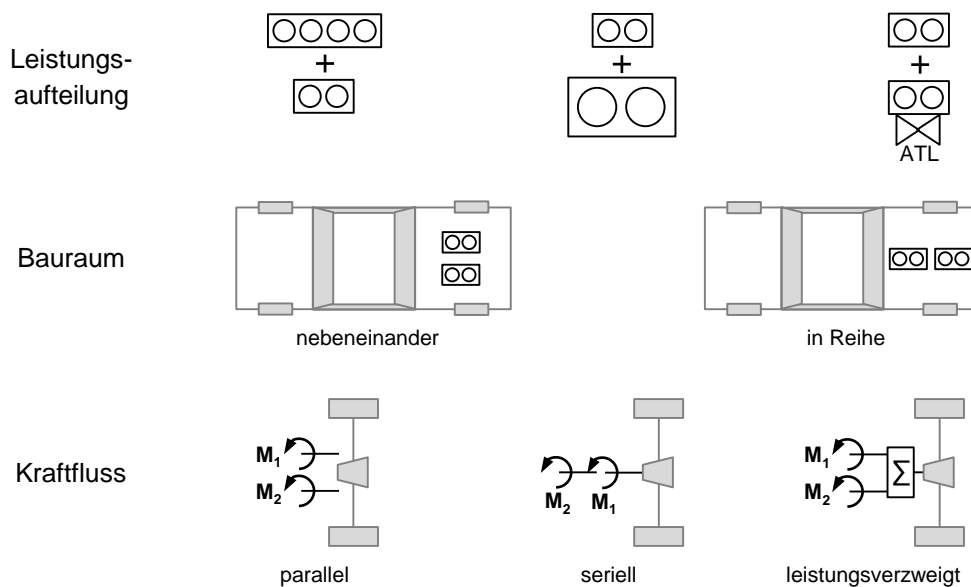


Abbildung 2-4: Splitmotoren: Leistungsaufteilung, Motoranordnung und Kraftfluss

Bei einem Vergleich von Zylinderabschaltungsmotor und Splitmotor basierend auf den in 2.1 beschriebenen möglichen Verlusten, werden die Wirkweise und das Potential des Splitmotorkonzepts deutlich. Abbildung 2-5 stellt die Einsparpotentiale von Splitmotor und Zylinderabschaltungsmotor qualitativ gegenüber. Durch die vollständige Stilllegung der nicht gefeuerten Zylinder können ausschließlich beim Splitkurbelwellenmotor Reibungsverluste von Kolbengruppe, Kurbelwelle und die Antriebsleistung der zugehörigen Schmierölversorgung eingespart werden. Das Einsparpotential bzgl. des Kühlbedarfs und somit der Wasserpumpenleistung ist beim Splitmotorkonzept größer, da stillstehende Kolbengruppen im Vergleich zu mitbewegten nicht gefeuerten Kolbengruppen keinen Wärmeeintrag erzeugen.

Die Reibungsreduktion des Ventiltriebes kann bei den beiden Motorkonzepten als vergleichbar angesehen werden. Der Ventiltrieb der abgeschalteten Zylinder beim Splitkurbelwellenmotor steht zwar gemeinsam mit dem Kolbentrieb vollständig still, es bedarf dazu aber eines separaten Steuertriebs je Teilmotor, wodurch beim Betrieb aller Zylinder eine zusätzliche

Reibleistung vorliegt. Beim Zylinderabschaltungsmotor bewegt sich in der Regel die Nockenwelle auch im abgeschalteten Zustand in Nullnockenstellung mit, was gegenüber dem stillstehenden Nockentrieb weniger Antriebsleistung einspart. Dafür ist im aktivierten Zustand kein zusätzlicher Steuertrieb notwendig. Je nach Kurbelwellendesign entsteht bei einer Teilmotorstilllegung der Bedarf nach einem Massenausgleich beider Teilmotoren, wodurch gegenüber einem dauerhaft vollständig bewegten Kurbeltrieb Reibungsnachteile entstehen. Beide Motoren heben das volle Potential der Einsparung der Ladungswechselverluste sowie die Verbesserung des thermodynamischen Prozesses durch Lastpunktverschiebung.

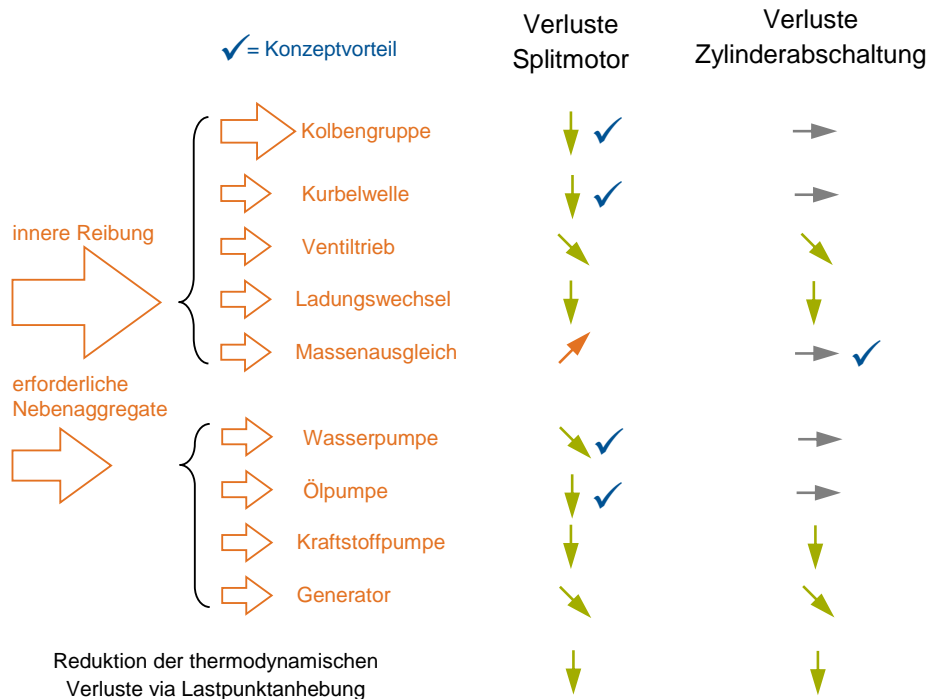


Abbildung 2-5: Effizienzsteigerungspotential: Splitmotor vs. Zylinderabschaltungsmotor

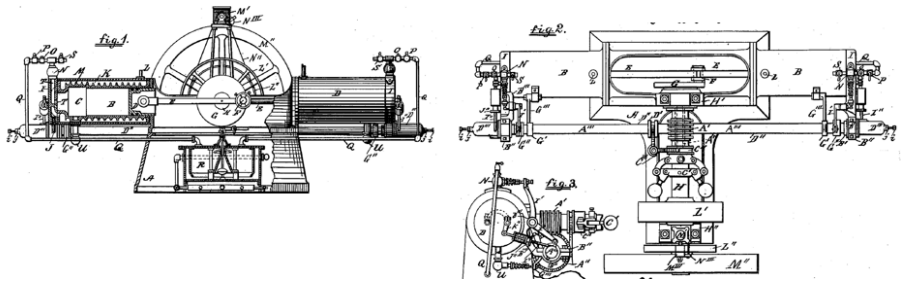
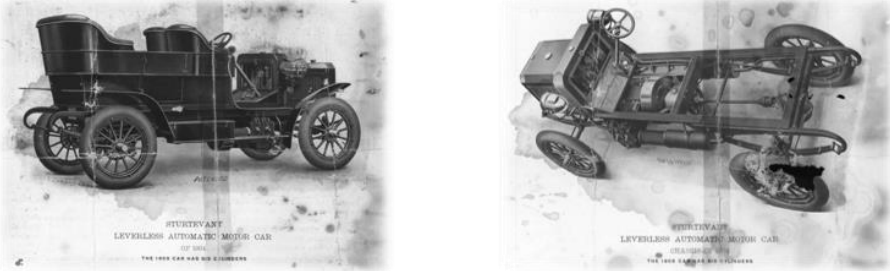
2.3 Serienanwendungen, Forschungskonzepte und Patente

2.3.1 Zylinderabschaltungsmotoren

Zylinderabschaltungsmotoren sind heute Stand der Technik im PKW-Sektor und werden ähnlich wie Mildhybridlösungen über weite Bereiche der Fahrzeugklassen angeboten. In Tabelle 2-1 sind relevante Patente / Offenlegungsschriften, Forschungskonzepte / Prototypen sowie Serienlösungen beschrieben. Die Liste erhebt dabei keinen Anspruch auf Vollständigkeit, sondern zielt darauf ab, den Entwicklungs- und Einführungsprozess der Technologie abzubilden. Die gezeigten Abbildungen dienen dazu, einen Eindruck des vorliegenden Detaillierungsgrads ausgewählter Konzepte zu erlangen und nicht um die technischen Details vollständig nachzuvollziehen. Im gesamten Recherchezeitraum liegen eine Vielzahl vergleichbarer Konzepte und Quellen vor. Die Gemeinsamkeit der dargestellten Zylinderabschaltungskonzepte und der zugehörigen Technologiebausteine ist die nicht geteilte bzw. nicht trennbare Kurbelwelle. Abgeschaltete Kolbengruppen bewegen sich dauerhaft mit. Bei den gelisteten Konzepten wird

mindestens die Kraftstoffzufuhr für die nicht gefeuerten Zylinder unterbrochen. Je nach Konzeptkomplexität kommt ein strömungstechnischer Eingriff in den Luftpfad hinzu – teilweise an den Gaswechselventilen, teilweise durch Klappen im Frischluft- und Abgaspfad, aber auch Kombinationen dieser Lösungen.

Tabelle 2-1: Überblick von Zylinderabschaltungsmotoren im Laufe der Zeit

<p>bis 1900</p>	<p>1889 – Patent: Fremdgezündeter Zweizylindermotor mit Drehzahlregler (entspricht bei Konstantdrehzahlmaschinen einem Lastregler); sequenzielle Lastreduktion und Abschaltung der einzelnen Zylinder mittels Begrenzung der Gemischmenge durch Verstellung der Gemisch-Einlassventile; für einen längerfristigen Betrieb bei niedriger Last ist der Einzylinderbetrieb dauerhaft zur Vermeidung von Fehlzündungen und zur Effizienzsteigerung mittels Aus- und Einbau weniger Komponenten möglich; ROGERS ET AL. [84, 83]</p>  <p>Abbildung 2-6: Fremdgezündeter Zweizylindermotor mit Drehzahlregler 1889 [84]</p>
<p>bis 1925</p>	<p>1905 – Prototyp: Kraftfahrzeug von Sturtevant Motor Company mit Sechszylindermotor; drei der sechs Zylinder konnten vom Fahrer durch Zündungsunterbrechung und Offenhalten der Auslassventile abgeschaltet werden; von einer Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr wird in den analysierten Quellen nicht explizit berichtet, diese ist jedoch anzunehmen; [44] [16] [36]</p>  <p>Abbildung 2-7: Sturtevant PKW 1904: Später ähnlich mit Zylinderabschaltung [106]</p> <p>1916 – Prototyp: Kraftfahrzeug von Enger mit V12-Motor; eine Bank konnte vom Fahrer durch Zündungsunterbrechung und Offenhalten der Auslassventile sowie Geschlossenhalten der Einlassventile abgeschaltet werden; von einer Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr wird in den analysierten Quellen auch hier nicht explizit berichtet, es ist jedoch davon auszugehen, da eine Kraftstoffersparnis beschrieben wird; [52] [36] [67]</p>
<p>bis 1950</p>	<p>1941 – Patent: Umfassendes und detailliert beschriebenes Zylinderabschaltungskonzept besonders geeignet für Ford V8-Motoren, aber auf viele andere Motoren übertragbar; die Abschaltung der Zylinder erfolgt elektronisch automatisiert durch Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr und Geschlossenhalten der Ein- und Auslassventile; auf die Einsparung der Pumpverluste durch Geschlossenhalten des Brennraumes wird explizit hingewiesen; ROHLIN [85]</p>

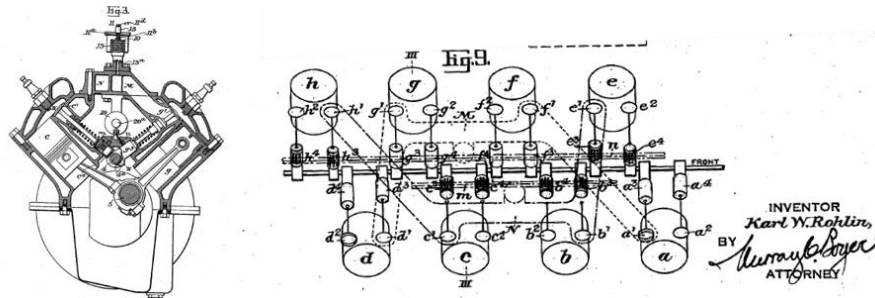


Abbildung 2-8: V8-Zylinderabschaltungsmotorkonzept aus 1941 [85]

1946 – Patent: Kompakt bauendes Zylinderabschaltungskonzept eines V-Motors, welcher sich aus mehreren V-Zylinderpaaren zusammensetzt, wovon je ein Zylinder abgeschaltet werden kann; ein Einsatz als Zweizylinder in einem Motorrad soll damit ebenso möglich sein, wie eine V6 oder V8 Konfiguration in einem Auto; es wird explizit darauf hingewiesen, dass die Zylinderpaare unterschiedliche Hubräume aufweisen können; Ein- und Auslassventile werden für die Abschaltung durch Anheben der Kipphebellagerstelle nicht betätigt und geschlossen gehalten; MALLORY [68]

1956 – Patent: Zylinderabschaltung zur Effizienzsteigerung mittels Stilllegung der Ein- und Auslassventile für ausgewählte Zylinder; der hydraulische Mechanismus dafür sitzt zwischen Nocke und Ventilschaft und soll einfach ein- und auszubauen sein; je nach Füllzustand des Mechanismus wird der Nockenhub auf das Ventil übertragen oder nicht; die vorgesehene Steuerung bezieht unter anderem Last und Geschwindigkeit ein und verhindert über einen Thermostatschalter die Zylinderabschaltung bei kaltem Motor; WINKLER [113]

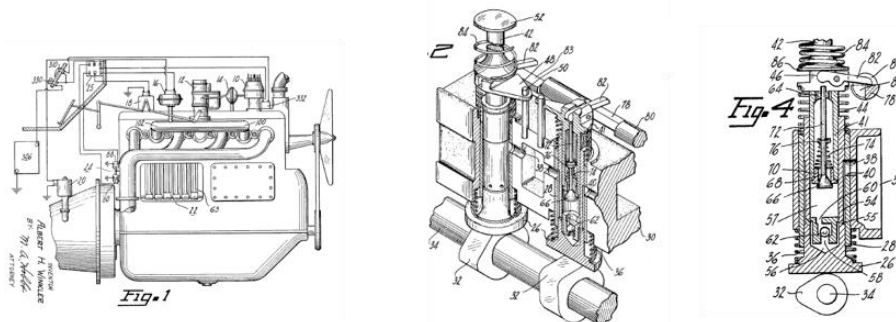


Abbildung 2-9: Zylinderabschaltung mittels hydraulischem Mechanismus 1956 [113]

1960 – Patent: Zylinderabschaltungskonzept ohne Ventildeaktivierung im Wesentlichen bestehend aus mindestens zwei separierten Ansaugpfaden mit je einer Drosselklappe und Saugrohreinspritzung von GM; das saugrohrdruckbasierte gesteuerte System ist explizit einfach gehalten, um schnell in Serienanwendungen integriert zu werden; für die Abschaltung wird die Kraftstoffzufuhr unterbrochen und der zugehörige Ausaugpfad mit seiner pneumatisch manipulierbaren Drosselklappe entdrosselt; die Steuerung stellt stetig moderate Übergänge zwischen Teil- und Vollmotorbetrieb sicher; MICK [74]

1973 – Patent: Zylinderabschaltungskonzept ohne Ventildeaktivierung mit mindestens zwei separierten Ansaugpfaden und Saugrohreinspritzung von GM; das System soll einfacher sein, als das zuvor beschriebene Patent aus 1960 von Mick [74], darauf wird vom Autor explizit hingewiesen; neben der Kraftstoffunterbrechung erfolgt eine Entdrosselung der abgeschalteten Zylinder mittels druckbasiert gesteuertem Bypass Ventil; die Drosselklappen aller Ansaugpfade sind anders als bei Mick starr miteinander verbunden; FRANCIS [35]

bis
1975

bis
2000

1980 – Offenlegungsschrift: Zylinderabschaltungskonzept durch Kraftstoffunterbrechung ohne Ventildeaktivierung bestehend aus stets gefeuerten und abschaltbaren Zylindern von BMW; den abgeschalteten Zylindern wird durch Ventile / Klappen im Ein- und Auslasstrakt

Abgas der gefeuerten Zylinder für die Durchströmung bereit gestellt; bei Wiederinbetriebnahme werden Zündaussetzer und weitere thermische Probleme vermieden, da die Brennräume nicht wie im Frischluft durchströmten Fall abkühlen; [45]

1981 – Serie: Mikroprozessor-gesteuertes, in Serie umgesetztes Zylinderabschaltungskonzept von Cadillac (GM); Abschaltung von 2 oder 4 Zylindern des V8- Motors durch Deaktivierung der Ein- und Auslassventile mittels Verstellung der Kipphebel; bei Abschaltung wird Abgas in den Zylindern gehalten; das Auslassventil wird dazu nach der Zündung und Expansion vor dem Ausschleiben deaktiviert; dieser 8-6-4-Motor zählt als erster in Serie gebrachter Zylinderabschaltungsmotor; [44] [69]

1982 – Offenlegungsschrift: Maßnahme zur Komfortverbesserung für die Zuschaltung bei einem Zylinderabschaltungskonzept ohne Ventildeaktivierung von Nissan; durch zusätzliche Berücksichtigung der Gangstufe für die lastbedingte Abschaltung von Zylindern, wird ein Abschalten bei niedrigen Gängen unterbunden, wodurch der ungewünschte Ruck beim Zuschalten in niedrigen Gängen ausbleibt; zusätzlich werden Pumpverluste für die abgeschalteten Zylinder mittels eines für diese angebrachten AGR Systems reduziert; DOHZONO ET AL. [13]

1998 – Patent: Maßnahme zur Vermeidung des Auskühlens der Abgaskatalysatoren abgeschalteter Zylinder bei einem Zylinderabschaltungskonzept ohne Ventildeaktivierung von BMW; die Abgasanlage für abschaltbare und nichtabschaltbare Zylinder ist bis nach den zugehörigen Katalysatoren getrennt ausgeführt; durch Klappen kann entweder gereinigtes Abgas der gefeuerten Zylinder vor bzw. zwischen die Kats der abgeschalteten Zylinder geführt werden, oder das Abgas der nicht gefeuerten Zylinder wird vollständig vor den zugehörigen Kats entnommen und in den Abgasstrang der gefeuerten Zylinder zwischen die zugehörigen Kats gelenkt; GROTHJAHN [40]

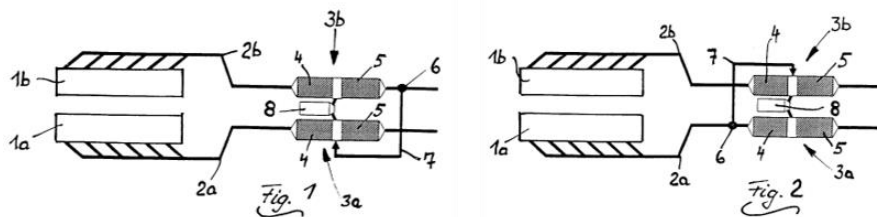


Abbildung 2-10: Abgasanlagekonzepte für Zylinderabschaltungsmotoren 1998 [40]

2000 – Serie: V12 Serienmotor mit Zylinderabschaltung einer Bank durch Deaktivierung der mit Rollenschwinghebel betätigten Ventile von Mercedes; der Motor wird im Vollmotorbetrieb gestartet, um das Katsystem jeder Bank bestehend aus Vor- und Hauptkat mittels Sekundärluft einblasung und elektrischer Heizung auf Betriebstemperatur zu treiben; die Katalysatoren der abgeschalteten Zylinder werden nach initialer Aufheizung durch Nichtdurchströmen der Vorkats (Ventilabschaltung) und eine Übersprechstelle vor den Hauptkats betriebswarm gehalten; SCHOMMERS ET AL. und FORTNAGEL ET AL. [34, 98]

bis
2025

2005 – Patent: Maßnahme zur Vermeidung von störenden Drehmomentspitzen bei Zu- und Abschaltung von Zylinderabschaltungsmotoren von Bosch; vor einer Abschaltung von einzelnen Zylindern wird die Last dieser durch Füllungsreduktion (primär über einen Variablen Ventilhub – alternativ über eine separate Drosselklappe) vermindert und den dauerhaft betriebenen Zylindern kontinuierlich vollständig übertragen; bei der Zuschaltung erfolgt dies umgekehrt; SCHAEFFER-SIEBERT [93]

2012 – Serie: Erster in Großserie produzierter Vierzylinder mit Zylinderabschaltung in Europa: der 1,4 Liter TSI von VW; besonderer Fokus liegt auf der ruckfreien Ab- und Zuschaltung; Beim Abschalten wird erst die Zielfüllung des Zweizylinderbetriebs bei gleichzeitiger Zündungsspätverstellung für alle Zylinder lastneutral eingestellt, dann erfolgt die Abschaltung der mittleren beiden Zylinder digital innerhalb eines Arbeitsspieles und die Last wird durch Zündungsfrühverstellung von den gefeuerten Zylindern übernommen; die Zuschaltung erfolgt umgekehrt; MIDDENDORF ET AL. [75]

2016 – Forschung – experimentell: Zylinderabschaltung an einem 1,5 Liter Dreizylinder mit Ventildeaktivierung von Ford; Fokus liegt auf dem Vergleich einer dauerhaften Abschaltung eines Zylinder (→ ungleichmäßiger Zündabstand), gegen eine rollierende, bei jedem Arbeitsspiel auf einen anderen Zylinder wechselnde Abschaltung; bzgl. Komfort (NVH) und Verbrauch ist die rollierende Variante überlegen; die Variante mit dauerhafter Abschaltung ist durch Integration eines adaptierten Zweimassenschwungrades konkurrenzfähig, und bzgl. Kosten und Komplexität zu bevorzugen; KÜPPER ET AL. [66]

2016 – Forschung – simulativ / experimentell: Bericht und Analyse über unterschiedliche erforderliche Technologiebausteine zur Umsetzung von Zylinderabschaltung bei sich in Folge ergebendem ungleichmäßigem Zündabstand von Schaeffler; die Adaption des Zweimassenschwungrades in Kombination mit einem Fliehkraftpendel kann ungleichmäßige Zündabstände hinsichtlich der Schwingung kompensieren, oder es kann eine rollierende Zylinderabschaltung zur Reduktion der Schwingungsanregung umgesetzt werden; als Anwendungsbeispiel wird ein 3/2 Dreizylinder und ein 6/4/2 Sechszylinder beschrieben; FAUST ET AL. [29]

2018 – Forschung – simulativ / experimentell: Umfassende wissenschaftliche Analyse (Motorprüfstand inkl. detaillierter Gesamtfahrzeugsimulation) eines Zylinderzuschaltkonzeptes 3+1 mit Ventildeaktivierung basierend auf einem 1,4 Liter Vierzylinder Serienmotor; Optimierung des Motors auf den abgeschalteten Betrieb; diese umfasst beispielsweise eine angepasste Kurbelwelle für gleichmäßigen Zündabstand im Dreizylinderbetrieb; anders als bei bekannten Abschaltkonzepten wird der Motor im weiten Bereich des Gesamtmotorbetriebskennfelds abgeschaltet betrieben, wodurch der hinsichtlich Aufladung und Ladungswechsel optimal arbeitende Dreizylinderbetrieb die meiste Zeit genutzt werden kann; SCHURR ET AL. [99]

2018 – Forschung – simulativ / experimentell: Vergleich von Zylinderabschaltung mit konventioneller Kurbelwellenkonfiguration gegenüber Zylinderzuschaltung mit spezifischer 3+1 Kurbelwellenkonfiguration an einem Light Duty / Offroad Vierzylinder Dieselmotor mit und ohne Ventildeaktivierung; Zielstellung ist es, den Niedriglastwirkungsgrad bei für die NO_x-Abgasnachbehandlung ausreichend hoher Abgastemperatur anzuheben; gegenüber der in Serie umgesetzten Androsselung des Abgastraktes für hohe Abgastemperaturen werden deutliche Wirkungsgradvorteile erzielt; NEUGÄRTNER [76]

2019 – Forschung – experimentell: Untersuchungen an einem Sechszylinder Heavy Duty Dieselmotor mit vollvariablen hydraulisch aktuierten Ventilen; die Analyse von Effizienz, Temperaturmanagement, auch für die Abgasnachbehandlung, Gesamtbetriebsstrategien, Abschaltgraden statischer und rollierender Abschaltung, NVH, sowie die Einflüsse der gefangenen Ladung abgeschalteter Zylinder (Frischlufte, Abgas oder so wenig wie möglich) erfolgten primär experimentell; es werden wie bei NEUGÄRTNER [76] Vorteile im Verbrauch bei Leerlauf und Niedriglast erzielt; ALLEN [2]

2019 – Forschung – experimentell: Weiterentwicklung der Zylinderabschaltung bzw. im speziellen der rollierenden Zylinderabschaltung zur Verbesserung des NVH Verhaltens bei Ottomotoren; durch den wahlweisen Einsatz von Millersteuerzeiten im Teillastbetrieb wird die Füllung und damit beim quantitätsgeregelten Brennverfahren die Last einzelner Zylinder reduziert; dadurch werden mit geringem Wirkungsgradnachteil weniger häufig Arbeitsspiele abgeschaltet / ausgelassen, was sich vorteilhaft auf NHV auswirkt; es wird zusätzlich auf den positiven Einfluss von rollierender Zylinderabschaltung bzgl. Abgastemperatur von Dieselmotoren in der Niedriglast hingewiesen; ORITZ-SOTO ET AL. [77]

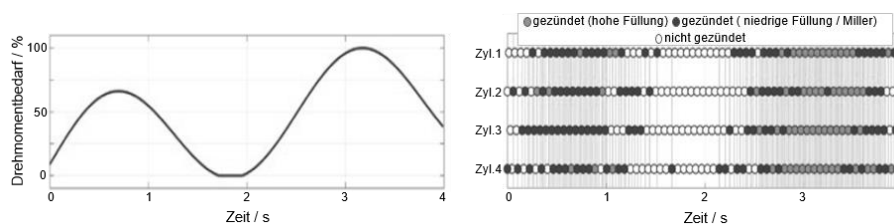


Abbildung 2-11: Rollierende Zylinderabschaltung mit selektiver Millersteuerzeit 2019 [77]

2020 – Forschung – simulativ: Detaillierte Analyse eines Zylinderzuschaltkonzeptes für Dieselmotoren wie von NEUGÄRTNER [76] – 3+1 Vierzylinder; durch 1D-Prozessrechnung und Verlustteilung ist nachzuvollziehen, dass der Vorteil des 3+1 Konzepts im 3-Zylinderbetrieb gegenüber eines Vierzylinders im Wesentlichen auf einen besseren Ladungswechsel zurückzuführen ist; aufgrund der größeren Zündabstände von 240°KW kommt es zu weniger negativer Interaktion der Zylinder im Ladungswechsel; im 4 Zylinderbetrieb des 3+1 Konzepts ist der Ladungswechsel entsprechend schlecht, da Zylinder 1 und 4 parallel arbeiten; Abhilfemaßnahmen sind Zylinder 1 mit einem verzögerten Ladungswechsel zu betreiben, oder um 360°KW versetzt zu betreiben; BUITKAMP ET AL. [12]

2020 – Forschung – simulativ: Funktionserweiterung eines Zylinderabschaltungsmotors mit vollvariablen Ventiltrieb zur Effizienzsteigerung; Abgas der gefeuerten Zylinder wird nach der Expansion im UT durch einen intern von Zylinder zu Zylinder führenden Kanal in die nicht gefeuerten sich in OT befindenden Zylinder zur Nachexpansion geleitet; der interne Kanal ist dabei wie der reguläre Auslasskanal mit einem vollvariablen Ventil ausgestattet; am Beispiel eines 1,2 Liter Vierzylinders sollen die simulativ erzielten Wirkungsgradvorteile experimentell bestätigt werden; KRIJGSMAN ET AL. [63]

Wie zu erkennen ist, gehen Patente, welche der Zylinderabschaltung zugeordnet werden können, bis in das Jahr 1889 zurück. Zu Beginn des 20. Jahrhunderts wurden bereits erste Personenkraftwagen umgesetzt, die fast alle elementaren Funktionsbausteine heutiger Serienlösungen aufweisen. In den beschriebenen Beispielen von 1905 und 1916 erfolgt die Ab- und Zuschaltung nicht automatisiert, sondern durch den Fahrer gesteuert. Der Funktionsbaustein einer Betriebsstrategie fehlt bei diesen beiden somit. Die von ROGERS UND WHARRY [84, 83] beschriebene Verbrennungskraftmaschine von 1889 konnte hingegen bereits laufruheoptimiert mechanisch gesteuert die Last der beiden Zylinder individuell bis zum Schleppbetrieb reduzieren und wieder anheben. Bemerkenswert ist, dass Einzelaspekte wie Abgasanlagen-gestaltung, Kühlwassersystemausführung oder die Steuerung / Betriebsstrategie teilweise in den analysierten Quellen bereits detailliert beschrieben sind.

In der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts bleibt die Zylinderabschaltung Inhalt von Forschung und Patenten, worüber MANIAS [69] einen guten Überblick gibt. Im Jahr 1981 wird die Zylinderabschaltung mit dem Cadillac Eldorado, mitunter durch die Ölkrise begünstigt, in ein Serienfahrzeug integriert. Das Fahrzeug wird als erstes Serienfahrzeug mit Zylinderabschaltung angesehen. Die Betriebsstrategie ist auf einem elektronischen Steuergerät implementiert. Aufgrund häufiger Performanceprobleme der Steuerung für Ab- und Zuschaltung, wurde jedoch bei allen Bestandsfahrzeugen der Funktionsumfang der Zylinderabschaltung nachträglich deaktiviert und die Zylinderabschaltung zunächst nicht mehr angeboten.

Seit dem Jahr 2000 wächst die Anzahl von wissenschaftlichen Veröffentlichungen und Berichten aus der Automobilindustrie und Forschung bis heute. Mit stetig steigendem Entwicklungsfortschritt des Verbrennungsmotors und des zugehörigen Antriebsstrangs kann eine Zylinderabschaltung sogar bei Dreizylindermotoren in Serienfahrzeugen eingesetzt werden, ohne die Komfortansprüche heutiger Kunden zu verletzen. Die heutzutage bewährte Technologie Zylinderabschaltung bietet weiteres Potential in Kombination mit Hybridisierung oder durch Erweiterung des Wirkprinzips, wie es beispielsweise KRIJGSMAN ET AL. [63] mit der Abgasnachexpansion bei Zylinderabschaltungsmotoren zeigen.

2.3.2 Splitmotoren / Verbrennungsmotoren mit geteilter Kurbelwelle

Anders als bei der Zylinderabschaltung wurde bis heute kein Splitmotor in ein Serienfahrzeug implementiert, Patente reichen aber wie bei der Zylinderabschaltung bis in das 19. Jahrhundert zurück. Von ersten experimentellen Ergebnissen mit einem Prototyp für PKW berichtet DOLLER ET AL. [14] 2013. Als Ausnahmefall sind in gewisser Weise Schiffsantriebe zu nennen. Hier ist ein Mehrmotorantrieb spätestens seit dem 20. Jahrhundert als Stand der Technik einzuordnen. Anders als bei Splitmotorkonzepten werden bei mehrmotorigen Schiffsantrieben konventionelle, also nicht Splitmotorspezifische Vollmotoren bedarfsgerecht mechanisch oder elektrisch zum Antrieb des Schiffs gekoppelt.

Tabelle 2-2 gibt einen Überblick zum Entwicklungsprozess der Technologie eines Splitmotors bzw. eines Verbrennungsmotors mit geteilter Kurbelwelle, ohne expliziten Anspruch auf Vollständigkeit. Antriebskonzepte exklusiv für Schiffe sind ausgelassen – die erläuterten Beispiele sind jedoch mindestens auch für Landfahrzeuge angedacht. Alle gelisteten Patente / Offenlegungsschriften, Forschungskonzepte / Prototypen haben die vollständige Stilllegung abgeschalteter Zylinder / Teilmotoren zur bedarfsgerechten Lastdarstellung gemeinsam. Dabei kann übergeordnet zwischen Konzepten mit paralleler Motoranordnung und serieller Motoranordnung unterscheiden werden, wobei die parallelen Konzepte mindestens über eine Getriebestufe gekoppelt sind. Die seriell angeordneten Motoren werden entweder direkt an ihren gleichlaufenden Kurbelwellen oder ebenfalls über eine Getriebestufe gekoppelt. Beide Anordnungsvarianten sind mit separaten Motorgehäusen oder einem gemeinsamen Motorgehäuse vertreten, welches dann auch die Kupplungseinheit beinhalten kann.

Tabelle 2-2: Überblick von Splitmotoren im Laufe der Zeit

1898 – Patent: Antriebskonzept für Kraftfahrzeuge mit schwankenden Leistungsanforderungen wie beispielsweise Ziehen einer Last vs. Leerfahrt, welches aus mindestens zwei Motoren besteht – serielle Motorenanordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; neben einer der Zylinderabschaltung zuzuordnenden Variante, bei welcher sich die abgeschaltete Kolbengruppe aufgrund der gemeinsamen Kurbelwelle mitbewegt, wird eine Variante mit insgesamt drei sich in Reihe befindender Teilmotoren beschrieben; je ein Motor treibt ein Antriebsrad an; der dritte, mittlere Motor kann einem der beiden anderen Motoren bei Bedarf über eine Kupplung zwischen den Kurbelwellen zugeschalten werden oder alle drei Motoren können gemeinsam miteinander verbunden werden; JOHNSON [56]

bis
1900

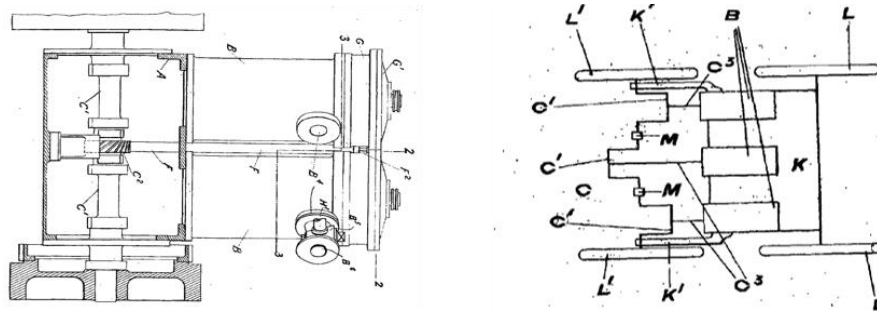


Abbildung 2-12: Zylinderabschaltungs- und Splitmotorkonzept von Johnson 1898 [56]

1905 – Patent: Antriebsstrangkonzep für ein Triebdrehgestell eines Schienenfahrzeugs bestehend aus zwei Vierzylinder Verbrennungsmotoren, welche über schaltbare Kupplungen gekoppelt werden können – parallele Motorenanordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; die Kupplungen sollen dabei elektrisch angesteuert und pneumatisch aktuiert werden; so kann die Antriebsachse von einem der beiden Teilmotoren beaufschlagt werden, oder von beiden Motoren gemeinsam; Im Notfall können die Teilmotoren zügig vom Antriebsstrang entkoppelt werden; EHLE [19]

bis
1925

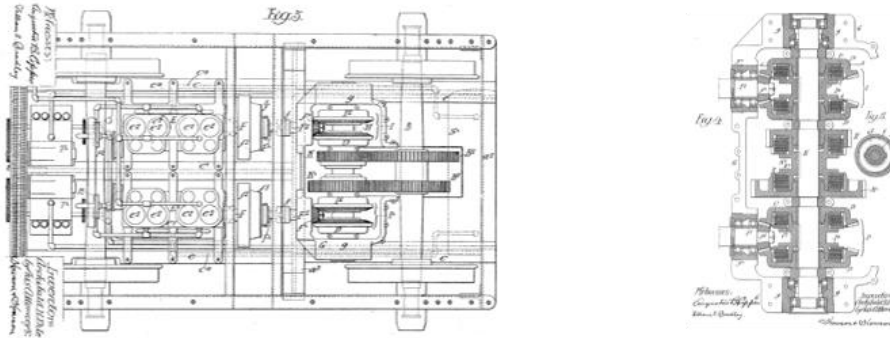


Abbildung 2-13: Triebdrehwagenkonzept mit zwei koppelbaren Motoren 1905 [19]

1920 – Patent: Antriebskonzept für Kraftfahrzeuge oder Schiffe mit mindestens zwei Motoren, welche bei einer beschriebenen Variante schaltbar miteinander koppelbar sind – parallele Motorenanordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; dabei kann ein erster laufender Motor den zweiten stehenden Motor durch Schließen einer Reibkupplung starten und an die Antriebswelle koppeln; der bedarfsgerechte Betrieb im ab- und zugeschalteten Modus steht nicht im Fokus des Patents, sondern die Installation von mehr Drehmoment in einem Fahrzeug durch beispielsweise zwei Motoren statt einem; dadurch wird die Drehzahl und damit der Verschleiß und Reibungsverluste reduziert; HUSSANDER [53]

1937 – Patent: Schaltvorrichtungskonzept für Fahrzeuge mit zwei Motoren, im Normalbetrieb kraftstoffeffizient mit einem Motor betrieben und für besondere Fahranforderungen durch Zuschalten des zweiten Motors mehr Leistung bereitstellend – parallele Motorenanordnung mit separaten Getrieben; bei dem Konzept ist jeder Motor mit einem eigenen Getriebe ausgestattet; die Schaltvorrichtung ermöglicht es die Schaltgestänge der Getriebe per Umschaltung vom Führerhaus separat oder gekoppelt zu schalten, wodurch ein Wechsel zwischen Einzel- und Mehrmotorbetrieb möglich ist, ohne das Fahrzeug zu verlassen; ZEINER [117]

bis
1950

1943 – Patent: Antriebsstrangkonzep für Fahrzeuge mit zwei Motoren, bei welchem die Motoren für eine erhöhte Bauraumeffizienz diagonal im Fahrzeug und beispielsweise im 90° Winkel zueinander angeordnet sind – parallel wirkende Motorenanordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; der Antriebsstrang befindet sich explizit hinter der antreibenden Hinterachse; über je eine schaltbare Kupplung zwischen Motor und Verbindungsgetriebe kann wahlweise im Ein- oder Mehrmotorbetrieb gefahren werden; WOLF [115]

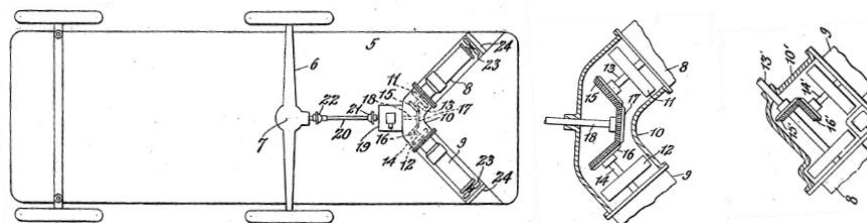


Abbildung 2-14: Splitmotorkonzept mit winklig angeordneten Motoren 1943 [115]

bis

1952 – Patent: Antriebsstrangkonzep für Kraftfahrzeuge, im speziellen LKW, bestehend aus mindestens zwei koppelbaren Motoren zur effizienzoptimalen, bedarfsgerechten Darstellung

1975 unterschiedlicher Antriebsanforderungen der Südwerke Motoren- und Kraftwagenfabrik GmbH. – serielle Motorenanordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; ein Teilmotor ist permanent mit dem Fahrgetriebe verbunden, die weiteren Motoren sind an diesen über Schaltkupplungen oder Freilaufkupplungen angebunden; für Wartungszwecke einzelner Motoren können diese ausgebaut und im Falle durch den Einbau eines Wellenstückes überbrückt werden, wodurch das Fahrzeug mit verminderter Leistung einsatzfähig bleibt; HAASE [41]

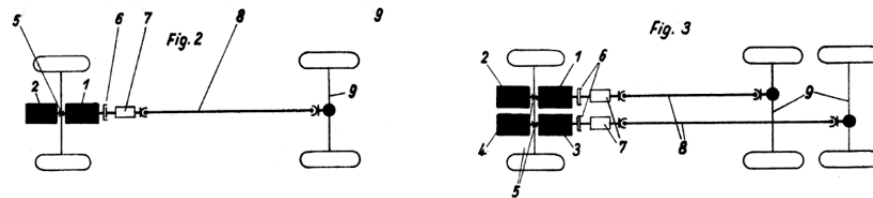


Abbildung 2-15: Splitmotorkonzept für LKW mit zwei und vier Teilmotoren 1952 [41]

1954 – Patent: Antriebsstrangkonzep, insbesondere für Schiffe, bestehend aus einem Haupt- und einem Hilfsmotor – parallele Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; beide Motoren sind am sekundären Kurbelwellenende über eine lösbare Kupplung an einen Generator gekoppelt; die Kopplungseinheit an den primären Kurbelwellenenden besteht aus einer Stirnradstufe und hydraulischen Kupplungen, welche proportional zum Füllstand Drehmoment übertragen; bei der einfachsten beschriebenen Variante mit zwei hydraulischen Kupplungen kann die Kraft des Hilfsmotors vollständig zum Generatorbetrieb, oder teilweise bis vollständig zur Unterstützung des Hauptmotors genutzt werden; umgekehrt kann die Kraft des Hauptmotors teilweise bis vollständig zur Unterstützung des Hilfsmotors geschaltet werden; SCHICK [96]

1965 – Patent: Antriebsmotorkonzept für Kraftfahrzeuge, Förderanlagen, etc., bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren zur verbrauchseffizienten, bedarfsgerechten Darstellung schwankender Lastanforderungen – parallele oder serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen oder über ein Sammelgetriebe; je nach Lastanforderung ist ein Teil- oder Vollmotorbetrieb möglich; der Umschaltvorgang kann automatisch, basierend auf der Antriebslast erfolgen; SCHEELE [95]

1980 – Offenlegungsschrift: Umfassendes Antriebsstrangkonzep inkl. Betriebsstrategie-konzep, bestehend aus zwei Teilmotoren in einem gemeinsamen Motorblock zur Effizienzoptimierung von VW – serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; es werden Reihen- sowie Boxermotoren benannt, welche einzelne Zylinder oder Zylindergruppen ruckfrei über eine im gemeinsamen Kurbelgehäuse integrierte Kupplung ab- und zuschalten können; die Last- und Fahrpedalstellung-abhängige Steuerung für Zu- und Abschaltung der Motoren teilt die Last bei einem Wechsel des Zuschaltzustandes gleichmäßig auf die Zylinder auf; HOFBAUER ET AL. [47]

bis
2000

1981 – Offenlegungsschrift: Antriebsstrangkonzep bestehend aus zwei Teilmotoren mit eigenständig angetriebenen Nockenwellen in einem gemeinsamen Motorblock zur Effizienzoptimierung von LuK – serielle Motoren Anordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; im Anforderungsfall wird der sekundäre Motorteil durch eine Reibkupplung zwischen den Nockenwellen der beiden Motoren beschleunigt; die formschlüssige Kupplung zwischen den beiden Kurbelwellen kann durch eine Kodierung nur in einer Umfangsposition geschlossen werden; sie wird erst geschlossen, nachdem durch die Reibkopplung zwischen den Nockenwellen annähernd Synchrondrehzahl hergestellt ist und die gewünschte rotatorische Position der Teilmotoren bzgl. deren Zündreihengfolge erzielt wird; HUBER ET AL. [51]

1982 – Offenlegungsschrift: Umfassendes modulares Motorkonzept aus mindestens zwei Teilmotoren zur Schaffung eines Baukastensystems und zur Effizienzoptimierung – parallele und serielle Motoranordnungen mit direkter Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe oder über Nebenwellen; unterschiedlicher Leistungsbedarf für verschiedene Fahrzeuge oder Fahranforderungen soll aus wenigen kombinierbaren Teilmotorbausteinen bereitgestellt werden; die Kopplung kann dabei starr oder dynamisch schaltbar erfolgen; Ein beschriebenes Beispiel ermöglicht es, zwei massenausgeglichene Teilmotoren unterschiedlicher Zylinderzahl

über eine Nebenwelle schaltbar zu verbinden bzw. jeweils einzeln auf das Fahrgetriebe wirken zu lassen; KRONOGARD [64]

1984 – Offenlegungsschrift: Antriebsmotorkonzept bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren zur Effizienzoptimierung – parallele Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; dem permanent betriebenen Hauptmotor kann der Hilfsmotor über eine zwischen Kurbelwelle und Getriebe sitzenden Magnetpulverkupplung zugeschaltet werden; durch optische Winkelsensoren wird der Hilfsmotor relativ zum Hauptmotor durch Regelung der Magnetpulverkupplung positioniert und durch ein mechanisches Einrastelement fixiert; so wird ein definierter Zündabstand sichergestellt; YAMAKAWA [116]

1992 – Patent: Detailliertes und umfassendes Konzept für einen Splitmotor bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren zur Effizienzoptimierung – serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; besonderer Fokus liegt auf einer definierten und bzgl. Zündabstand, freier Kräfte und Momente sowie Schwingungen optimalen, zuverlässigen Kopplung der Motoren; neben detaillierten konstruktiven Lösungen der dafür notwendigen Kupplung (Detaillierung und Fortsetzung in [57]) werden Vorschläge zu einem Splitmotorspezifischen Kühlkreislauf gemacht; KANIUT [58]

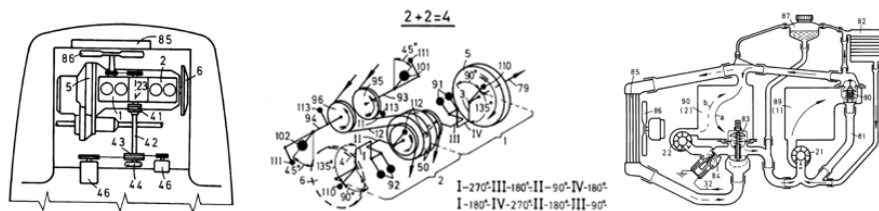


Abbildung 2-16: Massenausgleich- und Kühlkreislaufkonzepte für Splitmotoren 1992 [58]

2001 – Offenlegungsschrift: Microhybrid Antriebsstrangkonzepth bestehend aus zwei Teilmotoren, einem Nebenaggregateträger und einem Startergenerator zur Effizienzsteigerung von Bosch – parallele Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; sowohl der gegenüber dem Hauptmotor mindestens halb so starke Hilfsmotor als auch der Hauptmotor selbst können vom Sammelgetriebe durch Schaltkupplungen getrennt werden; das Konzept ermöglicht einen Fahrbetrieb mit jedem Motor separat als auch gemeinsam; der Generator kann dabei unterstützend oder generatorisch wirken; bei Fahrzeugstillstand sollen die Nebenaggregate alleine vom Hilfsmotor angetrieben werden; AHNER ET AL. [1]

2003 – Offenlegungsschrift: Antriebsstrangkonzepth bestehend aus mindestens zwei koppelbaren Teilmotoren zur Effizienzsteigerung von FEV – serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; ein erster Teilmotor ist über die Fahrkupplung an das Getriebe angebunden; der zweite Motor kann phasengenau durch Kupplungseinheit, welche aus einer Reibkupplung und einer schaltbaren Keilwellenverbindung besteht, gekoppelt werden, sodass ein gewünschter Zündabstand eingehalten wird; der zweite Motor kann dabei sowohl direkt hinter dem ersten Motor angebracht sein als auch durch eine Hohlwellenkonstruktion auf der gegenüberliegenden Seite des Getriebes; die spezifische Ausführung des Kühlkreislaufes sorgt für ein schnelles Aufheizen des Fahrzeuginnenraums im Teilmotorbetrieb; HOFBAUER [46]

2003 – Patent: Mildhybrid Antriebsstrangkonzepth ähnlich zum Microhybrid Konzept von Bosch [1] bestehend aus mindestens einem Elektromotor/Generator und mindestens zwei Verbrennungsmotoren zur Effizienzoptimierung – parallele Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über eine Sammelgetriebe; mindestens der Sekundärmotor kann vom Sammelgetriebe abgekoppelt werden; die E-Maschine wirkt entweder auf die nicht verbrennungsmotorisch angetriebene Achse oder auf das Sammelgetriebe, bzw. beides (zwei E-Maschinen); die Stadtfahrt soll bei dem Konzept größtenteils elektrisch erfolgen; bei höherem Leistungsbedarf werden die Verbrennungsmotoren sukzessive zugeschaltet; ROSSMANN [91]

2011 – Offenlegungsschrift: Antriebsstrangkonzepth bestehend aus mindestens zwei koppelbaren Teilmotoren mit gemeinsamer Nockenwelle und Ventilhubabschaltung des

bis
2025

abschaltbaren Motorteils zur Effizienzsteigerung von IAV – serielle Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über die Ausgleichswellen; dem permanent gefeuerten Primärmotorteil kann das Sekundärmotorteil über eine kombinierte Reib- und Zahnkupplung zwischen den Ausgleichswellen der Teilmotoren bedarfsgerecht zugeschaltet werden; bei stehendem Teilmotor werden dessen Ventile abgeschaltet und diese werden erst nach Erreichen der Synchrondrehzahl wieder zugeschaltet; das Konzept zielt auf eine besonders kompakte Bauweise ab; AMBROSIUS ET AL. [3]

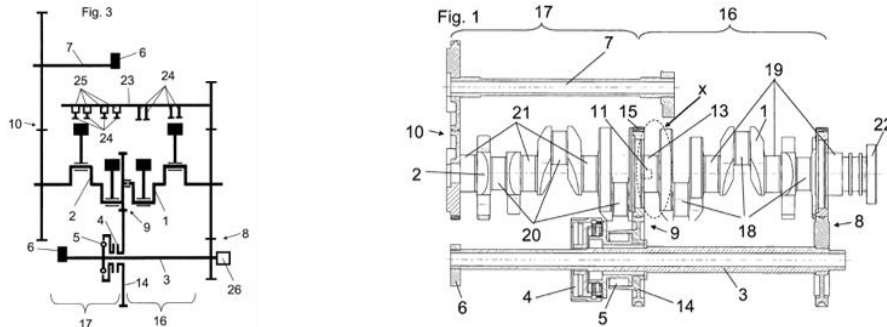


Abbildung 2-17: Splitmotorkonzept IAV 2+2 mit Kopplung über Ausgleichswelle 2011 [3]

2012 – Offenlegungsschrift: Antriebsstrangkzept bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren mit mindestens je einem Zylinder zur Effizienzsteigerung von Porsche - parallele Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über ein Sammelgetriebe; ein Teilmotor ist permanent über je eine Zahnradstufe an den beiden Kurbelwellenenden an die gemeinsame Motorausgangswelle gekoppelt; der zweite Teilmotor kann über ein oder zwei verschiebbare, elektromagnetisch, hydraulisch, oder pneumatisch aktuierte Zahnräder zugeschaltet werden; die verschiebbaren Zahnräder können dabei auf der Hauptwelle oder der Kurbelwelle sitzen; BAUM [7]

2012 – Forschung – simulativ / experimentell: Analyse von Schwingungsverhalten und Verbrauchspotential des in [3] von AMBROSIUS ET AL. skizzierten Splitmotorkonzepts von IAV – serielle Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über die Ausgleichswellen; basierend auf gefeuerten und geschleppten (inkl. Stripmessungen) Messergebnissen eines 1,6 Liter turboaufgeladenen direkteinspritzenden Vierzylinder Ottomotors wurden OD/1D-Motormodelle mit zugehörigem Fahrzeugmodell, sowie Schwingungsanalysemodelle des Kurbeltriebs aufgebaut und abgestimmt; mit Modellen für den Basismotor, für Ausführungen von Zylinderabschaltungsmotoren und für den IAV-2+2 Zuschaltkonzept werden das Schwingungsverhalten des Kurbeltriebs über Last und Drehzahl sowie die mögliche CO₂-Ersparnis in NEFZ und WLTP gegenübergestellt; ROß ET AL. [90]

2013 – Forschung – experimentell: Erste experimentelle Erprobung und Analyse eines Splitmotor-Prototypen am Motorprüfstand durch IAV – serielle Motoranordnung mit Kopplung der Kurbelwellen über die Ausgleichswellen; ein basierend auf den in [3] und [90] vorgestellten Konzepten entwickelter 1,6 Liter 2+2 Motor wird in einer ersten Messkampagne bzgl. Reibleistung geschleppt und bzgl. Kraftstoffverbrauch gefeuert stationär am Motorenprüfstand vermessen; die in [90] simulativ ermittelten Einsparpotentiale gegenüber einem Basismotor und einem Zylinderabschaltungsmotor konnten bestätigt werden; darüber hinaus wurde der Zuschaltvorgang experimentell mittels Prototypensteuergerät bei 2000 U/min erprobt und mit den Erkenntnissen simulativ für kürzere Zuschaltzeiten optimiert; DOLLER ET AL. [14]

2014 – Patent: Kupplungskonzept ohne Reib- oder Klauenkupplung für Motoren bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren von Schaeffler – serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; die Kurbelwellenachse des zuschaltbaren Motorteils ist senkrecht zur Kurbelwellenachse um die Länge des Kurbelhubs verschiebbar; durch den Exzenter- / Schiebe-Mechanismus des Kupplungskonzepts, welcher sich zwischen den Kurbelwellen befindet, sind die Motoren in koaxialer Position formschlüssig, rotatorisch definiert, verbunden; sind die Teilkurbelwellen achsparallel verschoben, kann der mit dem primären Motor verbundene Teil des Mechanismus im sekundären Teil des Mechanismus rotieren; FRIEDMANN [37]

2014 – Patent: Einfach regelbares Kupplungskonzept für Motoren bestehend aus mindestens zwei Teilmotoren von IAV – serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen

oder über die Ausgleichswellen; die Weiterentwicklung der von AMBROSIUS ET AL. [3] beschriebenen Kupplung bestehend aus Reib- und Klauenkupplung ermöglicht eine einfache Regelung für eine rotatorisch definierte, ruckfreie Kopplung der Teilmotoren; dazu sind die Klauentaschen der kodierten Klauenkupplung in Rotationsrichtung mit Federdämpfungselementen ausgestattet; die Klauenkupplung wird axial vorgespannt, nachdem die Reibkupplung den Sekundärmotor ausreichend beschleunigt hat; der Kupplungsvorgang findet dann ruckfrei ohne geregelte Vorpositionierung der Teilkurbelwellen statt; KNOLL ET AL. [61]

2015 – Offenlegungsschrift: Konzept zur Kopplung eines Verbrennungsmotors bestehend aus zwei Teilmotoren vor dem Motorstart von Schaeffler– serielle Motoranordnung mit direkter Kopplung der Kurbelwellen; ein elektrischer Drehantrieb am sekundären Motorteil dreht diesen vor Motorstart in die erforderliche Einrastposition; Fokus der Erfindung liegt auf der gewählten Drehrichtung für die sogenannte Vorstartsynchronisierung, um mit möglichst geringer Kraft des Drehantriebs eine zuverlässige und schnellstmögliche Kopplung zu erreichen; in Abhängigkeit von Ausgangswinkel und Zielwinkel resultieren unterschiedliche Gaskräfte und Beschleunigungen; deshalb wird basierend auf der durch Drehwinkelsensoren bekannten rotatorischen Lage der Teilmotoren eine stets optimale Drehrichtung gewählt; STEINBACH [104]

2014 – 2018 – eigene / beteiligte Veröffentlichungen: FISCHER ET AL. [33], KARMANN ET AL. [59], RÖSLER ET AL. [87] [89] [88], RÖSLER [86];

2014 – 2018 – projektspezifische Veröffentlichungen: BERGMAIER ET AL. [8], FISCHER ET AL. [31] [32];

Bereits im frühen 20. Jahrhundert werden detailliert auskonstruierte Lösungen, vor allem für den Kopplungsmechanismus bestehend aus Kupplung oder Kupplung und Getriebe, wie bei EHLE [19] 1905 präsentiert bzw. patentiert. Häufig sind ausschließlich konzeptionelle Lösungsvorschläge hinsichtlich Motoranordnung und -anzahl, Massenausgleich oder kombinierbarer Zylinderzahl beschrieben. Hinsichtlich der Motorperipherie werden teilweise Vorschläge zur Ausführung von Kühlkreislauf, Öldruckversorgung und Abgasführung erbracht. Ebenso wird der Zuschaltvorgang mit mehr oder weniger notwendigen Sensoren beschrieben. Im letzten Viertel des 20. Jahrhunderts steigen der Umfang und der Detaillierungsgrad der beschriebenen Lösungen merklich und zu Beginn des 21. Jahrhunderts werden erste hybride Lösungen skizziert. Zu der einzigen bekannten detaillierten Untersuchung eines Splitmotors inkl. ersten Prototypen-Versuch am Motorenprüfstand von ROß ET AL. [90] 2012 und DOLLER ET AL. [14] 2013 stehen die angekündigten weiterführenden Forschungsergebnisse noch aus. Anders als bei der Zylinderabschaltung ist in den letzten zehn Jahren ein Rückgang der Publikationen im Bereich von Splitmotorkonzepten zu beobachten – umfassend erforscht ist die gegenüber der Zylinderabschaltung effizienzsteigernde Technologie noch nicht.

2.4 Betriebsstrategien für Dynamisches Downsizing

Die Betriebsstrategie für Dynamisches Downsizing weist ähnliche Anforderungen auf, wie ein hybrides Antriebsstrangsystem, im einfachsten Fall bestehend aus einem Verbrennungsmotor und einem Elektromotor. Zur Darstellung des Antriebsbedarfs müssen mindestens zwei Drehmomentquellen unter Einhaltung unterschiedlicher Randbedingungen zur Erfüllung priorisierter Optimierungsziele miteinander kombiniert werden. Bei Splitmotoren entsprechen die Drehmomentquellen dem ersten und zweiten Teilmotor, bei der Zylinderabschaltung der

abschaltbaren Zylindergruppe und der dauerhaft gefeuerten oder sogar alternativ abschaltbaren Zylindergruppe. Obwohl Hybridsysteme im PKW Sektor im letzten viertel Jahrhundert ebenso als etablierter Stand der Technik anzusehen sind wie Zylinderabschaltungsmotoren, ist der Begriff Betriebsstrategie überwiegend im Zusammenhang mit Hybridsystemen geprägt (vgl. beispielsweise [73, 80]). Hingegen erfordert bereits ein konventioneller Antriebstrang mit einem dem Stand der Technik entsprechenden Verbrennungsmotor eine Betriebsstrategie, welche eine Vielzahl von Stellparameter verwalten muss, wie in Abbildung 2-18 aufgezeigt.

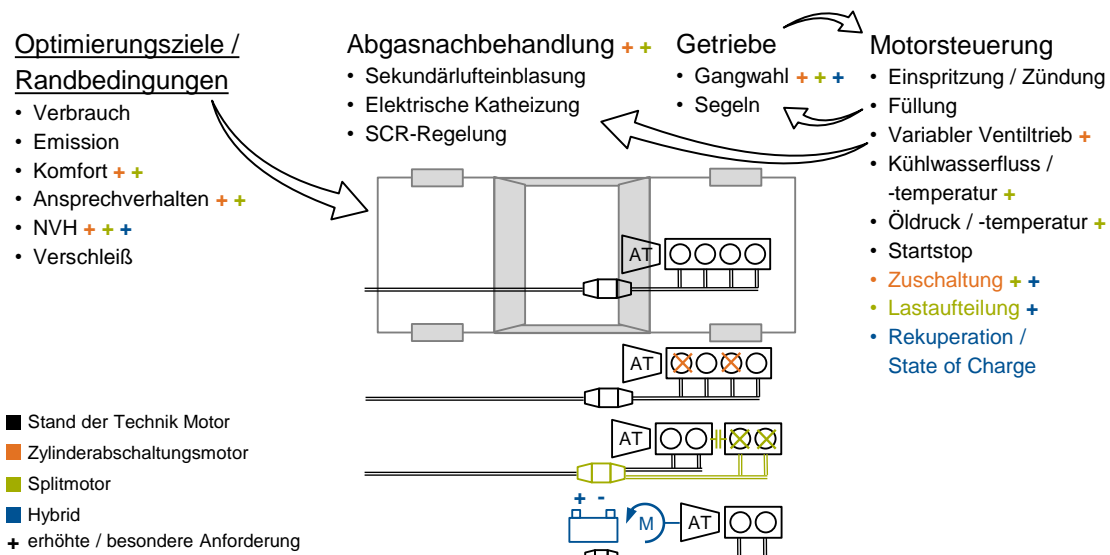


Abbildung 2-18: Betriebsstrategie: Randbedingungen und Eingangsgrößen

Zum Stand der Technik zählen seit einigen Jahren unter anderem variable Kühlmittel und Ölpumpen, vollvariable Ventiltriebe oder Automatikgetriebe mit neun Gängen und mehr. Im Falle eines Automatikfahrzeuges lässt sich eine für das System notwendige Betriebsstrategie beispielsweise in die Sub-Betriebsstrategien für Motor, Getriebe und Abgasnachbehandlung unterteilen. Es gibt dabei übergeordnete Abhängigkeiten der Sub-Betriebsstrategien zueinander, als auch bekannte Abhängigkeiten innerhalb der drei Subsysteme, wie z.B. Füllung und Zündzeitpunkt – davon wiederum abhängig die Motorlast und damit der Kühlbedarf. Für die Umsetzung eines Antriebsstrangs mit dynamischem Downsizing gewinnen einige bereits beim konventionellen Motor vorhandene Stellgrößen an Relevanz bzw. werden in ihrer Ausführung komplexer und es kommen spezifische Stellgrößen hinzu. Dies gilt auch für ein Hybridsystem mit zusätzlichen Umfängen wie Rekuperation und Batteriespeichermanagement.

Der Anspruch an die Betriebsstrategie ist nun, die primären Optimierungsziele zu erfüllen, ohne dabei sekundäre Optimierungsziele und beispielsweise gesetzliche oder systembedingte Randbedingungen außer Acht zu lassen. Je besser die physikalischen und chemischen Zusammenhänge zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen beschrieben sind, desto besser kann das Optimum angenähert werden. Vor allem für Gangwechsel oder das Zu- und Abschalten von Zylindergruppen ist dabei hinsichtlich Komfort, Fahrbarkeit, Verschleiß und Verbrauch eine ausreichende Hysterese zu implementieren. Bei der Systembeschreibung wird prinzipiell zwischen analytischen und heuristischen Verfahren unterschieden, wie es auch STIEGELER

[105] in seiner Arbeit beschreibt. Analytische Betriebsstrategien verknüpfen die Zusammenhänge des Systems über Kennfelder, formelmäßige Zusammenhänge oder echtzeitfähige physikalische bzw. semiphysikalische Modelle. Die erreichbare Qualität der Betriebsstrategie hängt dabei vom Detaillierungsgrad und der Applikationsqualität von Reglerparametern und Korrekturfaktoren / -funktionen ab. Bei heuristisch basierten Verfahren hängt die erreichbare Qualität hingen von der Quantität und dem erfassten Versuchsraum von Trainingsdaten ab, da die Zusammenhänge des Systems hierbei durch Fuzzy-Logik oder neuronale Netze (vgl. [65]) beschrieben werden. Die exakten systeminternen Zusammenhänge sind explizit nicht bekannt.

Sowohl analytische Verfahren als auch heuristische Verfahren können um Lernfunktionen erweitert werden. Ein Beispiel hierfür ist die Adaption des Zündzeitpunktes und Abspeicherung der auf Basis der Klopfanalyse erlernten Werte in einem überschreibbaren Speicher. Wurde beispielsweise ein Kraftstoff mit höherer Klopfneigung getankt, liegen nach kurzer Lernzeit von einigen Kilometern die adaptierten Werte vor. Der Motor kann beim nächsten Motorstart direkt mit den optimalen Zündzeitpunkten arbeiten, ohne durch Anwendung seiner Basiszündzeitpunkte bei spontanen Lastsprüngen wiederholt stark klopfende Betriebspunkte anzufahren. Die Lernfunktion läuft dauerhaft während eines unkritischen, konstanten Motorbetriebs, wodurch die Adaptionswerte angepasst werden, sobald sich die Klopfneigung durch Tanken eines anderen Kraftstoffes oder neue Umgebungsbedingungen ändert. Darüber hinaus ist durch solche Lernfunktionen eine gewisse Prädiktion der Fahrsituation möglich, was z.B. bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe Stand der Technik ist. Schaltpunkte werden anhand der Dynamikwünsche des Fahrers gemäß der Fahrpedalstellungen und -gradienten gelernt und können dem Fahrer dadurch eine bessere Fahrbarkeit oder einen niedrigeren Verbrauch einbringen, sollte er sein Verhalten beibehalten. Eine erhöhte Prädiktionsgüte wird erreicht, wenn GPS und internetbasierte Strecken- und Verkehrsinformationen herangezogen werden.

2.5 Einsparpotentiale durch Dynamisches Downsizing

Zur Einordnung der mittels Dynamischen Downsizing erreichbaren Verbrauchseinsparung sind in Tabelle 2-3 exemplarisch relevante Zylinderabschaltungskonzepte sowie das Splitmotorkonzept 2+2 von IAV und der Kenntnisstand zum in dieser Machbarkeitsstudie analysierten Splitkurbelwellenmotor nach BERGMAIER ET AL. [8] gegenübergestellt. Anhand einer teils experimentell, teils simulativ nachgewiesenen Verbrauchsreduktion im NEFZ lassen sich die Motoren gemeinsam vergleichen. Das Potential wurde für die beiden Konzepte von Mercedes ausschließlich im NEFZ gegenüber einem Vorgängerantriebstrang veröffentlicht. Da ein großer Anteil der Effizienzsteigerung generell neben der Abschaltung der neuen Motorgeneration zuzuschreiben ist, kann solch ein hohes Einsparpotential ausgewiesen werden. Bei den übrigen Beispielen wurde das Potential gegenüber einem Referenzmotor ohne Abschaltfunktionalität quantifiziert, wodurch diese Beispiele gut untereinander vergleichbar sind. Darüber hinaus sind teilweise Potentiale für alternative Fahrzyklen oder Bestpunkte veröffentlicht. Alle gelisteten Konzepte bis auf die von Ford und der TU Kaiserslautern schalten die Hälfte der Zylinder ab bzw. zu.

Wie auch von BINDER [10] zitiert, weist HOLMBERG [50] anhand einer umfassenden Analyse 11,5 % des gesamten Kraftstoffaufwands den mechanischen Verlusten des Motors zu, welche sich aus Kolbengruppenreibung, Lagerreibung, Ventiltriebreibung sowie hydraulischen Verlusten und Pumpverlusten zusammensetzen. Auf die von BINDER analysierte und optimierte Kolbengruppenreibung fallen 4,4 % bis 7,8 % des Kraftstoffaufwandes. Ohne den Effekt der Lastpunktverschiebung hätte der Zylinderabschaltungsmotor bei dauerhafter Abschaltung der halben Zylinderzahl folglich weniger als die Hälfte der 11,5% Einsparpotential – der Splitmotor bei vollständiger Stilllegung von Teilkurbelwelle, -ventiltrieb und der anteiligen Nebenaggregate nahezu die vollständigen 5,75 %.

Tabelle 2-3: Einsparpotentiale von Zylinderabschaltungs- und Splitmotoren

	Mercedes 2000; V12; [34, 98]	Mercedes AMG 2011; V8; [72]	Audi 2013; V8; [94, 39]	Volkswagen 2012; R4; [75]	Ford 2016; R3; [66]	TU Kaiserslautern 2018; R4 3+1; [99]	IAV 2013; R4 2+2; [14, 90]	TUM 2014; R4 2+2; [8]
Motortyp	Zylinderabschaltung	Zylinderabschaltung	Zylinderabschaltung	Zylinderabschaltung	Zylinderabschaltung	Zylinderabschaltung	Splitmotor	Splitmotor
Hubvolumen / dm³	~5,8	~5,5	~4	~1,4	~1,0	~1,4	~1,6	~1,6
Leistung / kW	270	310	309	103	~90	~70	~140	95
gefeuerte Zylinder	12-6	8-4	8-4	4-2	3-2	3-4	2-4	2-4
rel. Verbrauchersparnis an gewähltem Punkt* / %	~11 *Niedriglast	-	-	~27 *Niedriglast	-	-	~25 *Teillast	~18 *Niedriglast
rel. Verbrauchersparnis* im NEFZ / %	~20 *vs. Vorgänger	30 *vs. Vorgänger	5,5 *vs. ohne ZAS	~8 *vs. ohne ZAS	~5 *vs. ohne ZAS	8,8 *vs. ohne ZAS	8 *vs. ohne ZAS	14 *vs. Basis 4-Zylinder
rel. Verbrauchersparnis im WLTP / %	-	-	-	-	~2,7 *vs. ohne ZAS	7,4 *vs. ohne ZAS	-	8 *vs. Basis 4-Zylinder
rel. Verbrauchersparnis im eigenen Zyklus* / %	-	-	8,5 *Kundenprofil	20 *Stadtverkehr	-	7,7 *RDE	-	4 *CADDC

Bei höherer Dynamik sinkt das erzielbare Einsparpotential, da wie in 2.2 beschrieben bei kleiner installierter Motorleistung weniger häufig im abgeschalteten Modus gefahren werden kann. Das „Kundenprofil-Deutschland mit Autobahn“ von Audi ist nicht genauer spezifiziert. Da es sich um einen äußerst leistungsstarken Motor handelt, ist davon auszugehen, dass bei Konstantfahrt mit erhöhter Geschwindigkeit auf der Autobahn effizient im abgeschalteten Modus gefahren werden kann. Je nach Anteil dieses Fahrzustandes ist ein größeres Einsparpotential als im NEFZ plausibel. Der Splitkurbelwellenmotor erzielt gegenüber dem 2+2 Konzept von IAV einen deutlichen Vorteil im NEFZ. Zum Zeitpunkt der Ergebnisveröffentlichung liegen unterschiedliche Reifegrade der Analyse (experimentell gestützt IAV vs. ausschließlich simulativ TUM) vor. Der zu dem Zeitpunkt implementierte, für den aus den Teilmotoren dargestellten Referenzmotor noch nicht optimale Funktionsumfang, überschätzt das Potential des SCEs.

Vergleichend dazu reduziert BINDER durch Anpassung der Kolbenhemd- und Kolbenringgeometrie, einer alternativen Buchsenhonung und einer Ölviskosität von 0-W12 die Kolbengruppenreibung um 13 % bei hoher Drehzahl mit niedriger Last und um 47 % bei niedriger Drehzahl mit hoher Last – im Mittel um 27 %. Die dabei analysierten Betriebspunkte decken den NEFZ Leistungsbedarf größtenteils ab. Somit liefen die Maßnahmen von BINDER basierend auf dem Mittelwert von 27 % übertragen auf den Gesamtkraftstoffaufwand ein Einsparpotential von 1,2 % bis 2,1 %.

2.6 Herausforderungen und abgeleiteter Forschungsbedarf

Die Herausforderungen für die konstruktive Umsetzung und den Betrieb von Antriebssträngen mit Dynamischen Downsizing können teilweise von den im Stand des Wissens analysierten Konzepten abgeleitet werden. Für Zylinderabschaltungsmotoren sind die Herausforderungen bekannt und größtenteils gelöst, da die Technologie herstellerübergreifend bei Serienfahrzeugen eingesetzt wird. Für Splitmotoren hingegen beschränken sich die tiefgehenden Forschungsergebnisse auf das 2+2 Konzept von IAV. Die wesentlichen Herausforderungen für Antriebsstränge mit Zylinderabschaltung oder Splitmotoren sind in Tabelle 2-4 beschrieben. Die große Schnittmenge ist zu erkennen.

Tabelle 2-4: Herausforderungen für Zylinderabschaltungs- und Splitmotoren

Gemeinsame Herausforderungen für Zylinderabschaltungsmotor und Splitmotor	Zusätzliche Herausforderungen exklusiv für Splitmotoren
Optimale Leistungsaufteilung zwischen den Teilaggregaten / Zylindergruppen	Bauraumbedarf in Abhängigkeit von Motoranordnung und erforderlicher Kupplungseinheit
Optimale Lastaufteilung zwischen den Zylindergruppen im zugeschalteten Betrieb	
Bedarfsgerechte Schmieröl- und Kühlmittelversorgung	
Sicherstellung der Betriebstemperatur von nicht gefeuerten Zylindergruppen	Massenausgleich, da sich die Massenkräfte, anders als bei der Zylinderabschaltung, zwischen den Zuschaltzuständen ändern
Vermeidung einer Lambdaverfälschung für die Abgasnachbehandlung während Zuschaltvorgängen	
Gewährleistung der Betriebsbereitschaft der Abgasnachbehandlung im Zuschaltfall	
Effiziente, dynamische und komfortable Betriebsstrategie für Zu- und Abschaltung	Konstruktive Umsetzung und Steuerung / Regelung der Kupplungseinheit
NVH-Verhalten allgemein durch sich ergebende große und / oder ungleichmäßige Zündabstände	
Abgasturboaufladung: größere Spreizung der Massenströme bei einem Druckverhältnis und sich ändernde Zündabstände	

Der Forschungsbedarf für Splitmotoren ergibt sich durch die unzureichend oder nicht erforschten, mindestens jedoch nicht veröffentlichten, Teilaspekte zu Motoren mit geteilter Kurbelwelle.

Darunter fallen unter anderem folgende Aspekte, welche in der vorliegenden Arbeit am Beispiel des Splitkurbelwellenmotors aufgegriffen, erforscht und diskutiert werden:

- Auswirkung des installierten Leistungsniveaus, der Leistungscharakteristik sowie der Leistungs- und Lastaufteilung zwischen den Teilmotoren auf das Einsparpotential
- Detaillierte Analyse der sich ergebenden Freiheitsgrade und erforderlichen Randbedingungen für Kühlwasser-, Schmieröl- und Kraftstoffkreislauf
- Detaillierte Analyse der sich ergebenden Freiheitsgrade und erforderlichen Randbedingungen für die Abgasanlage
- Schwingungsverhalten und auftretende Momente von zwei in Reihe gekoppelten Verbrennungsmotoren, auch in Abhängigkeit der Splitkupplungsgröße / -trägheit
- Analyse der Eignung des Antriebskonzepts für künftige Emissionsgesetzgebungen inkl. obligatorischen RDE-Tests

3 Konzeptentwicklung und Randbedingungen

Konzeptionelle Grundüberlegungen zum Splitkurbelwellenmotor anhand von Recherche, Analyse und kompakter Gesamtfahrzeugsimulation wurden von Johannes Bergmaier durchgeführt und dienen als Ausgangsbasis für die detaillierte Machbarkeitsstudie. In den Kapiteln 3.1 bis 3.3 sind die sich ergebenden Randbedingungen und deren Hintergrund gesammelt und ergänzt. Die Ergebnisse von Johannes Bergmaier wurden durch Übergabegespräche im Zeitraum seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und der Erläuterung von ihm betreuter Studienarbeiten vermittelt. Diese Erkenntnisse wurden in Eigenleistung aufgearbeitet, plausibilisiert und ergänzt. Neben den Veröffentlichungen [32, 31, 8] und den Teilprojektanträgen [49, 100] liegen keine offiziell zitierbaren Dokumente von Johannes Bergmaier vor. Der Evolutionsprozess der Splitkupplung wird in 3.4 basierend auf den von der FZG durch Patrick D. Fischer übergebenen und gemeinsam diskutierten Erkenntnissen, sowie den Veröffentlichungen [32, 59, 33, 31], über die Konzeptphase hinaus dargestellt.

3.1 Mindestanforderungen an Fahrleistung und Emissionierung

Der Splitkurbelwellenmotor wird anhand eines PKW Antriebsstranges untersucht. Bestätigt sich dabei der erwartete Kraftstoffverbrauchsvorteil unter Einhaltung der Randbedingungen, lässt sich das Konzept mit hoher Wahrscheinlichkeit auf weitere Fahrzeugkategorien wie LKW oder Baumaschinen übertragen. Diese sind in vielen Bereichen bzgl. Bauraumverhältnissen, NVH und Fahrprofilodynamik weniger herausfordernd als ein PKW einzustufen.

Als Referenzfahrzeug dient ein fiktiver Mittelklasse-PKW mit 1500 kg Betriebsgewicht, dessen Gesamtmotorleistung so gewählt wird, dass sie zur Erreichung einer für die Fahrzeugkategorie am unteren Ende repräsentativen Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h ausreichend ist. Darüber hinaus müssen hinsichtlich der Dynamik die Vergleichszyklen NEFZ, WLTP, CADC und FTP-75 ohne Zyklusverletzung, also ohne Verlassen des zulässigen Toleranzbandes (vgl. 1.2), fahrbar sein. Somit wird ein Anwendungsbeispiel analysiert, welches keine überschüssige installierte Motorleistung aufweist, was wie in 2.2 beschrieben per se zu einem großen Einsparpotential führen würde. Eine Zykluserkennung oder sonstige prädiktive, auf äußeren Eingangsgrößen beruhende, Funktionen zur Steuerung des Antriebsstrangs sind für den Splitkurbelwellenmotor zu vermeiden. Hinsichtlich Fahrkomfort und Bauteilverschleiß wird die Anforderung nach einer moderaten Häufigkeit von Zu- und Abschaltvorgängen formuliert und um das Ziel ergänzt, Stadtfahrten weitestgehend im abgeschalteten Modus absolvieren zu können.

Mittelklassefahrzeuge werden heute mit einem breiten Spektrum an Motorisierungen von Vier- bis Sechszylinder angeboten, wodurch für das Splitmotorkonzept ausreichender Bauraum erwartet wird. Der Antriebsstrang soll kosteneffizient umgesetzt werden, weshalb bei einigen Komponenten auf komplexe State of the Art Lösungen verzichtet werden soll, wenn daran kein Splitmotorprinzip-bedingtes Einsparpotential hängt. Auf einen vollvariablen Ventilhub kann

demnach verzichtet werden, auf eine bedarfsgerechte Schmierölversorgung nicht, da mit dieser bei stillstehendem Teilmotor direkt Reibung eingespart wird.

Mit ausschließlich einem 3-Wege-Katalysator wird eine kostengünstige und zugleich effiziente Abgasnachbehandlung eingesetzt, welche ein ottomotorisches Brennverfahren bedingt. Auf Grund der heutigen Relevanz und künftigen Verschärfung der RDE-Zertifizierung ist ein stöchiometrischer Betrieb im vollständigen Motorkennfeld (Lambda-1 Applikation) erforderlich. Um gemäß derzeitigem Stand der Technik einen Ottopartikelfilter vermeiden zu können, ist exklusiv ein PFI Einspritzsystem vorgesehen.

Anders als von Bergmaier angenommen, ist bei der heute vorliegenden vollständigen Definition der WLTP Zertifizierung mit zugehörigen RDE Umfängen die freie Gangwahl ausschließlich mit einem automatisierten Getriebe zulässig und nicht mit einem manuellen Schaltgetriebe und Schaltanzeige. Um alle Freiheitsgrade des SCE-Konzepts nutzen zu können, wird deshalb konzeptionell die gegenüber einem manuellen Getriebe komplexere State of the Art Lösung eines automatisierten Getriebes vorgesehen.

3.2 Antriebstranglayout und Motorkonfiguration

Das Antriebsstranglayout wurde basierend auf den Mindestanforderungen und Randbedingungen in einem iterativen Prozess mit analytischen Überschlagsrechnungen und einer kompakten Fahrzeug- und Antriebsstrangsimulation in GT Suite von Gamma Technologies entwickelt. Eine Unterteilung des Motors in nicht mehr als zwei Teilmotoren wurde aufgrund einer sonst für eine Serienanwendung als nicht kostengünstig realisierbar angenommen Systemkomplexität vorausgesetzt.

3.2.1 Kurbelwellenkonfiguration, Zündabstand und Massenausgleich

Die serielle Anordnung der Teilmotoren bietet gegenüber der parallelen Anordnung die Möglichkeit, die Kurbelwellen direkt miteinander zu koppeln, wodurch eine sonst notwendige verlustbehaftete Getriebestufe eingespart wird. Für die Festlegung von Zylinderanzahl und -hubraum des demzufolge seriellen Splitkurbelwellenmotors sind Leistungsbedarf, thermische Bauteilbelastung, Bauraum sowie freie und auszugleichende Kräfte und Momente im Teil- und Vollmotorbetrieb berücksichtigt. Die Kopplung der Teilmotoren unter einem stets definierten Verdrehwinkel zueinander ist obligatorisch.

Anhand des errechneten Leistungsbedarfs und einem groben Marktscreening bzgl. in Serie befindlicher Motoren wird für die Konzeptionierung eine Gesamtmotorleistung von ~100 kW aus einem Gesamthubraum von ~1,5 Litern gewählt. Durch den Einsatz von State of the Art Technologien im Kühlsystem wie beispielsweise natriumgefüllte Auslassventile, ein CFD / CFX optimierter quergeströmter Kühlwassermantel oder ein integrierter wassergekühlter Auslasskrümmer, ist bei den sich aus der Motordimensionierung ergebenden Mitteldrücken von einer Umsetzbarkeit der Lambda-1 Applikation auszugehen. Erste Konstruktionskonzepte der Splitkupplung ergeben eine axiale Ausdehnung von ~250 mm, was etwas mehr als der Platzbedarf von zwei Zylindern eines aktuellen PKW Motors ausmacht. Die maximale Zylinderanzahl des

SCEs wird damit auf vier begrenzt. So wird der Bauraumbedarf aktuell in der Mittelklasse eingesetzt Reihensechszylindermotoren nicht überschritten. Um eine Gleichteilestrategie zu verfolgen, ist der SCE in zwei Teilmotoren gleicher Zylinderanzahl und Hubräume unterteilt. Eine ungleichmäßige, potentiell vorteilhafte, Lastaufteilung zwischen den Teilmotoren (vgl. [12, 76, 99]) kann dabei unter anderem durch Teilmotor-spezifische Aufladung erfolgen. Ein Einzylinderbetrieb konnte hinsichtlich NVH für PKW noch nicht gemäß heutiger Komfortanforderungen umgesetzt werden. Für den SCE ergibt sich demnach ein Konzept mit zwei mal zwei Zylindern. Zweizylindermotoren mit geeignetem Massenausgleich [70] bzw. der abgeschaltete Zweizylinderbetrieb eines Zylinderabschaltungsmotors [75] sind erfolgreich im PKW Bereich in Serienfahrzeugen eingesetzt.

In Abbildung 3-1 sind drei mögliche Kurbelwellenkonfigurationen für einen seriellen 2+2 Vierzylinder dargestellt und bzgl. möglicher Zündreihenfolgen und einem potentiell erforderlichen Massenausgleich erster und / oder zweiter Ordnung für den Zweizylinder- und Vierzylinderbetrieb beschrieben.

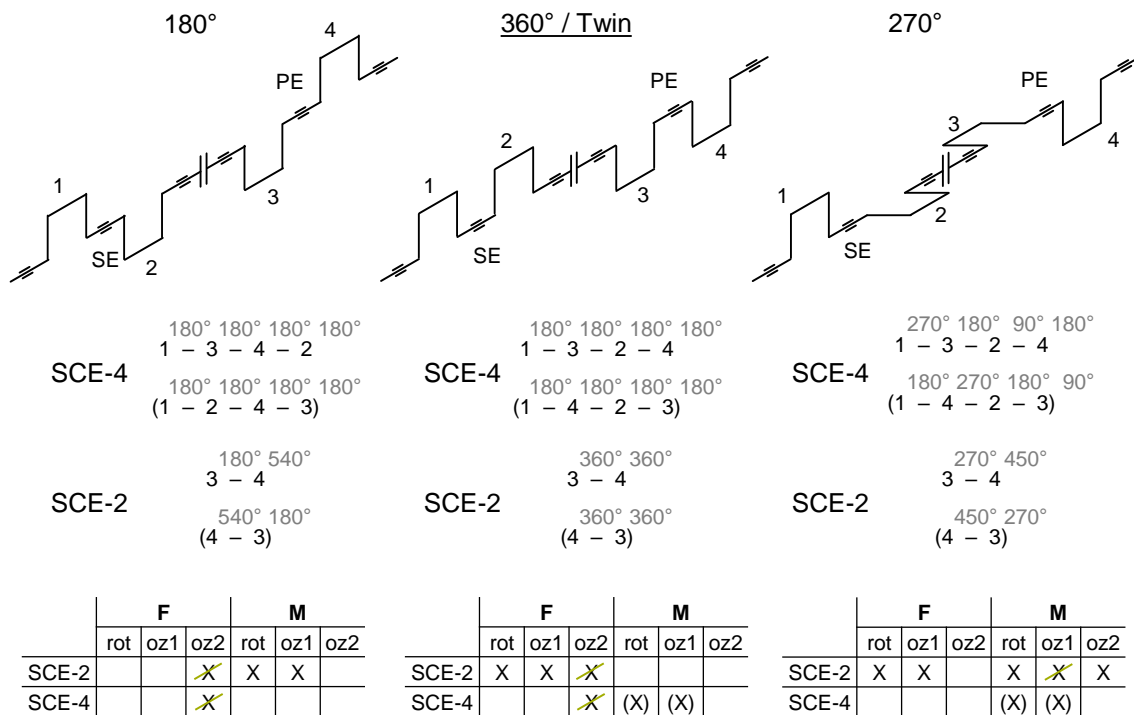


Abbildung 3-1: Kurbelwellenkonfiguration, Zündabstand und Massenausgleich

Werden beispielsweise Kräfte erster Ordnung am Teilmotor ausgeglichen, können diese im Vierzylinder auch keine Kräfte oder Momente erzeugen und sind deshalb in den Tabellen eingeklammert. Auf den Ausgleich von freien oszillierenden Kräften und Momenten zweiter Ordnung wird teilweise in Serienmotoren kleinen Hubraums (< 2 Liter) verzichtet [62]. Diese sind in der Tabelle durchgestrichen markiert. Ein Beispiel liefert der Fiat Zweizylindermotor mit Twin-Kurbelwellenanordnung [70]. Daher wird die Notwendigkeit eines Ausgleichs zweiter Ordnung bei der Auswahl der SCE-Kurbelwellenkonfiguration nur zweitrangig gewertet. Mit einer 180° Kröpfung des Zweizylinders ergibt sich bei einer Kopplung zum Vierzylinder die

geläufige Konfiguration für Reihenvierzylinder. Der quantitative Ausgleichsbedarf im Zweizylinderbetrieb der 180° Konfiguration bringt gegenüber einer 360° / Twin-Kurbelwelle keinen Vorteil. Ein Ausgleich eines Teilmotors zieht den Ausgleich des zweiten Motors für den Vierzylinderbetrieb nach sich. Demnach ist die Twin-Variante aufgrund eines gleichmäßigem Zündabstands im Zwei- und Vierzylinderbetrieb zu bevorzugen. Eine betrachtete 270° Variante ermöglicht es durch den alleinigen Ausgleich der ersten Ordnung im Zweizylindermodus teilweise und im Vierzylinderfall vollständig frei von Kräften und Momenten zu sein. Der ungleichmäßige Zündabstand im Teil- und Vollmotorbetrieb sowie die untergeordnete Relevanz eines Ausgleichs zweiter Ordnung begünstigt die Twin-Konfiguration. Unabhängig von den drei Kurbelwellenkonfigurationen treten bei einer lediglich um 360° diskreten Kopplung der Teilmotoren zwei Zündreihenfolgen im zufälligen Wechsel auf. Bei einem gefeuerten Wechsel von Zylinder 4 auf den am freien Kurbelwellenende befindlichen Zylinder 1 wird eine höhere Torsionsbelastung erwartet, als beim gefeuerten Wechsel von Zylinder 1 auf Zylinder 4. Um im Falle auftretender großer Belastungsunterschiede der beiden Zündreihenfolgen reagieren zu können, wird bei der Entwicklung der Splitkupplung eine 720° phasengenaue Kopplung als Teilanforderung mitberücksichtigt.

3.2.2 Funktionsumfänge von Splitkupplung und Betriebsstrategie

Die Splitkupplung, bestehend aus einer Reib- und einer Zahnkupplung, sitzt zwischen den beiden Teilmotoren PE und SE und bildet zusammen mit diesen den Splitkurbelwellenmotor, wie in Abbildung 3-2 schematisch dargestellt. Das direkt an den PE angebundene Getriebe, der Verbund aus SE, SCU und PE, die Nebenaggregate und das zentrale Steuergerät bilden zusammen den SCE-Antriebsstrang. Die auf dem Steuergerät implementierte Betriebsstrategie (BS) verwaltet die möglichen Zustände des Antriebsstrangs effizienzoptimal und regelt PE, SE, die SCU sowie die Nebenaggregate.

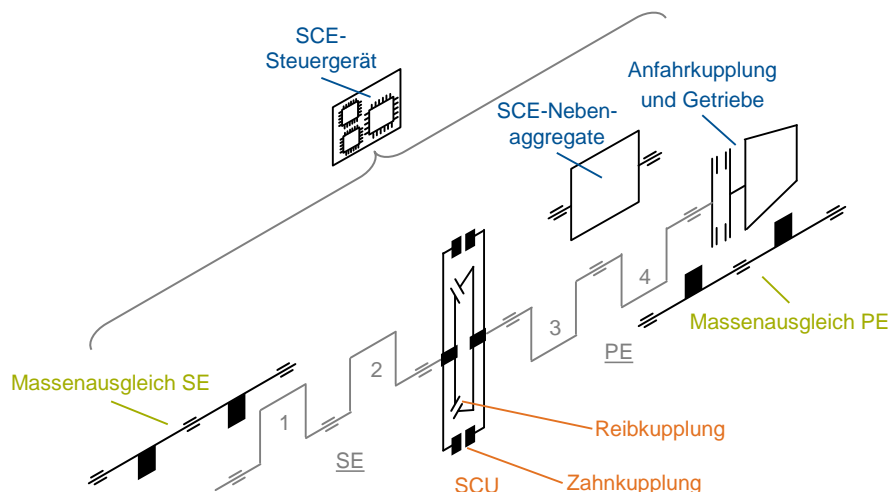


Abbildung 3-2: Splitkurbelwellenmotor Antriebsstrang schematisch

Die möglichen Zustände des Antriebsstrangs sind der Teilmotorbetrieb SCE-2 oder der Vollmotorbetrieb SCE-4, jeweils in Kombination mit den vorhandenen Gangstufen. Im Falle eines

Sechsganggetriebes ergeben sich somit 12 mögliche Zustände, welche durch die vorliegende Fahrsituation aufgrund von Geschwindigkeit \sim Motordrehzahl, der Beschleunigung und der Antriebsleistung beschränkt werden. Aufgabe der Betriebsstrategie ist es, die Fahranforderung durch Wechsel der Zustände und der Lastaufteilung zwischen den Motoren verbrauchsoptimal zu erfüllen. Untergeordnet spielt beim SCE-Antriebstrang vor allem das Thermomanagement der Teilmotoren eine Rolle, da im Anforderungsfall des SE für einen stets betriebswarmen Motor und eine betriebsbereite Abgasnachbehandlung zu sorgen ist.

Bei einem Wechsel vom SCE-2 in den SCE-4 Betrieb übernimmt die SCU den Start und die für einen gleichmäßigen Zündabstand erforderliche phasengenaue Kopplung des SE. Der SE selbst besitzt keinen eigenen Anlasser. Die Reibkupplung überträgt bei einer Zuschaltung ein Teilmoment des PE auf den SE und beschleunigt diesen geregelt auf die Drehzahl des PE. Im Bereich der Synchrondrehzahl beider Teilmotoren wird die für die definierte Einrastposition kodierte Zahnkupplung der SCU aktiviert und koppelt den SE an den PE. Ziel ist es, eine Zuschaltung in weniger als einer Sekunde zu realisieren. Für den Hochschleppvorgang wird durch die geeignete Dimensionierung und / oder Steuerung der SCU-Reibkupplung zu keinem Zeitpunkt das maximal bei jeder Drehzahl erreichbare Drehmoment des PE überschritten. Dadurch ist der Vorgang hinsichtlich des Komforts für den Fahrer weniger störend wahrzunehmen, als eine vollständige Zugkraftunterbrechung, wie es bei einem Gangwechsel eines manuellen oder automatisierten Schaltgetriebes der Fall ist. Zusätzlich kann der SE nach Überschreitung seiner Startdrehzahl bereits selbst ein unterstützendes Drehmoment erzeugen, wodurch im Vergleich zum rein geschleppten Zuschaltvorgang bei vergleichbarer Zuschaltzeit ein geringer negativer Einfluss auf die verfügbare Zugkraft am Rad entsteht. Im Best-Case muss lediglich die Energie zum Erreichen der SE-Startdrehzahl erbracht werden.

3.2.3 Funktionsumfang der Teilmotoren

Der Funktionsumfang der Teilmotoren richtet sich danach, kostengünstig zu sein und zugleich den Anforderungen des SCEs gerecht zu werden. Darüber hinaus ist die heutige und künftige Emissionsgesetzgebung zu berücksichtigen. Mit einem im gesamten Kennfeld stöchiometrisch geregelten Ottobrennverfahren können in Kombination mit einem Dreibegekatalsator niedrigste Emissionen erreicht werden. Durch den ausschließlichen Einsatz einer Multipoint Saugrohreinspritzung wird eine zylinderindividuelle Gemischregelung bei gegenüber der Direkteinspritzung niedrigeren Partikelemissionen kostengünstig ermöglicht. Beide Teilmotoren verfügen über einen separaten Ventiltrieb und prinzipbedingt jeweils über eine eigene Drosselklappe, um die individuelle Lastaufteilung der quantitätsgeregelten Teilmotoren zu ermöglichen.

Mit der kompakten Gesamtfahrzeugsimulation konnte durch eine asymmetrische Nennleistungsverteilung zwischen PE und SE ein Verbrauchsvorteil innerhalb der Mindestanforderungen (vgl. 3.1) für Höchstgeschwindigkeit und dem vorzugsweisen SCE-2 Betrieb für den städtischen Betrieb nachgewiesen werden. Der permanent betriebene PE erfordert für die urbanen Dynamikanforderungen der Vergleichszyklen mehr als die halbe

Systemleistung, wenn diese an den Überland- und Autobahnzyklusanteilen sowie der geforderten Höchstgeschwindigkeit von 200 km/h bemessen wird. Mit der Gleichteilstrategie für die Teilmotoren sowie deren Drehzahlkopplung, kann die Leistungssteigerung des PE gegenüber des makroskopisch baugleichen SE beim stöchiometrischen Brennverfahren nur durch eine Füllungssteigerung mittels Aufladung erfolgen.

Die Untersuchung unterschiedlicher Aufladesysteme und der sich daraus ergebenden Motorcharakteristika zeigt Vorteile für ein schnell ansprechendes Aufladesystem, welches bereits bei niedrigen Drehzahlen ein hohes Moment (Low End Torque) liefert und dabei möglichst wenig Strömungswiderstand bei saugmotorisch zu erreichenden Lasten erzeugt. Da für einen längeren erhöhten Leistungsbedarf der Sekundärmotor zugeschaltet werden kann, sind elektrisch betriebene Aufladesysteme mit kleinen, im Schlepptrieb zu rekuperierenden, elektrischen Speichern für den SCE generell interessant. Sowohl elektrisch betriebene als auch mechanisch angetriebene, schaltbar gekoppelte Verdichter können ihren Vorteil im Ansprechverhalten gegenüber einem Abgasturbolader gemäß der Simulationsergebnisse aus der Konzeptphase nur dann teilweise positiv für den Zyklusverbrauch nutzen, wenn der stillstehende Kompressor gebypassed werden kann. Aufgrund der erhöhten Komplexität für solch ein mechanisch oder elektrisch angetriebenes Aufladesystem wird der PE mit einem Abgasturbolader ausgestattet.

3.2.4 Abgasnachbehandlung, Nebenaggregate und Getriebeausführung

Der SCE stellt prinzipbedingt spezifische Anforderungen an die Eigenschaften seiner Nebenaggregate und Medienkreisläufe sowie an sein Abgasnachbehandlungssystem. Ein Motorstart im SCE-2 Modus sowie der längerfristige Betrieb darin muss möglich sein und im Falle einer spontanen und/oder auch nur kurzzeitigen Zuschaltung des SE soll dieser von Anfang an effizient betrieben werden. Ein funktionierendes, betriebswarmes Abgasnachbehandlungssystem für den SE ist dabei obligatorisch. Anderenfalls sind die Grenzwerte der aktuellen und kommenden Emissionsrichtlinien keinesfalls einhaltbar. Bereits wenige Arbeitsspiele eines nicht katalytisch nachbehandelten Abgases, gerade von kalten Brennräumen, können für die Nichteinhaltung des Zyklusgrenzwertes sorgen. Bei modernen Zylinderabschaltungsmotoren wird beispielsweise im Arbeitsspiel einer Zuschaltung eine Anfettung der gefeuerten Zylinder durchgeführt, um die nicht stöchiometrische Füllung der zugeschalteten Zylinder auszugleichen und somit die Funktion des 3-Wegekatalysators aufrechtzuerhalten. Zur Einhaltung der Euro 7 Norm werden durchaus komplexere Abgasnachbehandlungssysteme auch für Motoren ohne dynamisches Downsizing erwartet. Continental stellt 2019 beispielsweise für den Kaltstart ein direkt an das Turbinengehäuse angebundenes Ringspalt-Katalysatorsystem vor, welches optional mit einem Heizelement ausgestattet werden kann. Tenneco zeigt ebenfalls im Rahmen der Internationalen Automobil-Ausstellung einen Turbinenbypass, welcher für schnellste Aufheizzeiten bei Hybridfahrzeugen sorgt [5]. Für den SCE wird ein Abgasnachbehandlungssystem konzeptionell fixiert, bei welchem der dauerhaft betriebene PE den Katalysator des SE mit aufheizt und eine Lambdaverfälschung während Zu- und Abschaltungen strömungstechnisch vermieden wird, oder durch entsprechende Regelung

kompensiert wird, wie in Abbildung 3-3 schematisch skizziert. Die detaillierte Betrachtung der Abgasanlage des SCEs erfolgt in 6.4.

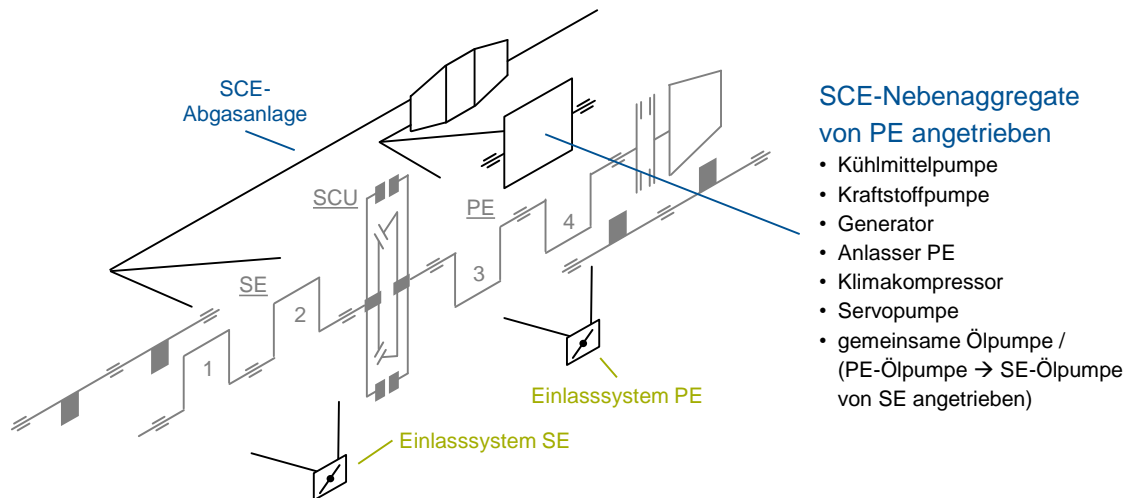


Abbildung 3-3: Abgasnachbehandlung und Nebenaggregate des SCEs schematisch

Alle dauerhaft für einen Fahrzeugbetrieb relevanten Nebenaggregate sowie der Anlasser sind dem PE zugeordnet und werden von diesem angetrieben. Die im SCE-4 Betrieb erforderliche Versorgung des SE mit Öl- und Kraftstoffdruck sowie mit Kühlleistung erfolgt zur Ausnutzung des größtmöglichen Effizienzpotenzials bedarfsgerecht. Die geringe elektrische Mehrleistung für Zündung, Einspritzung und Drosselklappe des SE wird durch den konventionellen Regelungsumfang des Generators abgedeckt. Die elektrische Leistung zur Aktuierung der SCU muss entsprechend bei der Dimensionierung berücksichtigt werden. Für die Öl-, Kraftstoff- und Wasserpumpe ergeben sich zwei Möglichkeiten. Eine einfache, dafür in ihrer Leistung regelbare Ausführung der Pumpen, welche vom PE angetrieben werden und in Verbindung mit notwendigen Ventilen zum Aufwärmen des SE einen Nebenaggregateträger bilden, oder die doppelte Ausführung konventioneller Pumpen jeweils separat an die Teilmotoren angebunden.

3.3 Relative Einsparpotentialabschätzung mittels Gesamtfahrzeugsimulation

Im Rahmen der Machbarkeitsstudie wird die Einsparpotentialabschätzung auf einen relativen Vergleich zwischen dem Splitkurbelwellenmotor und zwei Referenzmotoren in der Gesamtfahrzeugsimulation fokussiert. Sind relevante Unterscheidungsmerkmale der zu vergleichenden Motoren korrekt modelliert, erreicht man eine hohe Aussagekraft und vermeidet gegenüber der Betrachtung von Absolutwerten eine mögliche Verzerrung der Ergebnisse durch Modellierungsungenauigkeiten sekundärer Systemparameter des Fahrzeugs oder der Umgebung. Als Referenzmotoren ist ein konventioneller Motor (CE Conventional Engine) und ein Zylinderabschaltungsmotor (CDE Cylinder Deactivation Engine) aus den Teilmotoren des SCEs modelliert und jeweils in seinem Funktionsumfang adaptiert sowie um Motortyp-spezifisch reibungserzeugenden Komponenten ergänzt bzw. reduziert. Um dieses Vorgehen zu ermöglichen, werden die rotatorische Trägheit und der Reibwiderstand der Teilmotoren in ihre

Bestandteile wie Kurbelwelle, Massenausgleich, Steuertrieb etc. aufgelöst modelliert. Die Auflösungstiefe richtet sich dabei nach der vollständigen Differenzierbarkeit der drei Motortypen auf makroskopischer Ebene.

Für den CE entfällt beispielsweise jegliche Funktion von Abschaltung und alle Zylinder müssen stets gefeuert betrieben werden. Hingegen wird eine konventionelle Vierzylinderkröpfungskonfiguration für die Kurbelwelle angenommen, wodurch im Vergleich zum SCE kein Massenausgleich erforderlich ist und entsprechend keine Antriebsleistung dafür vom Motor erbracht werden muss. Der CDE behält die Funktion des dynamischen Downsizings, wobei der abgeschaltete Zylinderteil anders als beim SCE ein Reibmoment erzeugt. Der Massenausgleich entfällt beim CDE wie beim CE. Durch diese Vorgehensweise wird der ermittelte Verbrauchsvorteil des SCEs gegenüber dem CDE auf Reibungersparnis reduziert und gegenüber dem CE auf Reibungersparnis und Lastpunktverschiebung.

Die drei Motoren werden im selben Fahrzeugmodell verbaut und durch Simulation der Vergleichszyklen relativ zueinander verglichen. Je nach Untersuchungsziel wird die Splitkupplung und deren wirksames Moment auf den Antriebsstrang unterschiedlich detailliert berücksichtigt oder ganz vernachlässigt. Von Beginn an wurde bei den simulativen Untersuchungen darauf geachtet, neben dem theoretisch möglichen Potential des SCEs (Vernachlässigung des Zuschaltmoments der SCU, unendlich schnelle Zuschaltung, keine Beschränkung der Zuschalthäufigkeit etc.), das tatsächlich realisierbare Potential zu ermitteln (realistisches Zuschaltverhalten bzgl. Momentenbedarf, Zuschaltgeschwindigkeit und Stochastik etc.). Dafür wurde besonderes Augenmerk auf die Erstellung und Analyse einer nicht prädiktiven Betriebsstrategie für den SCE sowie eine moderate Anzahl an Zustandswechsel gelegt. Die Einbindung eines detaillierten SCU-Modells, wie in 5.1 beschrieben, dient weniger der realen Potentialbewertung, als dem Systemverständnis und der Untersuchung der Machbarkeit.

3.4 Die Splitkupplung als Kopplungsglied der Teilmotoren

In der frühen Konzeptphase wurden die elementaren Funktions- und Beschaffenheitsmerkmale der SCU definiert. Abbildung 3-4 zeigt die konstruktive Umsetzung der SCU (bereitgestellt durch FZG) zum Aufbau am Gesamtsystemprüfstand. Die SCU ist dafür in einem eigenen zu den Teilmotoren separaten Gehäuse integriert und kann mittels zweier Klemmkupplungen zwischen SE und PE eingebracht werden. Für eine spätere Umsetzung in einem Gesamtmotor ist ein gemeinsames Motor-Kupplungsgehäuse vorgesehen und die Anbindung an die Teilmotorkurbelwellen erfolgt mittels Kegelpressverband, einer Hirth-Verzahnung oder einer alternativen Flanschverbindung. Im Rahmen des DFG Projekts konnte die Kupplung nicht vollständig für den Prüfstandsaufbau bereitgestellt werden. Fertigung und Montage der SCU wurden durchgeführt und notwendige Anpassungen für einen funktionsfähigen Prototypen definiert (vgl. [102]). Die wesentlichen Ausführungsmerkmale können beibehalten werden und sind für die Prüfstandsausführung mit eigenem Gehäuse und eine Version für einen Gesamtmotor gleich.

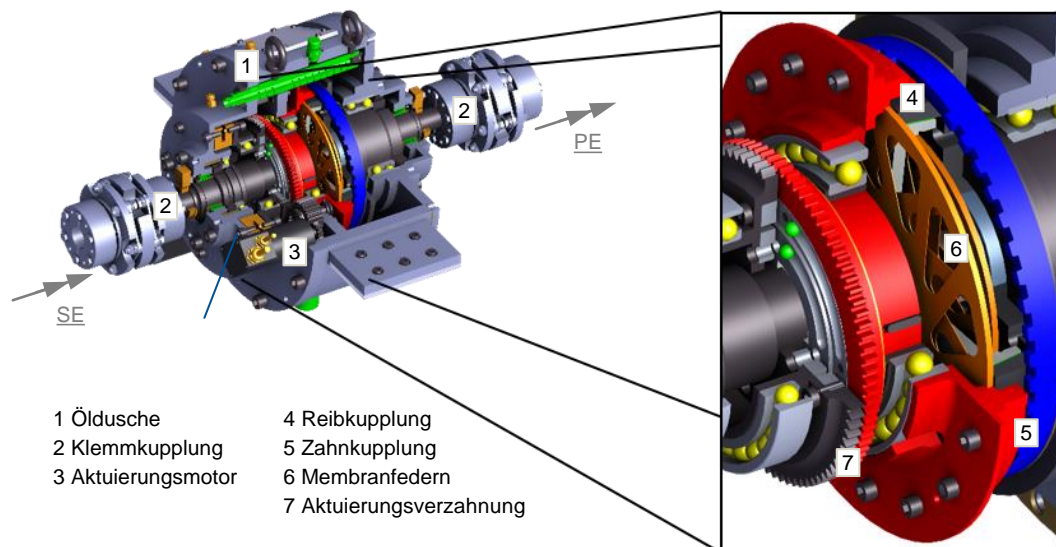


Abbildung 3-4: Konstruktive Umsetzung der Splitkupplung

Die in Motoröl laufende SCU weist für Reib- und Zahnkupplung einen geschlossenen Kraftfluss auf und leitet dadurch keine axialen Kräfte in die Kurbeltriebe der Teilmotoren ein. Die Aktuierung der beiden Kupplungsteile erfolgt durch einen elektromechanisch angetriebenen Doppel-Kugelrampenmechanismus. SE-seitig ist die Kugelrampe einteilig und PE-seitig zweiteilig ausgeführt. Die axial ineinander verschiebbaren PE-seitigen Kugelrampenteile sind durch Tellerfedern mit jeweils einem Teil der Kegelmkupplung bzw. Zahnkupplung Weg-Kraftgekoppelt, und eine Membranfeder pro Kupplung übernimmt die Drehmomentübertragung und Rückstellung. Die Aktuierungsverzahnungen der Kugelrampenscheiben weisen eine unterschiedliche Zähneanzahl auf und kämten mit einem gemeinsamen durch einen Elektromotor angetriebenen Zwischenritzel. Durch die unterschiedliche Zähneanzahl erfolgt beim Antrieb des Zwischenritzels eine relative Verdrehung der beiden Kugelrampen zueinander. Die Kugelrampenbahnen sind so ausgeführt, dass bei der relativen Verdrehung zunächst die Reibkupplung aktuiert wird, um einen Drehzangleich der Motoren zu schaffen. Bei weiterer Verdrehung wird die Zahnkupplung vorgespannt und die Reibkupplung definiert entspannt. Nach dem Einrasten der Zahnkupplung wird diese beim Erreichen der Endposition des Kugelrampenmechanismus mit einer definierten Kraft geschlossen gehalten und sorgt durch die Hirth-Verzahnungsähnliche Ausführung für eine in Umfangsrichtung spielfreie Kopplung von SE und PE. In einer Evolutionsstufe der SCU ist jeweils für die Reib- und die Zahnkupplung eine eigenständige Aktuierung vorgesehen, wodurch unter Einhaltung der Maximalleistung der Stellmotoren eine höhere Schaltdynamik der SCU dargestellt werden kann.

Die Trägheitsmomente der Teilkomponenten des finalen Konstruktionsstandes des SCE-Antriebsstrangs sind in Tabelle 3-1 gelistet. Die für den Prüfstands Aufbau erforderlichen Anschlusswellen mit zugehörigen Wellenkupplungen tragen SE-seitig 20 % des Gesamtträgheitsmomentes bei und der SE-seitige SCU-Anteil dominiert mit über 50 %. Auf der PE-Seite

ist der Anteil der Anschlusskomponenten zu vernachlässigen und der SCU-Anteil trägt gegenüber dem für die Motorgöße typisch dimensionierten Schwungrad nur ca. 13 % zum PE-seitigen Gesamtträgheitsmoment bei und beeinflusst damit die Dynamik des PE nur geringfügig.

Tabelle 3-1: Massenträgheit der wesentlichen SCE-Antriebsstrangkomponenten

	Sekundärmotor-Seite / kg*m ²	Primärmotor-Seite / kg*m ²
Motor (Kurbelwelle, Kolbengruppe, Massenausgleich, Ventiltrieb)	~0,0116	~0,0116
Schwungrad	-	~0,2000
Wellenkupplung (nur für Prüfstands Aufbau benötigt)	~0,0088	~0,0088
Anschlusswelle (zwischen Motor und Wellenkupplung)	~0,0018	~0,0001
Splitkupplung	~0,0285	~0,0320
Summe	0,0517	0,2535

Während des Hochschleppvorgangs müssen die Massenträgheit der gesamten SE-Seite sowie das Schleppmoment des SE überwunden werden. Die Summe der Momente muss gemäß der Anforderung, dass der Zuschaltvorgang weniger stark spürbar als einen Schaltvorgang mit Zugkraftunterbrechung ist, stets kleiner als das vom PE erbringbare Drehmoment sein. In Abbildung 3-5 sind für drei konstant zur Beschleunigung des SE wirksame Drehmomente und zwei unterschiedliche SE-seitige Trägheiten, die benötigte Zeit sowie der dabei zwischen den Teilmotoren zurückgelegte Differenzwinkel über die abzubauenende Differenzdrehzahl aufgetragen. Das Schleppmoment des SE inkl. dem davon geringen Reibungsanteil seiner SCU-Hälfte kann im Mittel überschlägig mit 15 Nm angenommen werden, welches zusätzlich zu den im Beispiel berücksichtigten 20 bis 60 Nm vom PE zu erbringen ist. Der PE liefert gemäß seiner konzeptionellen Auslegung $\geq 80\text{Nm}$ in weiten Bereichen seines Kennfelds.

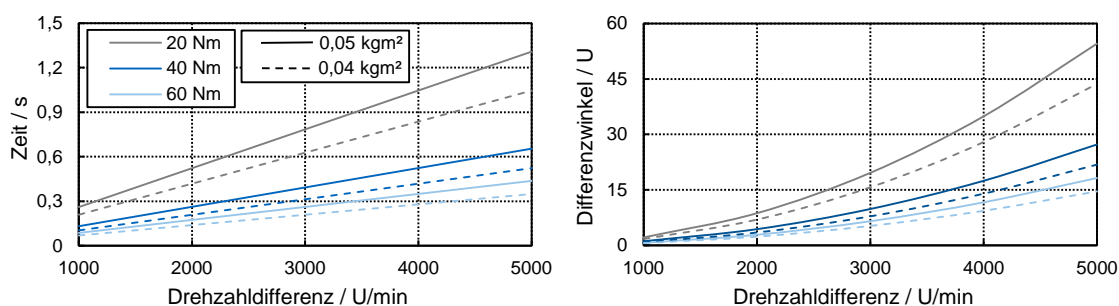


Abbildung 3-5: Hochschleppdauern und zugehöriger zurückgelegter Verdrehwinkel

Für den gesamten Zuschaltvorgang sind weniger als eine Sekunde vorgesehen. Als Entwicklungsziel wurden initial weniger als 0,5 s angestrebt, allerdings mit einer maximal zulässigen Zuschaltdifferenzdrehzahl von 3500 U/min und ohne Begrenzung des Hochschleppmoments

< PE-Maximalmoment. Jenseits von 3500 U/min wäre damit ein zugeschalteter Betrieb dauerhaft notwendig. Neben der dargestellten Dauer für den Drehzahlgleich nehmen weitere während eines Zuschaltvorgangs auftretende Zustände wie das Losbrechen des SE, seine Vorpositionierung und der Einrückvorgang zusätzlich Zeit in Anspruch. Zur Erreichung einer Zuschaltzeit von einer Sekunde verbleiben neben einem mit konstantem Maximalmoment von 60 Nm (+15 Nm mittleres SE-Schleppmoment) verlaufenden Hochschleppvorgang bei 3000 U/min ca. weitere 0,75 s. In der Realität unterliegen die an der SCU anliegenden Drehmomente durch PE und SE einer für Hubkolbenmotoren typischen zyklischen Schwankung und sind in Ihrer Amplitude größer als das maximale Reibmoment der SCU. Dies ist eine der Hauptherausforderungen beim Kontrollieren des Zuschaltvorgangs. Gelingt es die SE-seitige Trägheit der SCU beispielsweise um 20 % zu reduzieren, werden im Hochschleppvorgang bei 3000 U/min 0,05 s eingespart. Der SE legt dabei 6,5 bzw. 5,2 Umdrehungen zurück. Eine detailliertere Erläuterung des Zuschaltvorgangs inkl. zugehöriger Regelstrategie erfolgt in 5.1 und ist in [32, 59, 33] zu finden.

3.5 Definition des Splitkurbelwellenmotors

Zusammenfassend sind in Tabelle 3-2 die aus der Konzeptphase heraus definierten Merkmale des Splitkurbelwellenmotors aufgeführt und den teils noch offenen Aspekten bei der Detailausführung einzelner Subsysteme gegenübergestellt. Im Rahmen der Machbarkeitsstudie werden diese offenen Punkte analysiert und eine empfohlene Ausführungsart abgeleitet.

Tabelle 3-2: Definierte Merkmale des Splitkurbelwellenmotors

definierte Merkmale	offene Aspekte
Referenzfahrzeug zur Bewertung des Antriebsstrangs: Mittelklasse PKW 1500 kg	-
2 Teilmotoren gleichen Hubraums mit Twin-Kurbelwelle und separatem Ventiltrieb	-
unterschiedliche Leistungsaufteilung zwischen PE und SE durch Aufladung des PEs	Art des Aufladeorgans, Gesamtsystemleistung und relative Leistungsverteilung
Splitkupplung für Hochschleppvorgang und in Umfangsrichtung spielfreie Kopplung des SEs	Unterstützung des Hochschleppvorgangs durch frühzeitig gefeuerten Betrieb des SEs
serielle Anordnung der Teilmotoren und direkte Kopplung über die Kurbelwellen von PE und SE	720° genaue Kopplung der Motoren, oder 360° ausreichend
verbrauchsoptimale Kühlwasser- und Schmierölversorgung mit Aufheiz- und Warmhaltenmöglichkeit des SEs	schaltbare Pumpen oder doppelte Ausführung, Verschaltung der Medienkreisläufe
bedarfsgerechte Kraftstoffdruckerzeugung	
Abgasanlage mit Sicherstellung einer stets betriebsbereiten Abgasnachbehandlung des SEs	konstruktive Ausführung und Dimensionierung der Katalysatoren
städtischer Fahrbetrieb < 50 km/h vorzugsweise im abgeschalteten Betrieb SCE-2	Notwendigkeit der Anforderung für Verbrauch und Komfort
übergeordnete Gesamtbetriebsstrategie für PE und SE, SCU und Getriebe	exakter Funktionsumfang, freie Gangwahl durch automatisches Getriebe notwendig

3.6 Fragestellungen der detaillierten Machbarkeitsstudie

Aus 3.5 und 2.6 leiten sich die Fragestellungen der detaillierten Machbarkeitsstudie ab, welche am Ende der Arbeit beantwortet sein sollen. Die Fragestellungen sind:

- Kann die Machbarkeit / Umsetzbarkeit des Splitkurbelwellenmotor-Antriebsstrangs inkl. zugehöriger Betriebsstrategie ohne Prototypenfahrzeug bestätigt werden und welche Entwicklungswerkzeuge sind dazu geeignet und notwendig?
- Wie ist ein Entwicklungsprüfstand für das Gesamtsystem bestehend aus Teilmotoren, Medienkreisläufen und Splitkupplung auszuführen und welche Entwicklungsaufgaben können damit ohne Prototypenfahrzeug abgedeckt werden?
- Wie ist eine verbrauchsoptimale Betriebsstrategie für den SCE zu entwickeln, welche heutigen und künftigen Abgasgesetzgebungen inkl. Real Driving Emission Tests gerecht wird und wie sieht diese aus?
- Wie sind die Teilmotoren hinsichtlich Leistungscharakteristik und Emissionsverhalten auszuführen und können diese Eigenschaften an realen Motoren umgesetzt werden?
- Welche konstruktive und applikative Herausforderungen ergeben sich bei der Splitkurbelwellenmotor-spezifischen Teilmotorentwicklung und wie ist diesen zu begegnen?
- Wie sind die Mediensysteme Kühlkreislauf, Ölkreislauf und Kraftstoff des Splitkurbelwellenmotors auszuführen und mit welchen Entwicklungswerkzeugen können diese zielgerichtet dimensioniert und optimiert werden?
- Wie und mit welchen Entwicklungswerkzeugen ist eine SCE-spezifische Abgasanlage zu gestalten, zu dimensionieren und ihre Funktionserfüllung nachzuweisen?
- Ist eine 720° genaue Kopplung von PE und SE hinsichtlich Schwingungsverhalten und Bauteilbelastung erforderlich?
- Sind die angestrebten Zuschaltzeiten von < 1 s realisierbar und welche Auswirkung hat der Zuschaltvorgang auf die Bauteilbelastung und den Fahrkomfort?
- Welchen Einfluss hat die Größe der rotatorischen Trägheit der Splitkupplung auf die Mechanische Belastung des SCEs?
- Welchen Einfluss haben makroskopische Systemparameter wie Gesamtsystemleistung oder Leistungsaufteilung auf das Einsparpotential?
- Welches Verbrauchspotential bietet der SCE gegenüber einem Zylinderabschaltungsmotor und einem konventionellen Motor?

4 Forschungsmethodik und Forschungswerkzeuge

Im Rahmen der Machbarkeitsstudie werden unterschiedliche Forschungswerkzeuge aufgebaut und eingesetzt. Diese sind experimenteller oder simulativer Natur sowie Kombinationen daraus. Zielsetzung ist es dabei, neben dem Nachweis der generellen Umsatzbarkeit des Splitkurbelwellenmotors auch die besonderen Herausforderungen und Sensitivitäten des Systems zu detektieren sowie eine Messdatenbasis für eine spätere Detailoptimierung und Prototypenentwicklung zu schaffen. Aus der Forschungsmethodik wird so folglich die Entwicklungsmethodik abgeleitet. Experimentelle Untersuchungen sind für die zwingend real abzusichernden Eigenschaften durchzuführen, aber auch zur Erbringung von Validierungsdaten.

Der Gesamtsystemprüfstandsaufbau dient für weitestgehend alle experimentellen Teiluntersuchungen, exklusive der Vermessung der Ventildurchflusskoeffizienten der Versuchsmotoren und an der FZG durchgeführten Voruntersuchungen zum maximal über die SCU-Kurbelwellenanbindung übertragbaren Drehmoment. Die ausgewählten Versuchsmotoren werden am Prüfstand vermessen und optimiert. Reale Emissionen werden erfasst, welche nach Stand der Technik nur unzureichend genau bzw. mit unverhältnismäßigem Aufwand simulativ bestimmt werden können. Dies gilt auch für das Konvertierungsverhalten des Abgasnachbehandlungssystems des SCEs, v.a. im dynamischen Zyklusbetrieb inkl. Zu- und Abschaltvorgängen des SEs. Des Weiteren kann die Splitkupplung am Prüfstand zwischen den Motoren integriert und dynamisch erprobt werden. Dieser Nachweis des Kupplungsvorgangs ist auf Grund der Systemkomplexität auf dem Weg zu einem Gesamtprototyp des SCE-Antriebsstrangs dringend empfohlen, um spätere Entwicklungsschleifen zu vermeiden. Vor Einbringung der SCU zwischen PE und SE werden diese starr über einen hochdynamischen Drehmomentmessflansch gekoppelt betrieben. Das Schwingungsverhalten des Systems sowie die Belastung der SCU kann so frühestmöglich experimentell analysiert werden.

Neben der Abgasanlage werden auch die Mediensysteme Kühlwasser- und Ölkreislauf SCE-spezifisch aufgebaut. Damit werden Aufheiz- und Abkühlkurven aufgezeichnet, welche ebenso als Validierungsgrundlage für die simulative Abbildung der Medienkreisläufe dienen. Im weiteren Verlauf des Entwicklungsprozesses kann der Gesamtaufbau PE + SCU + SE im dynamischen Last-Drehzahlkollektiv der Vergleichszyklen am Prüfstand betrieben und dabei der Funktionsumfang der Mediensysteme abgesichert werden. Dazu lässt sich beispielsweise die Kühlleistung des Fahrzeugkühlers, welcher am Prüfstand durch einen Wasser-Wasser Wärmetauscher abgebildet ist, proportional zur Fahrgeschwindigkeit einregeln. Die für den Abtransport der Strahlungswärme der Motoren und motornahen Systeme dominante Motorraumdurchströmung könnte dabei ebenso mit dem am Prüfstand installierten Fahrtwindgebläse proportional zur Fahrgeschwindigkeit eingestellt werden. Das eigens auf einer LVK Entwicklung basierend umgesetzte Messdatenerfassungs- und Motorsteuerungssystem ermöglicht die vollumfängliche Erprobung des SCE-Antriebstrangs

und kann voll flexibel im Funktionsumfang bzgl. Software und Hardware erweitert werden. Neben den im Rahmen der Arbeit ausgewerteten und erläuterten Messdaten wird eine umfassende Messdatenbasis am Gesamtsystemprüfstand eingefahren und liegt für Folgeuntersuchungen bereit.

Der Einsatz der simulativen Forschungswerkzeuge ist obligatorisch zur Potentialbewertung und Systemanalyse, auch wenn zu einem späteren Zeitpunkt ein Prototypfahrzeug gebaut wird. Die 1D-Motormodelle, welche basierend auf Prüfstandmessdaten über eine Druckverlaufsanalyse erstellt werden, dienen sowohl der Motoroptimierung als auch der Implementierung in das Gesamtfahrzeugmodell. In Abhängigkeit des Detaillierungsgrades liefern die Motormodelle kurbelwinkelaufgelöste Ergebnisgrößen wie beispielsweise Drehmoment und Drehzahl, welche für die simulative Analyse und Optimierung der SCU mit zugehöriger Regelung erforderlich sind. Die am Prüfstand vermessenen Mediensysteme können nach der Modellerstellung an die Motormodelle gekoppelt werden und so innerhalb der simulierten Vergleichszyklen bewertet und optimiert werden. Für die Analyse und Auslegung des Abgasnachbehandlungssystems kommt zudem eine vereinfachte 3D Strömungssimulation mit Festkörperwärmeleitungskopplung hinzu.

Die Gesamtfahrzeugsimulation wird in drei Detaillierungsgraden umgesetzt. Die umfassendste Variante beinhaltet alle Subsysteme im höchsten Auflösungsgrad, beispielsweise vollständige 1D-Motormodelle oder das detaillierte mechanische Modell der SCU. Diese Variante dient dem Machbarkeitsnachweis sowie der Analyse und Optimierung der SCU inkl. zugehöriger Regelung. Dabei übernimmt ein nicht prädiktiver Fahrerregler die Vorgabe des gewünschten Drehmoments, um auf dem Fahrstrahl des vorgegebenen Geschwindigkeitsprofils zu bleiben. Das rechenzeitoptimierte Gesamtfahrzeugmodell beinhaltet nach wie vor alle Subsysteme und den Fahrerregler, allerdings mit teils vereinfachten Modellen. Beispielsweise ist die SCU nicht mehr vollständig aufgelöst, sondern es wird der Zuschaltvorgang durch ein in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl auf den PE für eine definierte Zeit wirkendes Drehmoment abgebildet. Dieses Modell dient der SCE Betriebsstrategieentwicklung und der Potentialbewertung. Das einfachste Gesamtfahrzeugmodell ist eine detaillierte Zugkraftbedarfsanalyse (ZBA), mit welcher makroskopische Änderungen zeiteffizient durchzuführen und zu bewerten sind, wie beispielsweise eine Potentialabschätzung bzw. Sensitivitätsanalyse hinsichtlich der Getriebeabstufung oder der Leistungsverteilung zwischen den Motoren.

Mit den erarbeiteten Forschungswerkzeugen kann die Detailentwicklung des SCE-Antriebsstranges in einem iterativen Prozess zwischen Experiment und Simulation bzw. Simulation und Simulation, wie in Abbildung 4-1 schematisch dargestellt, durchgeführt werden. Je nach Fragestellung bzw. Entwicklungsaufgabe wird der erforderliche Detaillierungsgrad der Simulationsmodelle herangezogen. Eine Gesamtfahrzeugsimulation zur Absicherung der Machbarkeit oder zur SCE-Betriebsstrategieentwicklung ist dabei mit unterschiedlichem Reifegrad einzelner Teillösungen parallel zu einer Zugkraftanalyse oder zu Prüfstandsuntersuchungen möglich und zulässig. Beispielsweise kann die Betriebsstrategie mit einem ersten Entwicklungsstand der Teilmotoren entwickelt werden und parallel dazu kann

mittels detaillierter Motorsimulation und Motorexperimenten ein zweiter Entwicklungsstand der Teilmotoren erarbeitet werden. Dieser kann im Anschluss je nach Bedarf in das Modell für die Betriebsstrategieentwicklung mitaufgenommen werden.

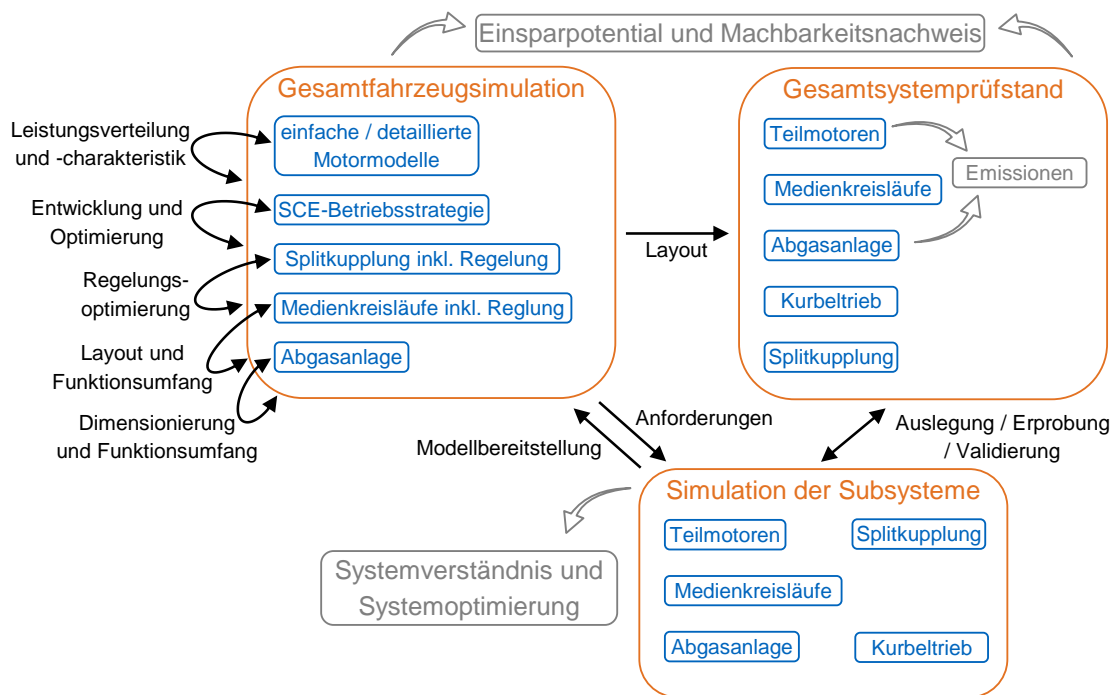


Abbildung 4-1: Iterativer SCE Entwicklungsprozess aus Simulation und Experiment

4.1 Gesamtsystemprüfstand

Für den Gesamtsystemprüfstandsaufbau steht eine leere Testzelle mit einer fest installierten und ausreichend dimensionierten E-Maschine (ca. 250 kW) zur Verfügung. Neben den SCE-spezifischen Anforderungen muss der Prüfstandsaufbau in kurzer Zeit ab- und aufbaubar sein, da während des Untersuchungszeitraums weitere Motoren in der Testzelle erprobt werden. Das für die SCE-Untersuchungen aufgebaute Messdatenerfassungssystem (MDE) und das Motorsteuergerät (ECU) können in der Testzelle verbleiben und mindestens hinsichtlich der Messdatenerfassung für die im Wechsel mit dem SCE betriebenen Motoren verwendet werden. Die wesentlichen SCE-spezifischen Anforderungen an den mechanischen Aufbau des Prüfstands sowie an MDE und ECU sind:

- Gefeuerter und geschleppter Motorbetrieb von PE und SE einzeln
- Gefeuerter und geschleppter Motorbetrieb von PE und SE starr direkt gekoppelt, starr über einen Drehmomentmessflansch gekoppelt oder über die SCU verbunden
- Aufnahme der SCE-spezifischen Mediensysteme unterschiedlicher Reifegrade für Kühlwasser, Schmieröl, Kraftstoff sowie der Ladeluftkühlung des PE
- Motorbetrieb bis 6000 U/min inkl. 0,1°KW genauer Druckindizierung des Einlass-, Brennraum-, und Auslassdrucks von mindestens einem Zylinder pro Teilmotor

- Teilmotorindividuelle Motorapplikation und Regelung der Mediensysteme
- Zeitlich gemittelte Erfassung aller relevanten Drücke und Temperaturen in Ansaug- und Abgastrakt sowie Kühlwasser-, Schmieröl- und Kraftstoffsystem
- Zeitlich gemittelte Erfassung des Kraftstoffverbrauchs sowie des Kühlwasser-, Schmieröl- und Luftdurchsatz
- Zeitlich gemittelte Erfassung der charakteristischen Abgasemissionen an unterschiedlichen Entnahmestellen des Abgasnachbehandlungssystems

4.1.1 Versuchsmotoren

Die basierend auf den Ergebnissen der Konzeptphase für die Umsetzung des SCEs am Prüfstand ausgewählten Motoren erfüllen die in 3.5 definierten Merkmale und sind in Abbildung 4-2 abgebildet. Zugehörige übergeordnete Motordaten sind in Tabelle 4-1 gelistet und den fiktiven Motoren aus der Konzeptphase, welche basierend auf realen Einzylindermessdaten eines PKW-Otto-DI Motors für die Gesamtfahrzeugsimulation modelliert wurden, gegenübergestellt. Im Vorfeld wurden Zweizylinder Motorradmotoren, Zwei- und Vierzylinder PKW-Motoren sowie Zweizylindermotoren für Sonderanwendungen wie Range-Extender oder Off-road- und Wasserfahrzeuge analysiert. Den besten Kompromiss aus Verfügbarkeit, Umbauaufwand, Flexibilität und Robustheit bietet der MPE 850 von Textron Motors (ehemals Weber Motor), welcher beispielsweise in Geländebuggys oder Jetskis eingesetzt wird.



Abbildung 4-2: Ausgewählte Versuchsmotoren für PE (links) und SE (rechts)

Die Motoren MPE 850 mit Twin-Kurbelwellenkonfiguration und Massenausgleich erster Ordnung sind sowohl als Saugmotor und als abgasturboaufgeladene Varianten von 15 kW bis ~110 kW erhältlich. Eingegangene Abstriche gegenüber den Konzeptmotoren beispielsweise

hinsichtlich höchster Effizienz, aufgrund der kurzhubigen Ausführung und nur einer obenliegenden Nockenwelle des MPE 850 schränken die Untersuchungen innerhalb der Machbarkeitsstudie nicht ein.

Tabelle 4-1: Motordatenübersicht der ausgewählten Teilmotoren

	Primärmotor (PE)	Sekundärmotor (SE)
Motortyp	MPE 850 TC von Textron Motors	MPE 850 NA von Textron Motors
Hubraum und Kurbeltrieb	MPE 850: 846 ccm – B x H = 89 x 68 mm; Twin-Kurbelwelle 360° (Konzept: 800 ccm – B x H = 79 x 82 mm; Twin-Kurbelwelle 360°)	
Brennverfahren	MPE 850: Ottobrennverfahren $\lambda \leq 1$; Multipoint PFI Einspritzung (Konzept: Ottobrennverfahren $\lambda = 1$; PFI oder DI Einspritzung)	
Ladungswechsel	MPE 850: abgasturboaufgeladen (Konzept: aufgeladen)	MPE 850: saugmotorisch (Konzept: saugmotorisch)
Nennmoment / Nennleistung	MPE 850: ~120 Nm / bis ~115 kW (Konzept: ~100 Nm / ~65 kW)	MPE 850: ~70 Nm / bis ~60 kW (Konzept: ~80 Nm / ~40 kW)
Sonstiges	MPE 850: Steuerkette, Massenausgleich 1.Ordnung, Trockensumpfschmierung inkl. Rückförderpumpe; Öl- und Wasserpumpe auf Massenausgleichswelle	

4.1.2 Prüfstands Aufbau mit Motorperipherie

Der Entstehungsprozess des Gesamtsystemprüfstandes ist schematisch in Abbildung 4-3 verdeutlicht. Ausgehend von den erforderlichen Randbedingungen erfolgt die Systemplanung mit der Komponentenauswahl für das SCE-System in einem iterativen Prozess. Die Auswahl umfasst die Motoren selbst, Komponenten der Mediensysteme wie Pumpen, Filter oder Leitungen sowie die gewünschte Messtechnik für Motoren und Mediensysteme. Besonderer Augenmerk bei der Konzeptauswahl und Detaillierung liegt auf der Flexibilität des Prüfstandsbaus, um die Motoren mit den Mediensystemen inkl. der Abgasanlage im Wechsel zwischen PE und SE einzeln und im Verbund betreiben zu können. Kritisch durch Drehmoment, Kraft oder Drehzahl belastete Bauteile wie beispielsweise die Schwungscheibe oder das Gestell selbst werden mittels analytischer und numerischer Festigkeits- und Verformungsanalyse abgesichert. Nach Fertigung und Montage des Prüfstandsbaus erfolgt die Inbetriebnahme und Optimierung des Gesamtsystems im Einmotorbetrieb mit dem PE.

Im gekoppelten Zweimotorbetrieb, sei es über die SCU oder eine starre Kopplung, kommen die in 3.4 benannten Wellenkupplungen zum Einsatz, welche in Umfangsrichtung steif und spielfrei sind und je nach Anzahl ihrer Lamellenpakete einen geringen Winkel- oder Achsver-satz ausgleichen können. An der Abtriebsseite des MPE850 ist ein wohldimensionierter 6-Lochflansch an der Kurbelwelle angeschmiedet, an welchem ohne Modifikation ein Adapterwellenstumpf SE-seitig für die Wellenkupplungen angebracht werden kann. Auf der Nichtabtriebsseite weist das aus dem Motor stehende Kurbelwellenstück einen geringen Durchmesser von 28 mm auf und ist mit einem Kegelsitz ausgeführt. Dieser Kegelsitz kann die auf einer analytischen Schwingungsanalyse basierenden, erwarteten Drehmomentspitzen nicht übertragen. Deshalb wurden bereits in der Konzeptphase unterschiedliche Anbindungsausführungen wie Reibschweißen oder eine Hirth-Verzahnung gesammelt und im weiteren

Projektverlauf von der FZG ausgelegt. Die zielführendsten Varianten wurden im Anschluss auf beschaffte MPE850 Kurbelwellen gefertigt und gemeinsam mit dem jeweils zugehörigem Adapterwellenstumpf an der FZG an einem statischen Torsionsprüfstand erprobt. Für die Umsetzung am Gesamtsystemprüfstand wurde ein warm gefügter und axial mittels Schraube gesicherter Kegelpressverband ausgewählt, welcher nach erstmaligem Setzen Momente $>1000\text{Nm}$ überträgt.

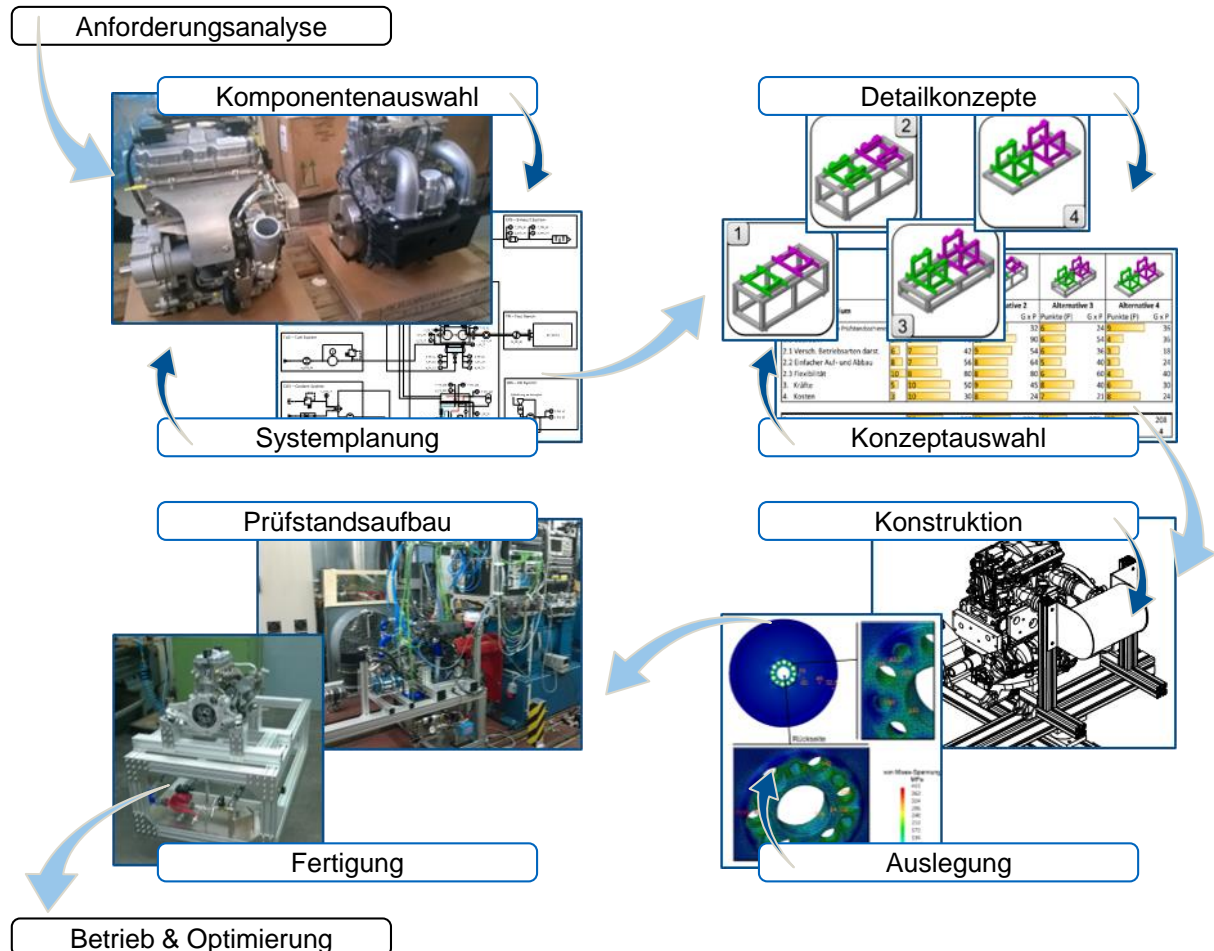


Abbildung 4-3: Entstehungsprozess Gesamtsystemprüfstand

Die Lageänderung von PE und SE zueinander als auch zur SCU darf im dynamischen Prüfstandsbetrieb nie die durch die Kupplungen definierte zulässige Lageänderung überschreiten. Abbildung 4-4 zeigt den Gesamtsystemprüfstands Aufbau des finalen Konzepts im Prüfraum. PE, SE und SCU sind starr auf einem gemeinsamen steifen Rahmen aus Aluminiumprofilen angebunden, welcher zum Prüfstandsgestell selbst weich angebunden ist. Dieses ebenfalls aus Aluprofilen aufgebaute Prüfstandsgestell nimmt die Mediensysteme Ladeluftkühlung, Kühlwasser und Schmieröl auf. Die Motoren können auf ihrem Subrahmen für die starre Kopplung (geringer Abstand) und die Kopplung mit der SCU (größerer Abstand) in unterschiedlichen Positionen mittels Klemmadaptern auf den Aluprofilen fixiert werden. Alle Messleitungen für Druck (Schläuche zu Druckmessumformern) und Temperaturen (Kabel zur

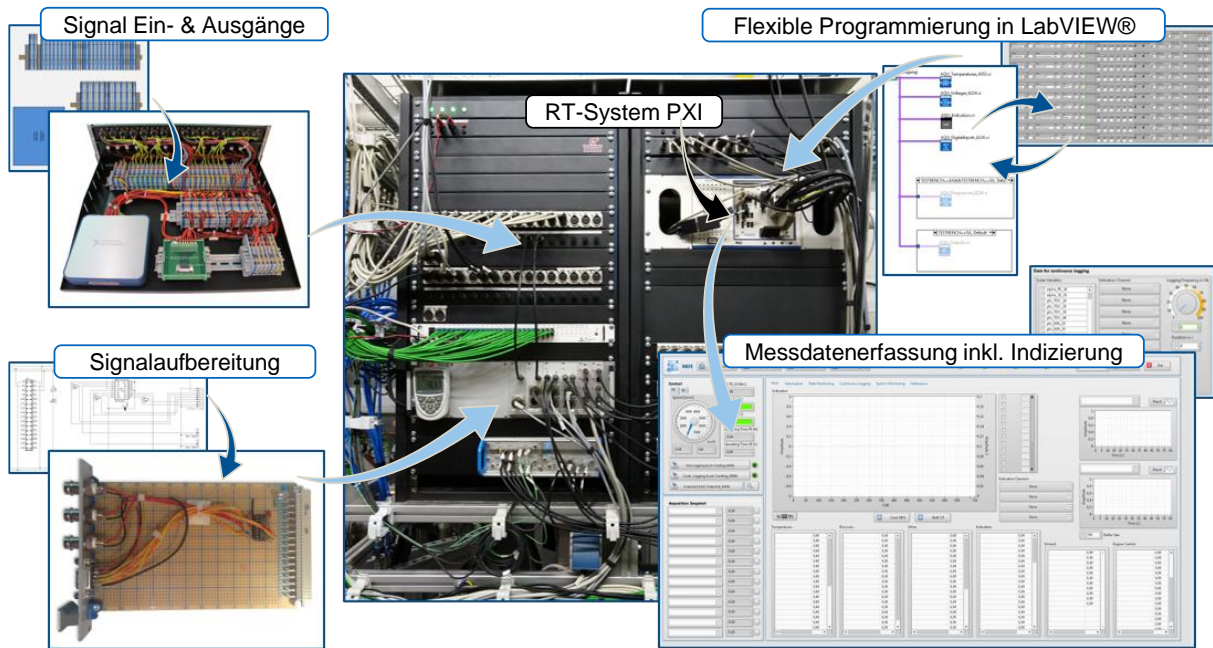


Abbildung 4-5: Übersicht zur Umsetzung der Messdatenerfassung

Tabelle 4-2: Übersicht zur eingesetzten Messtechnik

Subsystem	Eingesetzte Messtechnik
Teilmotoren	<ul style="list-style-type: none"> • Druckindizierung von Einlass- (Kistler 4045A5) und Auslasskanal (Kistler 4045A10 in Kühladapter) sowie Brennraum (Kistler 6061B) • Medientemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Materialtemperaturen von Einlass- und Auslasskanalwand, Buchse und Brennraumdach (TC Typ K) • Kurbelwinkelgetriggerte Strommessung an mindestens einer Zündspule und mindestens einem Einspritzventil je Motor
Kurbeltrieb	<ul style="list-style-type: none"> • Pro Motor ein Inkrementalgeber auf der Nichtabtriebsseite (Pepperl+Fuchs MNI40N) für Drehzahl, Winkelposition und Trigger der Indizierung • Drehmomentmessung zwischen Teilmotor/-en und E-Maschine (HBM T10FS 2000 kNm) • Kurbelwinkelgetriggerte hochdynamische Drehmomentmessung zwischen den Teilmotoren (Kistler KiTorque Typ 4551A)
Kühlwassersystem	<ul style="list-style-type: none"> • Kühlwassertemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Kühlmassendurchfluss (magnetisch-induktiv: ABB FEH300)
Schmierölsystem	<ul style="list-style-type: none"> • Schmieröltemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Schmieröldurchfluss (Schraubenspindel: Kral OMG 32)
Kraftstoffsystem	<ul style="list-style-type: none"> • Kraftstofftemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20)

	<ul style="list-style-type: none"> • Kraftstoffdurchfluss (Coriolis: Rheonik RHM 015)
Luftpfad Einlass	<ul style="list-style-type: none"> • Lufttemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Luftmassenstrom je Motor (Luftmassenmesser: Hitachi AFS60)
Ladeluftkühlung	<ul style="list-style-type: none"> • Lufttemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Wassertemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20)
Abgastrakt	<ul style="list-style-type: none"> • Abgastemperaturen (TC Typ K) und -drücke (WIKA S20) • Verbrennungsluftverhältnis (Lambdasonde Bosch LSU 4.2) • Abgaszusammensetzung (CO, CO₂, THC, NO_x, O₂ Horiba MEXA-7170)

Eine flexibel programmierte und schnell für unterschiedliche Prüfstandsaufbauzustände konfigurierbare Messdatensoftware ist in der graphischen Programmieroberfläche LabVIEW von National Instruments umgesetzt. Die GUI (Graphical User Interface) läuft auf einem über Ethernet angebundenen PC in der Messwarte. Für einen stationären Messpunkt werden die skalaren Messwerte, beispielsweise Drücke, Temperaturen oder Durchflüsse, über 60s gemittelt. Die Indiziermessgrößen wie Einlass-, Auslass- und Brennraumdruck oder das Drehmoment zwischen den Teilmotoren werden vollständig mit 0,1°KW Auflösung, durch die an den Kurbelwellen von PE und SE angebrachten Inkrementalgeber getriggert, für 200 Einzelarbeitsspiele und deren Mittelwert abgespeichert. Integrale verbrennungscharakterisierende Größen wie Heizverlauf, Druckanstiegsgradienten oder die Verbrennungsschwerpunktlage werden online berechnet, angezeigt und ebenfalls in den Messfiles gespeichert. Für die Mess- und Applikationsaufgabe werden alle Messwerte als skalare Größe visualisiert und können auf frei skalierbare Verlaufsgraphen gelegt werden.

4.1.4 Motorsteuergerät

Das Steuergerät für die Applikation und Vermessung des SCEs am Prüfstand wird auf Basis einer am LVK umgesetzten Motorsteuergerätvariante eines Vierzylindermotors programmatisch adaptiert und erweitert. Abbildung 4-6 veranschaulicht die Bestandteile der SCE-ECU. Wie bei der Messdatenerfassung kommt Hardware und Software von National Instruments zum Einsatz. Die in einem controllerlosen Rio-Chassis untergebrachten Signal Ein- und Ausgangskarten werden vom Controller des PXI verwaltet, auf welchem der flexibel gehaltene Programmcode der SCE-ECU parallel zur Messdatenerfassung läuft. Der Aufbau in einem 19“ Einschub mit Steckerbuchsen in den Frontblenden ist äquivalent zur MDE ausgeführt. Für die Ansteuerung der Drosselklappen, Lambdasonden und PFI Einspritzventile sind Automotive-spezifische Karten von National Instruments namens Drivven-Module eingesetzt, welche erforderliche Schaltleistung aufweisen und bereits vorgefertigte Funktionsbausteine mitbringen, um beispielsweise die Lambdasonde zu heizen und den Pumpstrom zu regeln und zu messen. Die Ansteuerung der Stabzündspulen erfolgt über eigens designte Endstufenmodule.

Über die ECU-GUI können PE und SE zylinderindividuell appliziert werden. Drosselklappenstellung, Zündzeitpunkt, Einspritzlage und -menge sowie beim PE zusätzlich der Ladedruck sind die wesentlichen Applikationsparameter. Die umgesetzte Schwerpunktlagen-, Last- und Lambdaregelung kann sowohl im stationären als auch im dynamischen Betrieb eingesetzt werden. Für den dynamischen Fall ist eine Vorsteuerung der Applikationsgrößen basierend auf der gemessenen Luftmasse oder der Drosselklappenstellung möglich. Die Ansteuerung und Regelung des SCE-spezifischen Kühlwassersystems ist software- und hardwareseitig in der ECU integriert. Bei der Umsetzung der SCE-ECU wurde eine spätere Integration der SCU bzgl. Kommunikation und Ansteuerung vorgehalten. Signaltechnisch wurde bei dem Aufbau der SCE-ECU darauf geachtet, dass alle für die Motorsteuerung inkl. Nebenaggregaten relevanten Ein- und Ausgänge über die im Rio-Chassis untergebrachten Karten abgedeckt sind und für die Messdatenerfassung softwareseitig bereitgestellt werden. Dies ermöglicht es, das SCE-Steuergerät für einen potentiellen Antriebstrang oder Fahrzeugdemonstrator unverändert losgelöst von der MDE einzusetzen, indem das Rio Chassis durch ein cRio-Chassis mit eigenem Controller ausgetauscht wird.

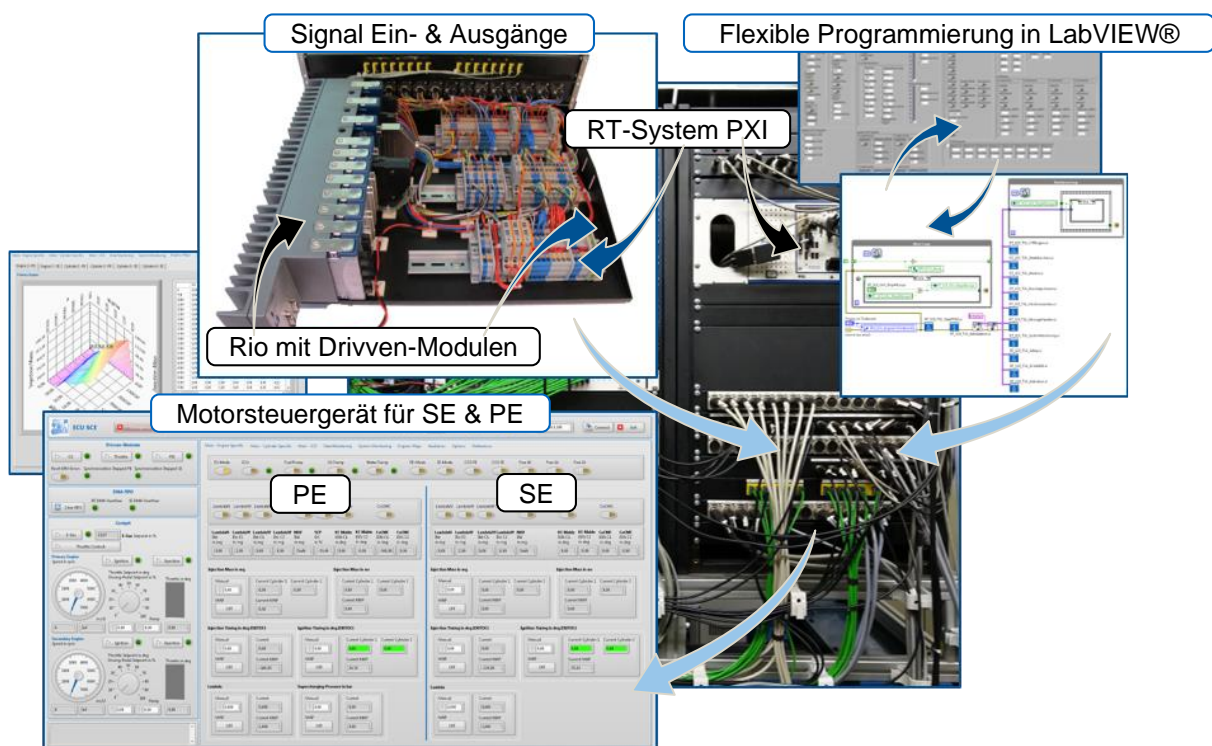


Abbildung 4-6: Übersicht zur Umsetzung des Motorsteuergerätes

4.1.5 Grundvermessung der Teilmotoren

Im Rahmen der Grundvermessung beider Teilmotoren werden zunächst die motorzugehörigen Steuergeräte mit Serienapplikation eingesetzt. Der turboaufgeladene Basismotor für den PE setzt eine über den gemessenen Saugrohrdruck vorgesteuerte Lambdaregelung mittels Sprungsonde ein und wechselt im oberen Last-/Drehzahlbereich in den rein gesteuerten (open-loop) Betrieb. Die Saugmotorbasis für den SE weist keine Lambdaregelung auf und wird

ausschließlich saugrohrdruckbasiert gesteuert betrieben. Die gesammelten Daten dienen zum Aufbau der Motorsimulationsmodelle und liefern Anhaltswerte zu Betriebsgrenzen wie maximale Auslasstemperatur oder maximaler Spitzendruck für die folgende SCE-spezifische Applikation. Darüber hinaus werden die Mediensysteme Kühlwasser und Schmieröl als Grundlage für die Auslegung der SCE-spezifischen Systeme hinsichtlich Kühlmitteldurchsatz, Druckverlusten, Kühlbedarf und Warmlaufverhalten analysiert. Zusätzlich erfolgten die Optimierung und der Funktionsnachweis des Prüfstandaufbaus sowie des Messdatenerfassungssystems inkl. der Indizierung.

Vor allem der turboaufgeladene Basismotor für den PE fettet an der Volllast zum Bauteilschutz an und weicht vermutlich klopflimitiert von der effizienzoptimalen Lage des Umsatzschwerpunktes (MFB50) von $8^{\circ}\text{KW}\pm 4$ (vgl. [6, 110]) bis 5°KW nach Zünd-OT ab, wie in Abbildung 4-7 zu erkennen.

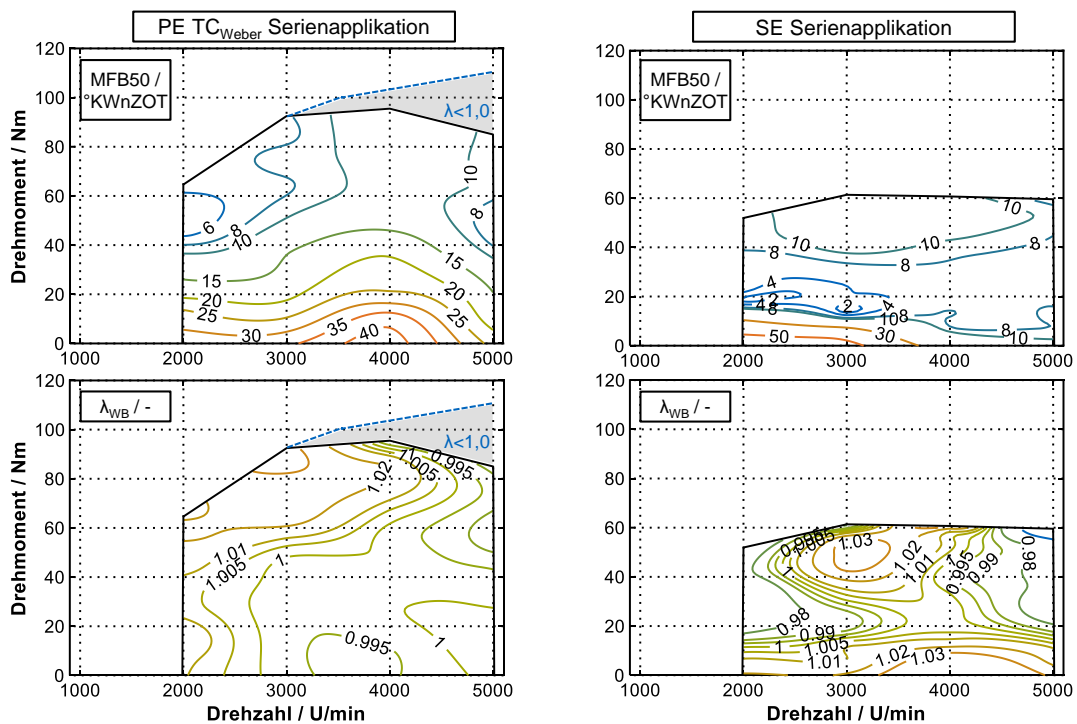


Abbildung 4-7: Grundvermessung der Teilmotoren PE und SE

Die Volllastanfertigung der Basisapplikation des PE im Auslieferungszustand stellt sich als nicht ausreichend dar. Bei 6000 U/min und ca. 120 Nm wurde bei einer Abgastemperatur von 950°C ein Glühzündungsschaden gefahren. Deshalb beschränkt sich der dargestellte Kennfeldbereich auf den für den SCE relevanten Applikationsbereich bis 5000 U/min und mit ausreichendem Sicherheitsabstand bezüglich Abgastemperatur. Der Turbolader der PE-Basis ist für eine hohe Spitzenleistung und den Betrieb bei hohen Drehzahlen ausgelegt. Bei beiden Motoren war die Vermessung im niedrigen Drehzahlbereich durch die automatische Aktivierung des Leerlaufreglers (beim PE < 1700 U/min, beim SE < 2000 U/min) limitiert. Auffällig waren unter anderem Temperaturunterschiede zwischen den Auslasstemperaturen beider Zylinder oder hohe THC Emission des aufgeladenen Motors, welche auf eine Kombination der

mittels Einspritzventilstrommessung detektierten vorgelagerten Einspritzstrategie und der großen Ventilüberschneidung zurückzuführen sind. Als Optimierungspotential für beide Motoren ist die effizienzoptimale und vollständige stöchiometrische und emissionsoptimale Applikation gegeben. Für den Primärmotor kommt die „Low End Torque“-Fähigkeit hinzu.

4.2 Motorsimulation

Als Motorsimulationssoftware wird GT-Suite von Gamma Technologies eingesetzt. Abbildung 4-8 gibt einen Überblick über die eingesetzten Motorsimulationsmodelle unterschiedlichen Detaillierungsgrades und ordnet diese den Anwendungsfällen zu. Mit den Messdaten wird eine Druckverlaufsanalyse (DVA bzw. TPA – engl. Three Pressure Analysis) durchgeführt, wodurch charakteristische Größen wie Brennverlauf, die Massenströme über die Gaswechselventile oder eine vollständige Verlustteilung gewonnen werden. Die Erkenntnisse werden entweder direkt zur applikativen oder hardwareseitigen Optimierung am Motorenprüfstand eingesetzt, oder die Brennverläufe werden beispielsweise über Wibe-Parameter in zwei- oder multidimensionale Kennfelder oder neuronale Netze abgelegt und in ein Arbeitsprozessrechnungsmodell (APR) überführt. Alternativ dazu können in der 0D-/1D-Motorsimulation semiphysikalische prädiktive Verbrennungsmodelle eingesetzt werden, welche mittels TPA-Ergebnissen oder Messdaten abzustimmen sind. Die abgestimmten APR-Modelle dienen zur Motorauslegung und Optimierung. Beispielsweise werden unterschiedlich Aufladeorgane für den Primärmotor hinsichtlich Effizienz und „Time to Torque“-Verhalten analysiert, oder Saugrohrängen für den Sekundärmotor variiert und anschließend am Motorenprüfstand umgesetzt.

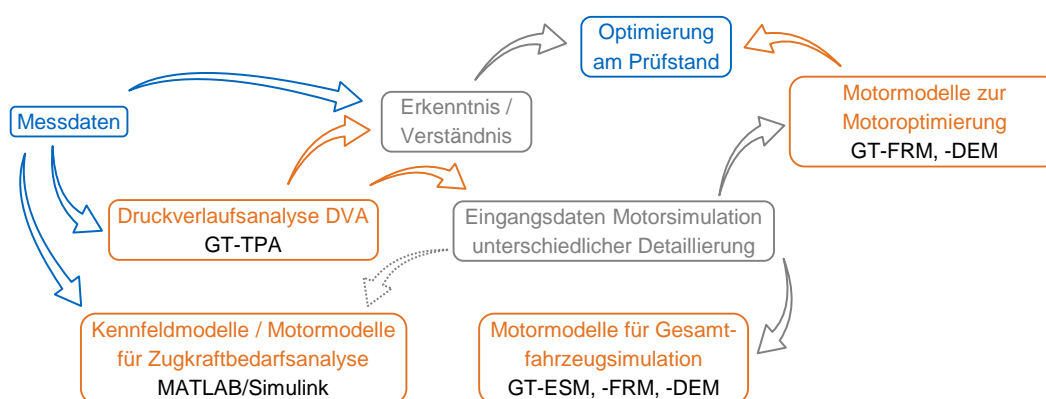


Abbildung 4-8: Überblick der eingesetzten Motorsimulationsmodelle

In GT-Suite wird zwischen drei Detaillierungsgraden für die APR-Modelle differenziert, welche sich für unterschiedliche Anwendungsfälle eignen. Den höchsten Detaillierungsgrad weisen die Detailed Engine Models (DEM) auf, welche jedes Rohrelement des Luftpfades von Luftfilter bis Endschalldämpfer eindimensional auflösen und Durchmessersprünge, Biegungen und Wandrauigkeiten bzgl. Druckverlust und Impuls abbilden. Für eine schnellere Rechenperformance können mehrere Rohrelemente durch Ersatzdurchflussbeiwerte zusammengefasst werden. Das so entstandene Fast Running Model (FRM) rechnet wie das DEM den Ladungswechsel kurbelwinkelbasiert und berücksichtigt die Impulserhaltung eindimensional. In beiden

Modelltypen können Aufladeorgane mittels Kennfeldern berücksichtigt werden. Die Modelle werden im Rahmen der Machbarkeitsstudie zur Motoroptimierung für die folgende experimentelle Umsetzung angewandt und parallel dazu in der detaillierten Gesamtfahrzeugsimulation. Ausschließlich für die GFS finden die Engine State Models (ESM) Verwendung, welche in GT-Suite automatisch aus den DEMs oder FRMs abgeleitet werden können. Bei den ESMs handelt es sich um reine Kennfeldmodelle, welche das Drehmoment mit unterschiedlichen Größen wie Verbrauch, Emission oder Abgastemperaturen verknüpfen. Diese können keine dynamischen kurbelwinkelbasierten Strömungsphänomene oder das Ansprechverhalten eines Turboladers wiedergeben, eignen sich aber aufgrund der geringen Rechendauer sehr gut für grundlegende Untersuchungen mittels der GFS. Kennfeldmodelle werden im Rahmen der Untersuchungen auch direkt aus Messdaten abgeleitet und entweder in GT-Suite für die GFS implementiert oder in der rein in MATLAB umgesetzten Zugkraftbedarfsanalyse (ZBA) (vgl. 4.4.2) angewendet. In MATLAB übergeführte ESMs aus GT werden ebenfalls in der ZBA eingesetzt.

Mit der Motorsimulation konnte neben den Untersuchungen in der GFS unter anderem die steuerzeitbedingte Kurzschlusspülung von Kraftstoffluftgemisch in den Abgastrakt nachvollzogen und mittels adaptiertem Einblasetiming reduziert werden. Der positive Effekt bzgl. verringerter THC-Emissionen wurde am Motorenprüfstand appliziert und verifiziert.

4.3 Simulation der Motorperipherie

Zur Auslegung und Analyse der Motorperipherie, d.h. des Abgasnachbehandlungssystems, des Kühlwasser- und Schmierölsystems sowie des Kurbeltriebs, bestehend aus PE, SCU und SE, werden unterschiedliche Simulationswerkzeuge aufgebaut. Die Übersicht dazu gibt Abbildung 4-9. Die Eingangsdaten wie Abgasmassenstrom, -temperatur und -zusammensetzung oder die Abwärmeströme in Kühlwasser und Schmieröl liefern Messdaten oder Simulationsergebnisse aus der Motorsimulation oder der Gesamtfahrzeugsimulation. Für die Kurbeltriebsimulation liegt der Fokus auf den dynamischen Drehmomenten aus Kolbenkraft, Massenträgheit und den Drehschwingungen.

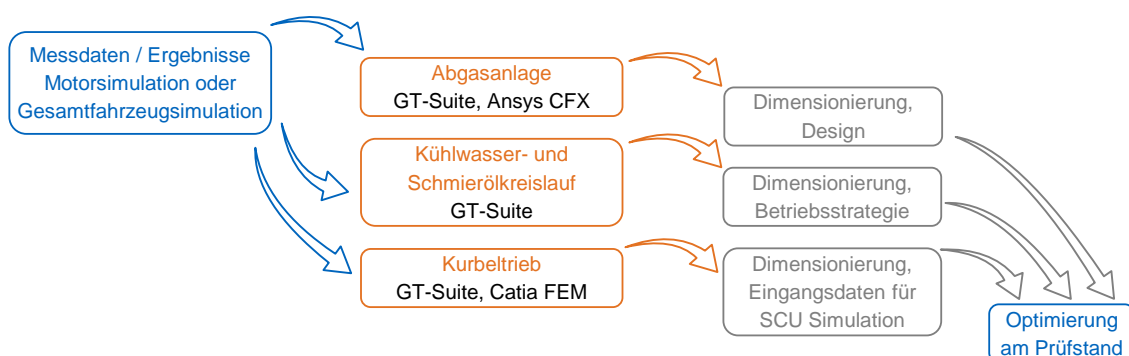


Abbildung 4-9: Überblick zum Simulationsvorgehen der Motorperipherie

Als Forschungswerkzeug für die Abgasanlage wird ein zweistufiger Simulationsprozess angewendet. In GT-Suite wird die Abgasanlage inkl. hinsichtlich Anzahl, Größe und Reaktivität zu

variierenden Katalysatoren als 0D-/1D-Simulationsmodell aufgebaut und mit Abgasmassenströmen aus dem Motorversuch oder der Motorsimulation beaufschlagt. Mit diesem Modell wird eine grundlegende Dimensionierung der Katvolumina durchgeführt. Das Aufheizverhalten und das materialtemperaturabhängige Konvertierungsverhalten werden im Modell berücksichtigt. Um ein aufheizoptimales konstruktives Design zu erreichen, werden als zweiter Schritt 3D-Strömungsrechnungen von Konstruktionsvarianten in der Software Ansys CFX durchgeführt. Modelliert sind Fluid und Festkörper der temperaturtechnisch und teils strömungstechnisch gekoppelten Katalysatoren von SE und PE. Im Fokus der Analyse steht das Aufheizverhalten der Kat-Zellstruktur. Die Unterschiede im Aufheizverhalten der Abgasanlagenvarianten werden am Motorenprüfstand plausibilisiert und in die Abstimmung der GT-Suite-Modelle einfließen. Die abgestimmten Modelle können in die GFS implementiert werden und in simulierten Fahrzyklen dynamisch erprobt werden. Gleichmaßen ist eine von der GFS losgelöste Simulation möglich, bei welcher die Ergebnisse der GFS oder von Messdaten als Eingangsgrößen eingesetzt werden. Dies gilt ebenso für die GT-Suite basierten Simulationsmodelle von Kühlwasser und Schmieröl sowie vom Kurbeltrieb.

Simulative Untersuchungen der Mediensysteme Kühlwasser und Schmieröl erfolgen ausschließlich in GT-Suite. In den Motormodellen werden die über das Wandwärmemodell errechneten Wärmeströme über Kolben, Buchse und Brennraumdach anteilig dem Kühlwasser, Schmieröl und Strahlungsverlusten zugewiesen. Den Motorkomponenten, beispielsweise dem Motorblock, werden thermische Massen zugeteilt und das vollständige Kühlmittel- und Schmierölsystem kann beliebig detailliert mit Rohrsegmenten, Drosseln und Kühlern modelliert werden. Durch am Prüfstand eingefahrene Aufheizkurven mit konstanten Lasten wird das Basissystem von Kühlwasser und Schmieröl abgestimmt. Im Rahmen der Machbarkeitsstudie liegt der Fokus auf der Untersuchung unterschiedlicher Verschaltungen und Dimensionierungen der Mediensysteme von PE und SE.

In GT-Suite erfolgt der Aufbau des SCE-Kurbelwellensystems aufgelöst in Wellenstücke, Flansche, Wangen und Hubzapfen. Den entsprechenden Komponenten werden Massen, Abmessungen und Ersatzsteifigkeiten zugewiesen. Letztere können auch von GT über die Maße und Materialeigenschaften errechnet werden. An den Kröpfungen der Kurbelwelle bestimmt das GT-Modell über die Vorgabe von Zylinderdruckverläufen, Geometriedaten des Kurbeltriebs und der Kolbenfläche die Drehmomentanregung. Die Abtriebsseite wird an eine konstante oder zeitlich bzw. kurbelwinkelbasiert schwankende Last angebunden. Beispielsweise für die Simulation der starr gekoppelten Teilmotoren am Prüfstand ist die E-Maschine mit ihrer Trägheit über ein Feder-Dämpfer System, welches der torsionsweichen Verbindungswelle am Prüfstand entspricht, angebunden. Mit dem Modell können neben der Untersuchung konkreter Lastfälle auch Resonanzanalysen durchgeführt werden. Eine Plausibilisierung des Modells ist im Rahmen der Machbarkeitsstudie neben analytischen Nachrechnungen für ausgewählte Fälle auch über die hochdynamische Drehmomentmessung zwischen den

Teilmotoren möglich. Ein validiertes Modell ermöglicht es in Folgeuntersuchungen, den Kurbeltrieb des SCEs belastungsgerecht zu dimensionieren und Eigenfrequenzen zu verschieben, um kritische Resonanzfälle zu vermeiden.

4.4 Gesamtfahrzeugsimulation

Als zentrales Forschungswerkzeug ist die Gesamtfahrzeugsimulation von der Konzeptphase an eingesetzt und vereint dabei in ihrer umfassendsten Ausprägung optional die detaillierte Motorsimulation in GT-Suite, die SCU-Simulation in MATLAB/Simulink und die Simulationsmodelle der Motorperipherie in GT-Suite in einem Co-Simulationsmodellenaufbau. In Abbildung 4-10 sind die unterschiedlichen Detaillierungsgrade der eingesetzten Gesamtfahrzeugsimulationsmodelle und ihr Einsatzzweck schematisch dargestellt.

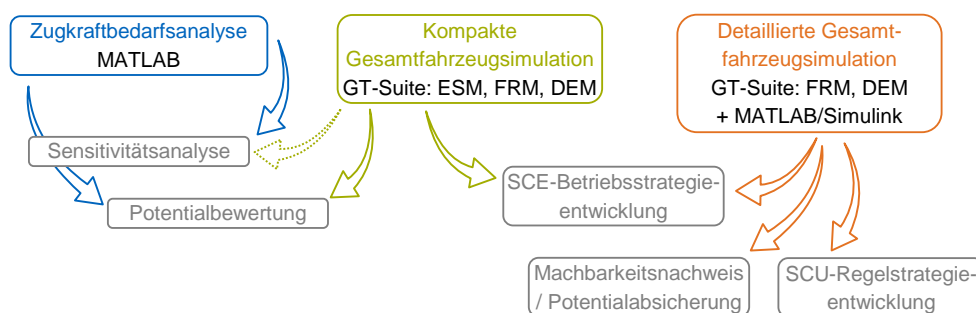


Abbildung 4-10: Unterschiedliche Detaillierungsgrade der Gesamtfahrzeugsimulation

Die in MATLAB programmierte Zugkraftbedarfsanalyse (ZBA) fungiert als einfachste Variante der GFS primär zur umfassenden, aber zeiteffizienten Sensitivitätsanalyse von makroskopischen Einflüssen, wie beispielsweise unterschiedlichen Motorleistungen der Teilmotoren oder einer geänderten Getriebeabstufung. Die Motoren und Nebenverbraucher sind dabei ausschließlich als Kennfelder oder Kennlinien abgebildet. Darüber hinaus wird mit der ZBA das maximal mögliche Einsparpotential des SCEs gegenüber dem Zylinderabschaltungsmotor und dem konventionellen Motor bestimmt. Vereinfacht beschrieben wird dazu der jeweils verbrauchsgünstigste umsetzbare Zustand hinsichtlich Gangstufe, Zuschaltzustand und Lastaufteilung zwischen den Teilmotoren über einen Fahrzyklus pro Zeitschritt integriert. In der Realität auftretende Verzögerungen von Zustandswechseln bzw. der Einfluss eines Fahrers / Fahrerreglers werden dabei vernachlässigt. Der potentielle Energiebedarf für den Zustandswechsel kann jedoch berücksichtigt werden.

Bereits in der Konzeptphase wird ein kompaktes in GT-Suite umgesetztes GFS-Modell (GFS_{komp}) eingesetzt, welches anders als die ZBA, die Möglichkeit bietet, neben Kennfeldmodellen bzw. ESMs für den Primärmotor auch Simulationsmodelle des Typs FRM oder DEM einzubinden. Bei dieser GFS kommt ein Fahrerregler zum Einsatz, welcher den Fahrstrahl der Vergleichszyklen ohne Prädiktionsfähigkeit über die Fahrpedalstellung einregelt. Für Zu- und Abschaltungen sowie die Gangwahl kann im Rahmen der in GT-Suite gegebenen programmiertechnischen Freiheitsgrade eine vereinfachte Betriebsstrategie implementiert werden. Die

Splitkupplung ist als Fahrkupplung abgebildet und berücksichtigt somit die Zugkraftminderung und den Energieaufwand bei SE-Zuschaltungen. Das Modell wird für die Potentialbewertung eingesetzt und eignet sich aufgrund einer gegenüber der ZBA erhöhten Komplexität bedingt für die Sensitivitätsanalysen. Für die vollständige Betriebsstrategieentwicklung des SCEs ist der Detaillierungsgrad zu gering. Grundlegende Zusammenhänge, wie beispielsweise eine Variation der Hysteresedauer für Zu- und Abschaltung des SE, können hingegen zielführend analysiert werden.

Die auf der kompakten GFS basierende Co-Simulation aus MATLAB/Simulink und zwei GT-Suite Motormodellen inkl. Fahrzeugmodell und Fahrerregler stellt das detaillierte GFS-Modell (GFS_{det}) dar. Dieses ermöglicht es, die Betriebsstrategie des SCEs zu entwickeln, die Verhalten der SCU zu analysieren und die zugehörige Regelstrategie zu entwickeln. Das mechanisch vollständige Simulationsmodell der SCU ist im Modellaufbau enthalten. Einzig durch die Verwendung von je einem eigenständigen Motorsimulationsmodell in GT-Suite für PE und SE werden zwei Kurbelwellen mit zugehörigen Kurbelwellenpositionen pro Zeitschritt simuliert. Für jeden Zuschaltvorgang startet der SE in einer beliebigen Position, welche er nach dem Austrudeln erlangt, und die Anforderung der Zuschaltung erfolgt zu einer beliebigen Kurbelwinkelposition des PE von der Betriebsstrategie initiiert. Durch die mit diesem Co-Simulationsmodell erzielten Ergebnissen zusammen mit den experimentellen Ergebnissen der gekoppelten Teilmotoren wird die Machbarkeit des SCE-Konzepts bestätigt.

4.4.1 Modellierung von Splitkurbelwellenmotor und Referenzmotoren

Wie eingangs beschrieben, erfolgt die Potentialbewertung des SCE-Antriebstrangs relativ zu den Referenzmotoren CDE und CE. Diese werden aus den jeweils im SCE eingesetzten Teilmotorkonfigurationen hinsichtlich Verbrauchs- und Emissionskennfeldern gebildet, jedoch um die Verlustleistung erzeugenden Komponenten wie Massenausgleich, Steuerkette oder Teile der Nebenaggregatsleistung reduziert bzw. ergänzt, welche als drehzahlabhängige Reibmomentkennlinien (M) abgebildet sind. Diese stammen während der Konzeptphase aus Literaturwerten und werden im weiteren Verlauf durch messdatenbasierte Kennlinien ersetzt und im Rahmen der Sensitivitätsanalyse skaliert. Auf eine Lastabhängigkeit wird weitestgehend verzichtet. Das Massenträgheitsmoment (J) der Komponenten wird ebenfalls berücksichtigt. Tabelle 4-3 fasst die unterschiedlichen Motorkonfigurationen zusammen.

Die Reibmomentkennlinien werden basierend auf gefeuerten und geschleppten Prüfstandmessungen nach der in 2.1 (Abbildung 2-2) beschriebenen Aufteilung errechnet. Für den CDE werden Schleppkurven mit ausgebauten Kipphebeln zur Simulation einer typischen Ventildesaktivierung am Prüfstand eingemessen. Sowohl im SCE-2 als auch im SCE-4 Modus wird die Wasserpumpenleistung für beide Teilmotoren berücksichtigt, da auch im SCE-2 Modus der SE mit mindestens einem Teilkühlmittelstrom zur Temperierung beaufschlagt werden soll. Eine Öldruckversorgung des stillstehenden SE ist nicht erforderlich. Bei beiden Referenzmotoren sind stets alle Zylinder in Bewegung und erfordern daher die volle Schmierölversorgung. Der Massenausgleich, die zweite Steuerkette sowie die SCU sind weder für den CDE noch für

den CE zu berücksichtigen. Im CDE-2 Modus wird für die nicht gefeuerten Zylinder ein Schleppmoment mit geschlossenen Ventilen angewendet und das Massenträgheitsmoment ist dabei für beide Teilmotoren wirksam. Beim CE müssen beide Teilmotoren bei positivem Zugkraftbedarf gefeuert betrieben werden, weshalb kein gesondertes Schleppmoment berücksichtigt wird, da die Ladungswechsel und Reibverluste in den gefeuerten Drehmomentkennfeldern der Teilmotoren beinhaltet ist.

Tabelle 4-3: Reibungsverluste und berücksichtigte Massenträgheitsmomente

jeweils für 2-Zylinder	SCE-2	SCE-4	CDE-2	CDE-4	CE
$M_{\text{Schlepp}} / J_{\text{Teilmotor}}$	1x J	2x J	2x J, 1x M*	2x J	2x J
$M_{\text{Nockenwelle}} / J_{\text{Nockenwelle}}$	1x	2x	2x	2x	2x
$M_{\text{Steuerkette}} / J_{\text{Steuerkette}}$	1x	2x	1x	1x	1x
$M_{\text{Massenausgleich}} / J_{\text{Massenausgleich}}$	1x	2x	-	-	-
$M_{\text{SCU-PE}} / J_{\text{SCU-PE}}$	1x	1x	-	-	-
$M_{\text{SCU-SE}} / J_{\text{SCU-SE}}$	-	1x	-	-	-
$M_{\text{Wasserpumpe}} / J_{\text{Wasserpumpe}}$	2x	2x	2x	2x	2x
$M_{\text{Ölpumpe}} / J_{\text{Ölpumpe}}$	1x	2x	2x	2x	2x
$M_{\text{Generator}} / J_{\text{Generator}}$	1x	1x	1x	1x	1x

* für CDE-2 Schleppmoment von 2 Zylindern mit geschlossenen Ventilen

Neben der korrekten mechanischen Abbildung der Referenzmotoren bzgl. Trägheiten und Reibungsverlusten ist es essentiell, die Freiheitsgrade des Motorbetriebs für CDE und CE zum SCE vergleichbar zu gestalten, um das Ergebnis des Einsparpotentials nicht zu verzerren. In der Konzeptphase und frühen Detaillierungsphase wurde im Vierzylinderbetrieb für alle Motoren eine gleiche Lastverteilung bzw. Drosselklappenstellung zwischen PE und SE angewendet. Eine stets verbrauchsoptimale Lastaufteilung wurde bei der Weiterentwicklung zunächst nur dem SCE zugeordnet, wodurch überproportionale Einsparpotentiale detektiert werden. Gleichmaßen wurde zunächst dem CDE nur das Zu- und Abschalten des SEs gestattet, wodurch dieser unbegründet benachteiligt wird. Da ohnehin immer alle vier Kolbengruppen bewegt sind und ein Ventildeaktivierungsmechanismus für alle Zylinder eines Motors Stand der Technik ist, feuert der CDE in den folgenden Betrachtungen verbrauchsoptimal den PE, SE oder den gesamten Motor. Aufgrund dieser Erkenntnisse errechnet auch die ZBA für jede der drei Motorkonfigurationen stets den verbrauchsoptimalen Zustand aus Lastaufteilung, Gangwahl und Zuschaltzustand. Eine faire und auf Reibungsunterschiede sowie die Lastpunktverschiebung zurückzuführende Potentialbewertung ist das Resultat.

4.4.2 Zugkraftbedarfsanalyse zur Einsparpotentialbestimmung

Der schematische Aufbau der in MATLAB programmierten Zugkraftbedarfsanalyse ist in Abbildung 4-11 veranschaulicht. Im Wesentlichen besteht das übersichtliche Fahrzeugmodell aus Motorkennfeldern von PE und SE, von den zugehörigen Trägheiten der Teilmotoren und Motorkomponenten, von den Nebenverbrauchern, von der Kardanwelle sowie von den

Antriebswellen mit Rädern und alles in Abhängigkeit des jeweiligen Ganges. Zudem wirken die Motorkonfiguration-spezifischen Reibungsmomente der Nebenaggregate und Motorkomponenten wie in Tabelle 4-3 zusammengefasst. Die Motorkennfelder liegen als effektive Moment-Drehzahlkennfelder vor, von welchen die jeweils Motorkonfiguration-spezifischen Verlustmomente abgezogen sind, um diese für die Unterscheidung zwischen SCE, CDE und CE berücksichtigen zu können. Zusätzlich sind Schleppmomentkennfelder für die Schubphasen hinterlegt, um die erforderliche Bremsenergie zu errechnen, welche einer potentiell zur Verfügung stehenden Rekuperationsenergie entspricht. Ausgehend von den Geschwindigkeitsverläufen der Vergleichszyklen wird für jede Gangstufe und die Zuschaltzustände von SCE und CDE das erforderliche Motormoment mit zugehöriger Drehzahl errechnet. Um den CDE nicht zu benachteiligen, ist sowohl eine Abschaltung des SE als auch des PE möglich. Für den CDE ergeben sich damit im Falle eines 6-Gang Getriebes 18 Zustände, für den SCE zwölf und für den CE sechs. Im Anschluss werden die jeweils hinsichtlich Drehzahl und Motormoment möglichen verbrauchsgünstigsten Zustände je Zeitschritt (0,1 s Schrittweite) integriert. Für die Zustände SCE-4, CDE-4 und CE wird wahlweise das kombinierte Motorkennfeld von PE und SE mit der verbrauchsoptimalen, der verbrauchsungünstigsten oder einer gleichmäßigen Lastaufteilung zwischen den Motoren verwendet. Die analysierten Verbrauchspotentiale reduzieren sich auf Reibung und Lastpunktverschiebung.

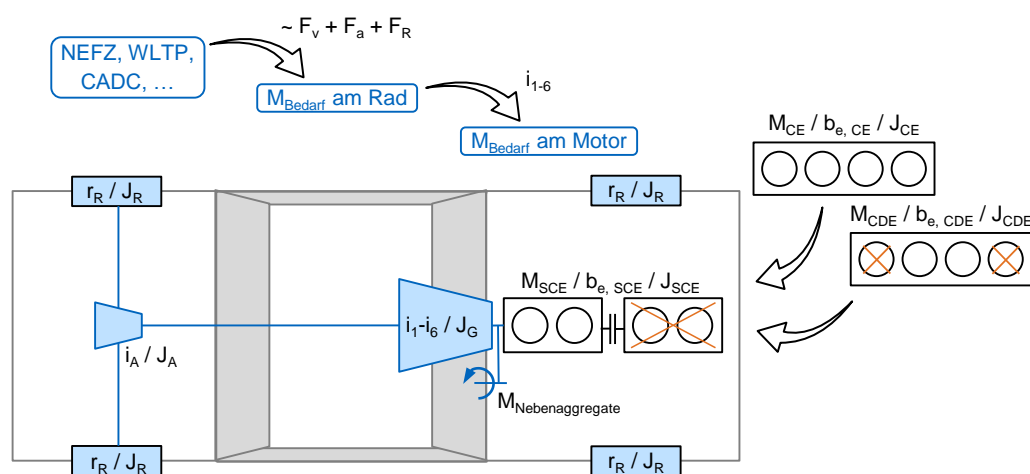


Abbildung 4-11: Schematischer Aufbau der Zugkraftbedarfsanalyse

In der Auswertung können neben den kumulierten Verbrauchsunterschieden auch die einzelnen Einflüsse der Teilreibungsverluste, beispielsweise für die Steuerkette, den Massenausgleich oder die Ölpumpe, analysiert werden und Gangstufe sowie Zuschaltzustand über den Fahrzyklus betrachtet werden. Um den fehlenden direkten Einfluss der energiebehafteten und damit verbrauchsrelevanten SE-Zuschaltung zu berücksichtigen, bestehen zwei im Folgenden ausgeführte Möglichkeiten bzw. Argumentationen.

Die in der ZBA angewendete verbrauchstechnische Berücksichtigung des SE Hochschleppvorgangs beruht auf den Erkenntnissen der detaillierten GFS, in welcher das Hochschleppmoment des Zuschaltvorgangs solange zu einer Zugkraftreduktion des PE führt,

bis der SE synchronisiert gekoppelt ist und gefeuert betrieben wird. Der betrachtete Fall in der ZBA spiegelt damit die Variante der Zuschaltung ohne unterstützendem SE-Drehmoment während des Drehzahlangleichs wieder. Die Zugkraftreduktion führt zu einer Abweichung des vorgegebenen Fahrstrahls, sofern der Gesamtmomentbedarf größer dem vom PE erbringbaren Drehmoment ist. Folglich muss die Abweichung von der Geschwindigkeitsvorgabe nach erfolgreicher Zuschaltung wieder aufgeholt werden. Bei geeigneter Motordimensionierung geschieht dies gemäß den Ergebnissen der detaillierten GFS stets innerhalb des zulässigen Toleranzbandes von ± 2 km/h und ± 1 s. Schematisch zeigt Abbildung 4-12 den beschriebenen Vorgang. Ein Zuschaltvorgang kostet zwischen $\sim 0,1$ und $\sim 0,6$ g Kraftstoff und verringert die zurückgelegte Distanz um ein bis zwei Meter. Im Mittel werden in der ZBA 0,3 g Kraftstoff und 1,5 m berücksichtigt.

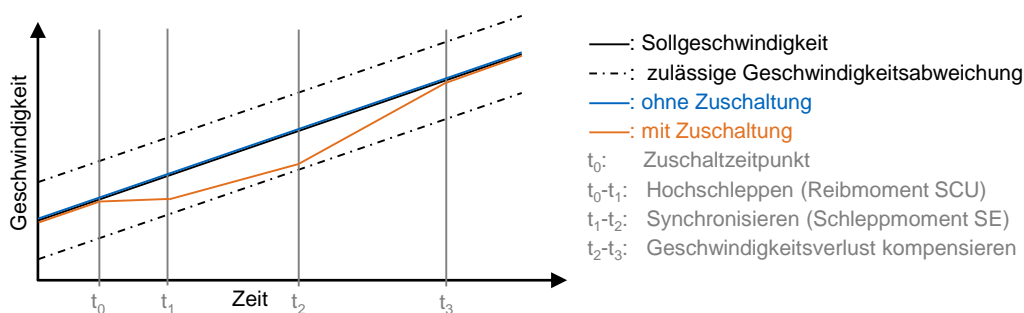


Abbildung 4-12: Sollgeschwindigkeitsabweichung durch SE Zuschaltung schematisch

Betrachtet man für den SCE eine Integration eines 48 V-Mildhybridsystems in Form eines im SCU-Gehäuse sitzenden Startergenerators mit ca. 15 kW nach dem Vorbild des Mercedes M 256 [112], reicht das sich aus einem Ansatz konstanter Leistung resultierende Moment, um die SE-Trägheit inkl. zugehöriger SCU Hälfte und den mit der Drehzahl steigenden gemessenen Schleppverlusten des SE in ca. 0,8 s auf 4000 U/min zu beschleunigen. Höhere Zuschaltdrehzahlen bei einem effizienzoptimalen Betrieb wurden in der ZBA nicht beobachtet. Die erforderliche Energie für die auftretenden Zuschaltungen kann im Rahmen der Vergleichszyklen in den Verzögerungsphasen gewonnen werden. Mit diesem Ansatz wäre kein Geschwindigkeitseinbruch bei SE Zuschaltungen zu berücksichtigen, aber man verbessert das bestimmte Verbrauchsreduktionspotential des SCEs gegenüber den Referenzmotoren ungewollt. Der Vorteil des nicht exklusiv SCE-spezifischen Mildhybridsystems müsste für einen fairen Vergleich auch bei den Referenzmotoren berücksichtigt werden. Dies ist ohne Implementierung einer Hybridbetriebsstrategie nicht möglich. Daher wird der Ansatz für die Potentialbewertung verworfen - eine Integration eines Mildhybridsystems in einen SCE Antriebsstrang aber nicht generell ausgeschlossen.

4.4.3 Detaillierte Gesamtfahrzeugsimulation zur Potentialabsicherung

Die detaillierte GFS ist wie in 4.4 beschrieben in GT-Suite modelliert, bzw. im höchsten Detaillierungsgrad als Co-Simulation zwischen GT-Suite und MATLAB/Simulink aufgebaut. Das Co-

Simulationsmodell basiert auf dem kompakten, vollständig in GT-Suite modellierten GFS-Modell. Abbildung 4-13 veranschaulicht den Aufbau der beiden GSF Varianten und die Aufteilung der darin enthaltenen Komponenten / Subsysteme. In der Co-Simulation fungiert MATLAB/Simulink als Simulationsmaster, welcher die Rechenzeitschrittweite flexibel vorgibt. Um dies zu ermöglichen, sind die beiden GT-Suite-Modelle von PE (inkl. Fahrzeug und Nebenaggregate) und SE als GT-Suite-spezifische s-Function eingebunden.

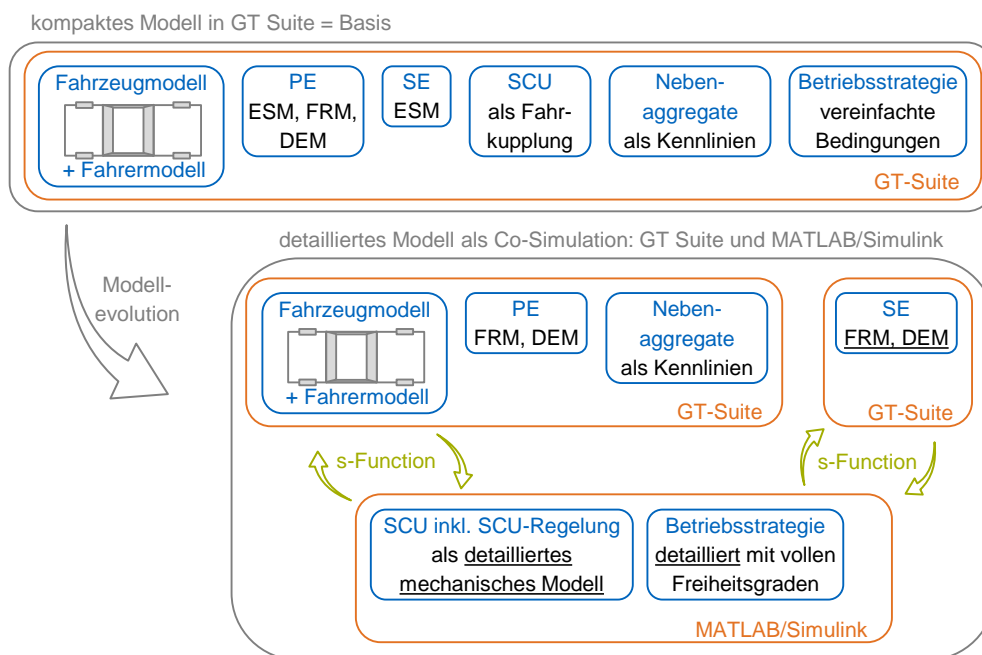


Abbildung 4-13: Schematischer Aufbau der detaillierten Gesamtfahrzeugsimulation

Mit dieser Konfiguration der Modellkopplung kann der GT-Suite Solver der beiden Modelle eine freie feinere Zeitschrittweite wählen, um bestmöglich zu konvergieren und zum vom Simulationsmaster angeforderten Zeitpunkt ein Ergebnis übergeben zu können. Nur durch die Aufteilung der Teilmotoren in separate GT-Suite Modelle liegen für beide Teilmotoren zu jedem Zeitschritt kurbelwinkelbasierte Ergebnisse vor. Kurbelwinkel-spezifische Drehmomente der Teilmotoren sind die zwingend erforderlichen Eingangsgrößen für das SCU-Modell, um den Kupplungsprozess realitätsnah darstellen zu können. Das SCU-Modell selbst beschreibt im Wesentlichen die translatorischen und rotatorischen Bewegungen aller relevanten massebehafteten Bauteile in der SCU und überträgt das Drehmoment zwischen PE und SE vollständig bei geschlossener Zahnkupplung oder nur teilweise, solange nur die Reibkupplung wirksam ist. Angefangen von den Strom-Drehmoment Kennlinien des Kugelrampen Stellmotors, über die Reibungsverluste der Kugellager bis hin zur Verdrehwinkel-abhängigen Reibkraft der Kegelreibkupplung ist die Detaillierungstiefe der SCU ausreichend hoch, um kurbelwinkel aufgelöst das reale Verhalten des Kupplungsvorgangs verstehen und bewerten zu können. Eine detaillierte Modell- und Funktionsbeschreibung ist unter anderem in [59] zu finden.

Die Abbildung von PE und SE als ESM ist möglich, jedoch nur bedingt sinnvoll, da keine Kurbelwinkel-basierten Ergebnisse vorliegen. Somit fehlen die notwendigen Eingangsgrößen für das SCU-Modell, um deren Verhalten inkl. zugehöriger Splitkupplungsregelung zu analysieren. Zur Simulationszeitreduktion für Variantenvergleiche mit vollständiger SCE Betriebsstrategie wird ein Modellstand (GFS_{zeit}) abgeleitet, bei welchem die Betriebsstrategie in MATLAB/Simulink verbleibt, die Motoren jedoch in einem gemeinsamen GT-Modell mit dem Fahrzeugmodell als reines Kennfeldmodell (ESM) abgebildet sind. Wie im Basismodell wird die SCU dabei vereinfacht als Fahrkupplung mit einer erfahrungsbasierten, mittleren Zuschaltzeit abgebildet.

Bis zum Zeitpunkt des Eingreifens der SCU-Zahnkupplung ergeben sich die Drehzahl und die absolute Kurbelwinkelposition des zu Beginn in zufälliger Position stillstehenden SEs aus dem über die SCU-Reibkupplung vom PE übertragenen Moment. Die SE-Drehzahl resultiert aus dem Momentengleichgewicht aus dem SE-Schleppmoment, dem über die SCU übertragenen Beschleunigungsmoment und den berücksichtigten zu beschleunigenden Massenträgheiten des SE, inkl. zugehöriger SCU-Hälfte, sowie den Nebenverbraucheranteilen des SE. Die absolute Kurbelwinkelposition und die resultierende Drehzahl des SE werden in Simulink berechnet. Der SE ist in GT-Suite im mit Speed-Mode benannten Simulationsmodus konfiguriert, wodurch die SE-Drehzahl vorgegeben werden kann. Nach dem initialen Eingriff der Zahnkupplung wird die SE-Drehzahl der PE-Drehzahl gleichgesetzt. Das PE-Modell rechnet dauerhaft im Load-Mode, wobei sich die Motordrehzahl entsprechend dem Momentengleichgewicht an der Kurbelwelle ergibt.

Die Kaskadenregelung für die SCU ist im MATLAB/Simulink-Programmteil der Co-Simulation untergebracht, genau wie die SCE Betriebsstrategie selbst. Für den Vergleich der Ergebnisse zwischen dem rein in GT-Suite umgesetzten GFS-Modell und dem Co-Simulationsmodell mit vollständiger Modellierung der SCU wird ein Modellstand verwendet, bei welchem die ursprüngliche in GT-Suite abgebildete SCE-Betriebsstrategie im PE-Modell verbleibt und angewendet wird. Somit beschränkt sich der Unterschied der Modelle auf die sich durch die Integration des realen Kupplungsvorgangs ergebenden variierenden Zuschaltzeiten und dem daraus resultierenden Lastmoment des Hochschleppvorgangs auf den Antriebsstrang.

4.5 Übersicht und Einordnung der erarbeiteten Forschungswerkzeuge

Tabelle 4-4 fasst alle im Rahmen der Machbarkeitsstudie erarbeiteten Forschungswerkzeuge zusammen und ordnet diesen den jeweiligen empfohlenen Einsatzzweck zu.

Tabelle 4-4: Übersicht der erarbeiteten Forschungswerkzeuge

Forschungswerkzeug	Zusammenfassende Beschreibung und Einordnung
Zugkraftbedarfsanalyse (MATLAB)	<ul style="list-style-type: none"> • Übersichtliches und vollständig nachvollziehbares Analysewerkzeug zur relativen <u>Einsparpotentialbewertung</u> des SCEs • Vollflexibel und geringer Rechenaufwand – sehr gut für umfassende <u>Sensitivitätsanalysen</u> makroskopischer Antriebsstrangparameter geeignet • Keine ausreichende Detaillierung für den Machbarkeitsnachweis oder die Entwicklung der SCU-Regelung und SCE-Betriebsstrategie
0D- / 1D-Motorsimulation (GT-Suite)	<ul style="list-style-type: none"> • Druckverlaufsanalyse begleitend zu den Motorversuchen zur <u>korrekten Interpretation</u> und für die Ableitung von <u>Optimierungspotentialen</u> obligatorisch • Arbeitsprozessrechnungsmodelle sind ein <u>Kernbaustein der detaillierten Gesamtfahrzeugsimulation</u> und daher zwingend im Analyseprozess erforderlich • State of the Art Entwicklungswerkzeug zur <u>Analyse und Vorauswahl</u> von Aufladeorganen, Steuerzeiten oder Rohrlängen
Gesamtfahrzeugsimulation „Basis“ (GT-Suite)	<ul style="list-style-type: none"> • Analysewerkzeug, welches mit moderatem Rechenaufwand bereits in der <u>frühen Phase der Untersuchung</u> und Entwicklung des SCEs eingesetzt wird • Sowohl zur <u>Potentialbewertung</u> als auch zur Untersuchung <u>grundlegender Betriebsstrategiefunktionen</u> geeignet • Keine ausreichende Detaillierung für den Machbarkeitsnachweis oder die Entwicklung der SCU-Regelung
Gesamtfahrzeugsimulation „Co-Simulation“ (MATLAB/Simulink & GT-Suite)	<ul style="list-style-type: none"> • Umfassendes und realitätsnahes Analysewerkzeug, obligatorisch für den <u>Machbarkeitsnachweis</u> vor einer vollständigen experimentellen Erprobung • Gleichermaßen zur Entwicklung der <u>SCU-Regelung</u> und <u>SCE-Betriebsstrategie</u> erforderlich • Weniger für Sensitivitätsanalysen oder zur relativen Einsparpotentialbewertung geeignet
Kurbelwellensimulation (GT-Suite + Catia FEM)	<ul style="list-style-type: none"> • Empfohlenes Analysewerkzeug, um <u>Drehschwingungsverhalten</u> ohne experimentelle Untersuchung abschätzen zu können oder Messergebnisse korrekt zu interpretieren • <u>Festigkeitsnachweis</u> über FEM-Berechnung basierend auf Simulationsergebnissen oder Messdaten, mindestens für ein Serienprodukt obligatorisch

4 FORSCHUNGSMETHODIK UND FORSCHUNGSWERKZEUGE

<p>Abgassystems- simulation (GT- Suite und Ansys)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • <u>Vorauslegung der Katalysatoren</u> hinsichtlich Dimension mittels 1D-GT-Suite-Modell mit moderatem Aufwand möglich • 3D-Strömungsrechnung mit Festkörperkopplung zur <u>Optimierung des Abgasanlagendesigns</u> vor einer experimentellen Umsetzung empfohlen • Experimentelle Erprobung zur Validierung des Aufheizverhaltens mit dem in Wechselwirkung stehenden Konvertierungsverhalten nicht vermeidbar
<p>Kühlmittel- und Schmierölsys- temsimulation (GT-Suite)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 0D/1D Simulation der Medienkreisläufe für Kühlwasser und Schmieröl allein- stehend oder innerhalb der GFS zur <u>Dimensionierung</u> wertvoll • Für die Entwicklung und Analyse einer <u>Aufheizstrategie</u> für den SE durch den PE dringend empfohlen und dem Experiment vorzuziehen
<p>Gesamtsys- temprüfstand (Teilmotor)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Als <u>Validierungsgrundlage</u> für die Motormodelle und die generelle Applikation der Motoren inkl. Vermessung des <u>Emissionsverhaltens</u> notwendig
<p>Gesamtsys- temprüfstand (gekoppelte Mo- toren)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Erforderliches Werkzeug zur <u>Vermessung der Mediensysteme</u> als Validierungsgrundlage der Simulationsmodelle • Aufbau und <u>Erprobung der Abgasanlage</u> zur Funktionsabsicherung dringend empfohlen • Integration der <u>hochdynamischen Drehmomentmesstechnik</u> zwischen den Teilmotoren zur Analyse und Bewertung der <u>Kurbelwellenbelastung</u> • Integration des SCU Prototypen zur Validierung des SCU-Simulationsmodells sowie zum <u>Funktionsnachweis</u> obligatorisch • Geeignet, um SCE inkl. SCU, die Mediensysteme, die Abgasanlage sowie die übergeordnete Betriebsstrategie gemeinsam dynamisch zu erproben

5 Potentialabsicherung mittels detaillierter Gesamtfahrzeugsimulation

Ausgehend vom kompakten Gesamtfahrzeugmodell aus der Konzeptphase wird die GFS im Detaillierungsgrad erhöht, bis das System ausreichend realitätsnah abgebildet ist, um die SCU Regelung und die SCE Betriebsstrategie entwickeln und analysieren, sowie die Machbarkeit bestätigen zu können. Die Abbildung beider hinsichtlich Drehbewegung unabhängig und über Kurbelwinkel aufgelöst simulierter Teilmotoren ist dazu ebenso notwendig wie die Berücksichtigung eines detaillierten SCU-Modells, welches den Bewegungsablauf der SCU-Komponenten mit den resultierenden Kräften und Momenten zeitlich realitätsgetreu wiedergibt.

5.1 Splitkupplung und Splitkupplungsregelung

Der Schaltablauf der SCU ist in mehrere Phasen zu unterteilen, welche entsprechend im Simulationsmodell differenziert werden und in der SCU-Regelung berücksichtigt sind. Anhand der in Abbildung 5-1 dargestellten Kugelrampenhubbe sind den Kugelrampenbereichen die sechs Phasen des Zuschaltvorgangs zugeordnet. Diese sind Losbrechen (1), Drehzahlsynchronisation (2), Kurbelwinkelsynchronisation (3), Halten (4), Eingriff (5) und Schließen (6).

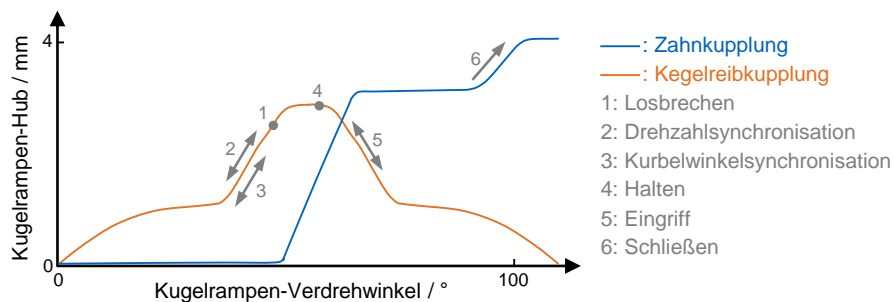


Abbildung 5-1: Exemplarische Kugelrampenhubbe und Schaltablauf der SCU

Die Kugelrampenbahn der Kegelleibkupplung ist symmetrisch ausgeführt. Bis 20° Verdrehwinkel wird die Rückstellkraft der Membranfeder überwunden und das Lüftspiel geschlossen. Danach steigt die axiale Anpresskraft der Reibkupplung gemäß der Kugelrampenerhebung und dem resultierenden Kräftegleichgewicht der Tellerfeder zwischen der Kugelrampenscheiben und SE-seitiger Reibkupplungshälfte sowie der rückstellenden und drehmomentübertragenden Membranfeder der PE-zugehörigen Reibkupplungshälfte. Ab ca. 50° Verdrehwinkel beginnt der Hub der Zahnkupplungskugelrampe. Nach dem Überwinden des Lüftspiels der Zahnkupplung bei gleichzeitiger stetiger Überwindung der rückstellenden Membranfederkraft resultiert eine steigende axiale Anpresskraft auf die flachen Zahnköpfe. Durch die mittels vereinzelt auf dem Umfang verteilten größeren Zahnepaare realisierte 360°-Kodierung kann die Zahnkupplung unter steigender Axialkraft bei auftretender Relativrotation zwischen SE und PE gleiten, bis die kodierte Position erreicht ist und die Zahnkupplung eingreift. Die Dynamik der Kugelrampenverstellung wird in der Simulation durch das

mitmodellierter Drehmoment-Bestromungsverhalten des Kugelrampenmechanismus-Stellmotors sowie den berücksichtigten Lagerreibungen und Wirkungsgraden von Zahnradpaarungen realitätsnah abgebildet.

In Folge einer Zuschaltanforderung fährt die SCU-Regelung gesteuert eine definierte Position bzw. ein definiertes Reibmoment an (1), um das Losbrechmoment des SE zu überwinden. Auf der steigenden Rampenflanke der Kegelschleppkupplung (2) wird durch Rückverdrehung des Mechanismus ein geringeres Moment für die Drehzahlsynchronisierung der Motoren eingeregelt. Nach Erreichen einer Restdrehzahldifferenz der Motoren wird durch weitere Rückverdrehung auf eine konstante Drehzahldifferenz zwischen PE und SE zur Kurbelwinkelvorsynchronisation (3) geregelt. Ist der gewünschte Differenzwinkel zwischen PE und SE erreicht, fährt der Mechanismus gesteuert das Plateau der Reibkupplungskugelrampe an (4), um das maximale Reibmoment darzustellen und die vorsynchronisierte Position zu fixieren. Das maximale Reibmoment, im dargestellten Fall 90 Nm, ist deutlich größer als das kurbelwinkelgemittelte Schleppmoment des SE (10 – 20 Nm, je nach Drosselklappenstellung und Drehzahl). Drehmomentspitzen während der Kompression des SE, sowie aus Rotationschwingungen resultierend, können kurzzeitig das maximale Reibmoment der SCU überschreiten, wodurch es zu einem wiederkehrenden, geringfügigen Verrutschen der Vorpositionierung kommt. Die Vorpositionierung ist aus diesem Grund mit ausreichendem Abstand zur Einrastposition der Zahnkupplung gewählt. Dem PE wird folglich in Haftphasen direkt das SE-Schleppmoment aufgeprägt und in auftretenden Gleitphasen das maximale Reibmoment der SCU. In Phase (5) folgt erneut ein differenzdrehzahl geregelter Zustand, um die maximal zulässige Eingriffsdrehzahl der Zahnkupplung nicht zu übersteigen. Nachdem bei entsprechend gefallener SE-Drehzahl die Einrastposition erreicht ist, gleitet die Zahnkupplung ein und die Endposition des Kugelrampenmechanismus wird gesteuert angefahren (6). In dieser Position ist die Reibkupplung wieder gelüftet und die axiale Schließkraft der Zahnkupplung wird durch die stromlos geschlossene Bremse des Stellmotors aufgebracht.

Im Falle einer 720°-Winkelsynchronisierung liegt die besondere Herausforderung in der Kurbelwinkelsynchronisierung (3) und dem anschließenden Anfahren der Haltephase. Um die angestrebten Schaltzeiten zu erreichen, muss die Kurbelwinkelsynchronisierung (3) prinzipiell bei mehr als der doppelten Differenzdrehzahl gegenüber der 360°-Synchronisation stattfinden. Die Phase (3) nimmt bei einer ungünstigen rotatorischen Relativlage der Teilmotoren zu Beginn der Kurbelwinkelsynchronisationsphase einen großen Anteil der gesamten Zuschaltzeit in Anspruch. Geht man von maximal 719° abzüglich der Vorpositionierung von beispielsweise 60° aus, dauert das Winkelsynchronisieren bei einer Differenzdrehzahl von 200 U/min 0,366 s gegenüber den 359° abzüglich 60° und dabei resultierenden 0,166 s. Aufgrund der technisch limitierten Verfahrdynamik des Kugelrampenmechanismus erhöht sich bei steigender Differenzdrehzahl die Gefahr, die Vorpositionierung beim Anfahren der Haltephase (4) zu verlieren. Mit dem hier beschriebenen Entwicklungsstand der SCU, ist durch Regelparameteranpassung die 720°-Winkelsynchronisierung innerhalb der simulierten Vergleichszyklen möglich. Dann

ergibt sich größtenteils eine Zuschaltzeit größer einer Sekunde. Eine weitere Regleroptimierung, ein stärkerer Stellmotor und die Reduktion von Massenträgheitsmomenten sind für eine höhere Schaltdynamik der 720°-Winkelsynchronisierung zielführend.

Abbildung 5-2 zeigt exemplarisch einen Zuschaltvorgang bei einer PE Drehzahl von ~1600 U/min. Die Phasen (1) bis (6) der SCU-Regelung gemäß vorangegangener Beschreibung sind markiert. Im gezeigten Beispiel ist die reale Reaktionsträgheit des elektromechanischen Systems gut zu erkennen. Das aus der Losbrechphase (1) initiierte lokale Maximum der Reibkupplungskraft (b) wird erreicht, nachdem sich die Regelungslogik bereits in Phase (2) befindet und das niedrige Moment für die Drehzahlsynchronisation eingeregelt wird. Das Solldrehmoment und damit die SOLLanpresskraft werden dabei geringfügig überschritten und der SE setzt sich entsprechend frühzeitig in Bewegung (a). Nach Überschreiten einer Grenzdrehzahl für den SE springt der Zustandsautomat der SCU-Regelung in Phase (2). Die Drehmomentumkehr des Stellmotors (als negative Leistung dargestellt) findet bereits in der zweiten Hälfte von Phase (1) statt. Mit sinkender Anpresskraft der Reibkupplung sinkt das auf den PE aufgeprägte Lastmoment. Bei (c) kommt es zu ersten Haftphasen von PE und SE, wenn das kurbelwinkelaufgelöst simulierte Schleppmoment des SE kleiner als das von der Reibkupplung mit vorherrschender Anpresskraft übertragbare Drehmoment ist. Die gewünschte Vorpositionierung wird in Phase (3) erkannt und das Kugelrampenplateau zum Fixieren der Position wird systemträgheitsbedingt gegen Ende von (4) angefahren. Mit steigender Anpresskraft steigt das durch ausgeprägte Stick-Slip Effekte hervorgerufene intermittierende, auf den PE übertragene Lastmoment. Die Amplituden fallen dabei in positiver Richtung größer aus (d), als das eigentliche Schleppmoment bzw. in diesem Fall das Expansionsmoment des SE, wie es bei starrer mechanischer Kopplung (h) auftritt. Die Differenzenergie kommt aus der Verzögerung des kurzzeitig schneller als der PE drehenden SEs, welcher zuvor vom PE beschleunigt wurde (negativer Drehmomentpeak). Während die hohe Reibkraft wirkt, bleiben die Stick-Slip Effekte aus (e).

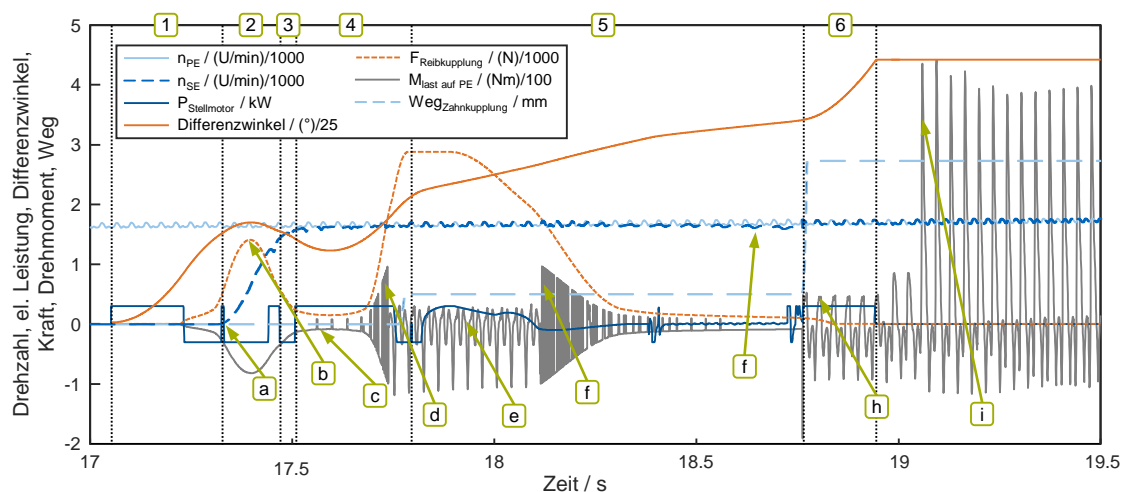


Abbildung 5-2: Exemplarischer Zuschaltvorgang mit detailliertem SCU-Modell

Mit fallendem Moment in der Eingriffsphase (5) tritt das Stick-Slip Verhalten erneut auf (f). Das auf den PE übertragende Moment sinkt proportional mit der Anpresskraft der Reibkupplung. Nach ausreichendem Abbau des Reibmoments stellt sich die gewünschte Relativedrehzahl zwischen PE und SE ein (g), bis die kodierte Position erreicht ist und es zum Zahnkontakt kommt (h). Ab diesem Zeitpunkt liegt im Modell eine starre Koppelung vor. Die vorgespannte Zahnkupplung gleitet ein, der Kugelrampenmechanismus fährt in die Endlage (6) und der SE beginnt zu feuern (i). Ähnlich dazu laufen alle Zuschaltvorgänge in den simulierten Zyklen ab. Durch Parameteranpassung der Regelung und dem Einsatz von stärkeren Stellmotoren kann die Dynamik des gesamten Vorgangs erhöht, sowie teils auftretende nicht optimale Zuschaltvorgänge minimiert werden. Besonders die in der Haltephase angestrebte Fixierung der Vorpositionierung stellt eine große Herausforderung dar. Aufgrund limitierter Stelldynamik und weiterer möglicher Verdrehung während der Haltephase (Stick-Slip oder längerfristiges Gleiten bei beispielsweise erhöhten Schleppmomentmaxima durch eine offene SE-Drosselklappe) ist eine geschickte Regelung und Reglerapplikation unabhängig von der elektromechanischen Ausführung der SCU obligatorisch.

5.2 Variation der Systemdetaillierung in der Gesamtfahrzeugsimulation

Im Folgenden wird anhand ausgewählter Beispiele der Einfluss auf das Ergebnis der Gesamtfahrzeugsimulation durch Einführung des detaillierten Kupplungsmodells sowie der kostenfunktionsbasierten Betriebsstrategie beschrieben. Je nach Entwicklungs- bzw. Analyseziel sind unterschiedliche Modelldetaillierungsgrade erforderlich. Der höchste Detaillierungsgrad der GFS berücksichtigt durch die vollständige Abbildung der SCU den variierenden Energieaufwand der Zuschaltvorgänge des SE. Jeder Zuschaltvorgang hängt dabei von den Randbedingungen des Fahrzustandes ab. Die Randbedingungen sind die Geschwindigkeit, der Geschwindigkeitsgradient und die Gangstufe sowie die Startposition des SE, welche sich durch die variable, initiale Vorgabe bzw. den vorangegangenen Abschaltvorgang durch Ausdrudeln des SE ergibt. Diese komplexe Analyse dient einerseits der SCU-Optimierung inkl. Regelung und andererseits zum Nachweis der generellen Machbarkeit des SCE-Konzepts. Die gegenüber den Vergleichsmotoren detektierten Verbrauchsvorteile fallen dabei geringer aus als bei vereinfachten Modellen ohne detaillierte SCU-Modellierung und sind daher obligatorisch, um die Ergebnisse der mit dem einfachsten Model (Zugkraftanalyse) durchgeführten Sensitivitätsanalysen in Kapitel 7 hinsichtlich Einsparpotential des SCEs korrekt zu interpretieren. Anhand des rechenzeitoptimierten Modells (vgl. 4.4.3 GFS_{zeit}) wird eine Simulation des eigens aufgezeichneten Realfahrtzyklus im Münchner Umland (RFZM vgl. 1.2) veranschaulicht, um die Übertragbarkeit und Allgemeingültigkeit des anhand der Vergleichszyklen NEFZ, WLTP, FTP-75 und CADC entwickelten SCE-Antriebsstrangs und seiner Betriebsstrategie aufzuzeigen.

5.2.1 Integration der vollständig modellierten Splitkupplung

Die Integration der vollständig modellierten Splitkupplung und die Auswirkung auf die Simulationsergebnisse erfolgt am Beispiel durchgeführter Zyklussimulationen. Ziel ist es, die Vergleichbarkeit zur kompakten GFS der Konzeptphase darzustellen und damit die Plausibilität des erarbeiteten Entwicklungswerkzeuges und seiner Ergebnisse zu bestätigen. Im Modell der Konzeptphase sind die fiktiven Teilmotoren (vgl. Tabelle 4-1) eingesetzt. Der PE ist als 1D Fast Running Model abgebildet und der SE als 0D Engine State Model (vgl. 4.4.3). Beim Übergang auf die detaillierte Gesamtfahrzeugsimulation muss der SE notwendigerweise ebenfalls als 1D Fast Running Model implementiert werden. Dazu wird das FRM des PE um die Aufladung reduziert und das Kompressionsverhältnis angepasst. Die in neuronalen Netzen abgelegten Brennverläufe werden zunächst vom PE übernommen. Damit ist ein erster, unvermeidbarer Unterschied zum Ausgangsmodell gegeben. Das ursprüngliche Motorkennfeld des SE bzgl. Drehmoment und Verbrauch kann durch die Veränderung näherungsweise wiedergegeben werden. Die Betriebsstrategie für Gangwahl und Zuschaltung bzw. Abschaltung des SE wird vom Modell der Konzeptphase übernommen. Diese umfasst im Wesentlichen folgende Umfänge:

- Keine SE Zuschaltung unterhalb von 60 km/h
- SE Zuschaltung ab einer Fahrpedalstellung > 98 % über 2,5 s gemittelt
- SE Abschaltung ab einer Fahrpedalstellung < 50 % oder Geschwindigkeit < 50 km/h
- Ein Gangwechsel sperrt die SE Zu- oder Abschaltung für 3 s
- Gleiche Drosselklappenstellung für PE und SE (keine verbrauchsoptimale Lastaufteilung)
- Vorgabe einer iterativ optimierten Gangwahl

Ein weiterer Unterschied ergibt sich aufgrund der implementierten 360°-Zuschaltstrategie der SCU. Bei dieser wird, wie in 5.1 beschrieben, vom SE erst nach vollständiger Drehzahlsynchronisation und voll geschlossener SCU ein positives Moment auf den Antriebsstrang abgegeben. Bei der GFS_{komp} liefert der SE bereits nach Erreichen seiner Startdrehzahl von 350 U/min ein positives Moment, weist allerdings eine zum PE vergleichbare Trägheit auf, da zu diesem Zeitpunkt für den SE ein eigenes Schwungrad berücksichtigt wurde.

Trotz der vorliegenden Unterschiede gibt das Modell das Verhalten des Modellstandes der Konzeptphase zufriedenstellend wieder, was anhand der Anzahl und Zeitpunkte der SE Zuschaltung, der gesamten SE-Aktivierungsdauer, dem Zyklusverbrauch und der betriebsstrategiebedingt noch auftretenden Zyklusverletzung zu erkennen ist. Wie in Abbildung 5-3 zu erkennen ist, stimmt ein Großteil der SE Zuschaltzeitpunkte der GFS_{det} mit denen der GFS_{komp} im WLTP und im CADC überein. In beiden Zyklen kommt es durch die Modellumstrukturierung und Detaillierung der SCU zu einigen zusätzlichen Zuschaltungen. Diese resultieren aus vorangegangenen Zuschaltungen, welche anders verlaufen und/oder früher abschalten, als bei der GFS_{komp}. Die Umstellung des SE auf ein FRM anstelle des Kennfeldmodells führt zudem zu einem abweichenden, nervöserem Verhalten des Fahrerreglers.

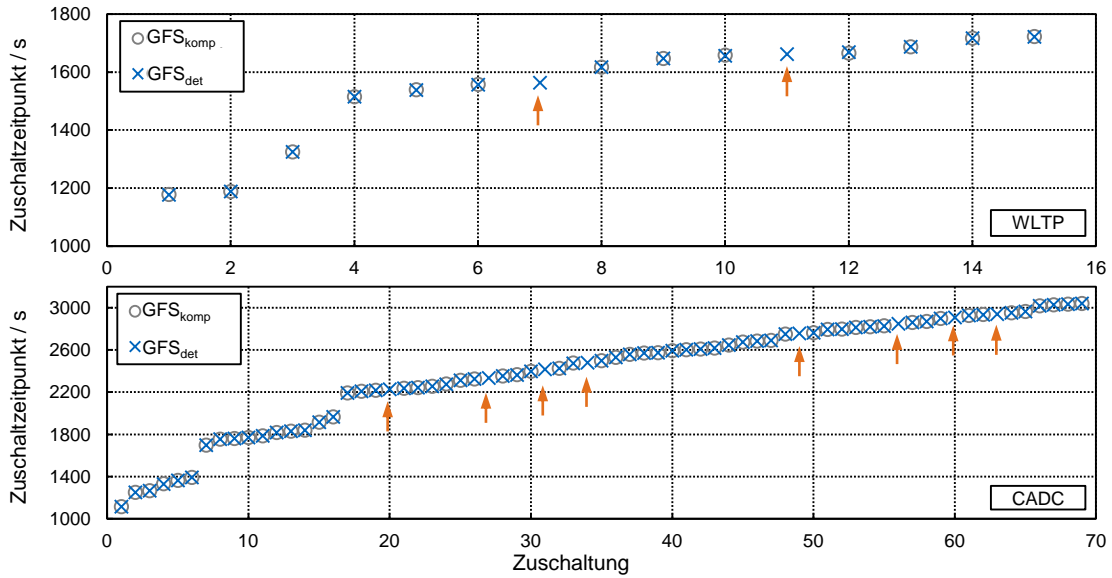


Abbildung 5-3: Modellvergleich - Zuschaltzeitpunkte im WLTP und CADC

Auch die in Tabelle 5-1 gelisteten integralen Simulationsergebnisse stimmen zwischen den beiden Modellständen sehr gut überein. Der geringere Kraftstoffverbrauch der GFS_{det} passt zu dem größeren zeitlichen Anteil der Zyklusverletzungen aufgrund längerer Zuschaltzeiten der SCU und der längeren Zeitdauer, bis der SE ein positives Moment liefert. Durch eine Parameteranpassung des Fahrerreglers, der Gangwahl und der Zu- und Abschalthysterese lassen sich die Zyklusverletzungen minimieren bzw. ganz vermeiden.

Tabelle 5-1: Modellvergleich - integrale Größen der Zyklussimulation

	Anzahl Zuschaltungen		Aktivierungsdauer / s		Anzahl Zyklusverletzungen		Dauer Zyklusverletzungen / s		Kraftstoffverbrauch / %	
	kompakt	detailliert	kompakt	detailliert	kompakt	detailliert	kompakt	detailliert	kompakt	detailliert
NEFZ	1	4	14	13,4	0	2	0	1,2	100	98,9
WLTP	13	15	67	64,5	4	5	1	13,5	100	98,1
FTP-75	4	5	11	10,8	2	2	3	2,1	100	96,9
CADC	61	69	222	231,5	7	14	7	24,3	100	97,2

Zur Veranschaulichung des Zuschaltbedarfs und des SCU-Regelverhaltens sind in Abbildung 5-4 die Aktivierungsdauern des SE sowie die Zuschaltzeiten der SCU aller Zuschaltungen innerhalb der Vergleichszyklen dargestellt. Mit dem verwendeten Modellstand können zuverlässig alle Zuschaltungen mit Zuschaltzeiten kleiner einer Sekunde erfolgen und liegen im Mittel bei 0,67 s. Die mittlere Aktivierungsdauer des SE über alle Zyklen liegt bei 3,3 s. Bei den beiden Zyklen WLTP und CADC mit lokal hohem Leistungsbedarf kommt es entsprechend zu längeren Aktivierungen als im NEFZ oder FTP-75.

Das detaillierte GFS-Modell zeigt ein plausibles und zum kompakten Modell vergleichbares Verhalten. Entsprechend stellt es das notwendige Forschungs- und Entwicklungswerkzeug

dar, um sowohl die Betriebsstrategie des Splitkurbelwellenmotors selbst als auch die SCU mit zugehöriger SCU Regelung zu optimieren sowie die Machbarkeit des Gesamtsystems zu bestätigen.

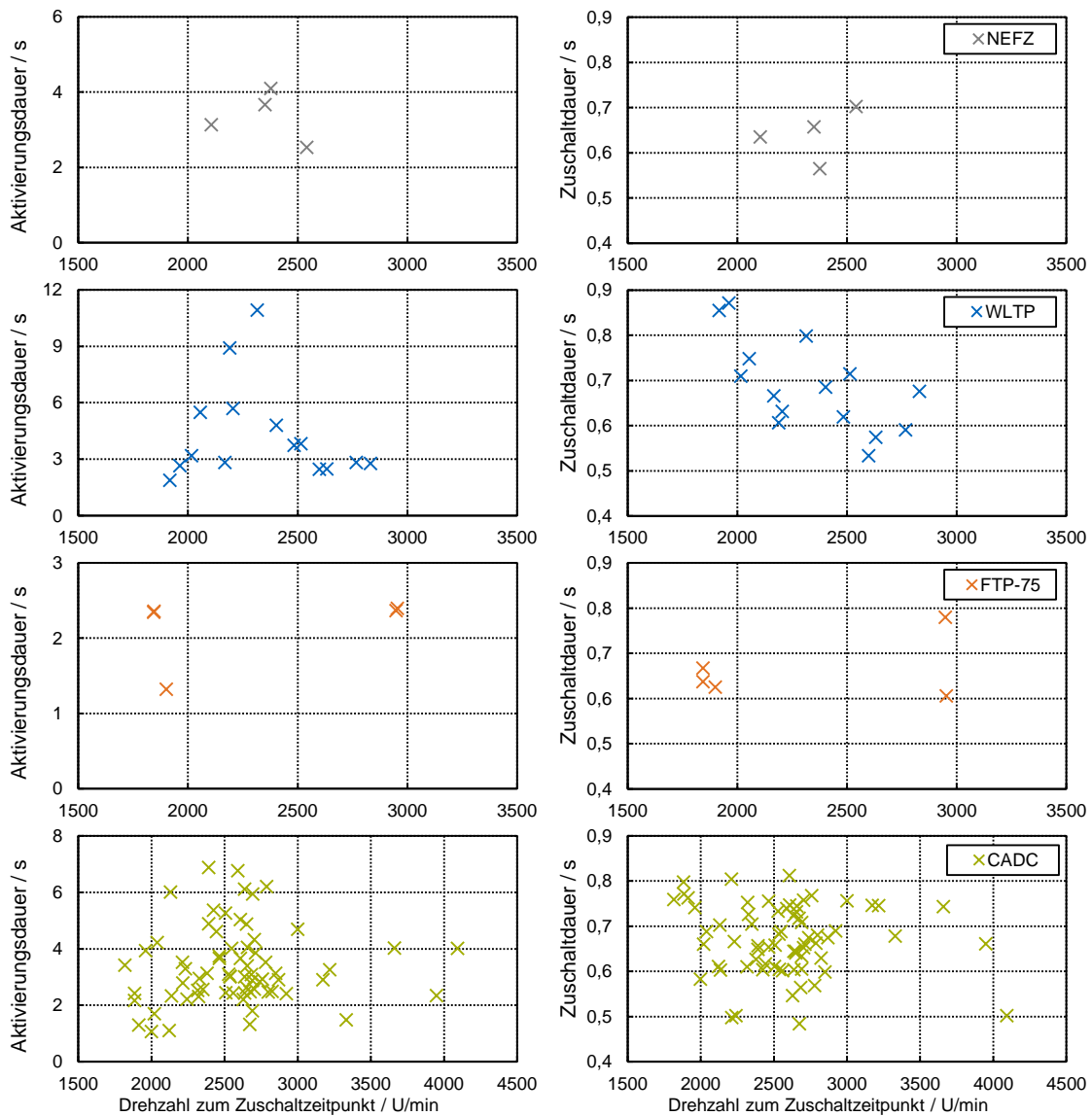


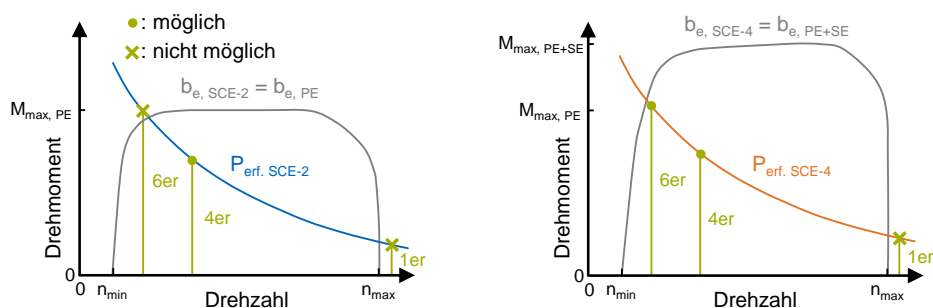
Abbildung 5-4: SE Aktivierungsdauern und Zuschaltzeiten der SCU

5.2.2 Umsetzung der kostenfunktionsbasierten Betriebsstrategie

Die kostenfunktionsbasierte Betriebsstrategie wird in einem iterativen Prozess ausgehend von der einfachen Betriebsstrategie (BSG) der Konzeptphase in Anlehnung an die von STIEGLER [105] vorgestellte BSG aufgebaut und weiterentwickelt. Im Folgenden sind die elementaren Elemente und Funktionen anhand der finalen BSG beschrieben. Angegebene Zahlenwerte sind dabei als Beispiele zur Veranschaulichung der Größenordnung gegeben und stellen eine mögliche zielführende Applikation zur Zykluserfüllung mit den fiktiven Teilmotoren dar. Grundgedanke der BSG ist es, den verbrauchsoptimalen Zustand aus den sich im Falle des eingesetzten 6-Ganggetriebes ergebenden zwölf möglichen Betriebszuständen zu wählen und

dabei die Dynamikanforderung des Fahrprofils zu erfüllen. Aus Komfort-, Verschleiß- und Verbrauchsgründen sind dabei hochfrequente Zustandswechsel im Sekundenbereich zu vermeiden.

Zu jedem Zeitpunkt wird der aktuelle Leistungsbedarf P_{erf} mit zugehörigem spezifischen Verbrauch b_e des vorliegenden Fahrzustandes anhand der Fahrpedalstellung α_{FP} und der Motordrehzahl n aus den hinterlegten Motorverbrauchskennfeldern bestimmt, wie in Abbildung 5-5 veranschaulicht. Im Kennfeld des SCE-4 Modus ist bereits eine optimale Lastaufteilung zwischen PE und SE berücksichtigt, welche auch vom Motorsteuergerät in jedem SCE-4 Betriebspunkt gesteuert von α_{FP} und n abhängig vorgegeben wird. Das im SCE-2 und SCE-4 Kennfeld hinterlegte Motordrehmoment beschreibt das Drehmoment an der Kurbelwelle ohne Antriebsmoment des Ventiltriebs (Nockenwelle + Steuerkette), ohne Massenausgleich und ohne Nebenverbraucher. Um zwischen SCE-2 und SCE-4 Modus vergleichen zu können, werden die jeweils unterschiedlichen Leistungsbedarfe $P_{\text{Nebenaggregate}}$ der reibungserzeugenden Motorkomponenten sowie die erforderlichen Nebenaggregate in drehzahlabhängigen Kennlinien hinterlegt berücksichtigt, wodurch die reine Antriebsleistung P_{Antrieb} bestimmt wird. Durch Erweiterung der hinterlegten Kennfelder könnten in der BSG neben dem Verbrauch gleichermaßen alternative bzw. weitere Optimierungsziele verfolgt werden, wie beispielsweise niedrigste Rohemissionen, solange das Abgasnachbehandlungssystem noch nicht auf Betriebstemperatur ist, oder die Vermeidung des SCE-2 Modus, um das Kühlwasser und Schmieröl bei erhöhter PE Last schnellstmöglich aufzuheizen.

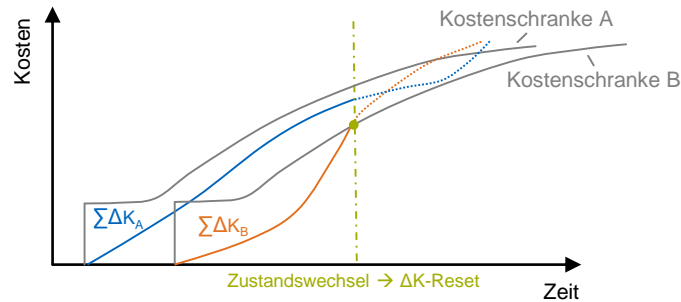


$$P_{\text{erf, SCE-2}} = P_{\text{Antrieb}} + P_{\text{Nebenaggregate, SCE-2}} < P_{\text{erf, SCE-4}} = P_{\text{Antrieb}} + P_{\text{Nebenaggregate, SCE-4}}$$

$$P_{\text{Antrieb}} = P_{\text{erf, SCE-2 / SCE-4}}(\alpha_{\text{FP}}, n(v, \text{Gang})) - P_{\text{Nebenaggregate, SCE-2 / SCE-4}}(n)$$

Abbildung 5-5: Verbrauchskennfelder - Leistungsbestimmung für SCE-2 vs. SCE-4

In Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit und Antriebsleistung ergeben sich neben dem aktuellen Zustand des Fahrzeuges mögliche und nicht mögliche Kombinationen aus Zuschaltzustand und Gangstufe. Zu den einzelnen Zuständen wird der zugehörige spezifische Verbrauch aus den Kennfeldern ermittelt, welche nach Multiplikation von unterschiedlichen Kostenfaktoren X_K in Abhängigkeit von α_{FP} , n und dem Gang den Kosten K entsprechen, wie in Abbildung 5-6 dargestellt.



$$K_{\text{Aktuell / altern. Zustand}} = b_{e, \text{Aktuell / altern. Zustand}}(\alpha_{FP}, n) * X_K(\alpha_{FP}, n, \text{Zustand})$$

$$\Sigma \Delta K_{\text{altern. Zustand}} = (K_{\text{aktuell}} - K_{\text{altern. Zustand}}) * X_{KD}(\alpha_{FP}, n, v, \text{Zustand})$$

Abbildung 5-6: Kostenschranke - schematischer Kostenvergleich A vs. B

Besteht zwischen den aktuellen Kosten und den Kosten eines alternativen Zustands ein Kostenvorteil und sind weitere Vorteilsbedingungen erfüllt, beginnt die Summierung der Kostenvorteile der jeweiligen Zustände. Durch einen Kostenfaktor von 100 kann die Kostensummierung für zusätzliche Bedingungen verhindert bzw. verzögert werden. Die erforderlichen Vorteilsbedingungen, Kostenfaktoren und Kostendifferenzfaktoren der BSG sowie Randbedingungen für verschiedene Zustandswechselabläufe sind in Tabelle 5-2 gelistet.

Die Kostendifferenzen jedes vorteilhaften Zustandes werden solange summiert, bis ein Zustandswechsel erfolgt oder erstmalig kein Kostenvorteil besteht. Danach werden die Kostendifferenzsummen zurückgesetzt. Ein Zustandswechsel erfolgt, wenn die Kostendifferenzsumme die dynamische Kostenschranke (dynamisch = über die Zeit veränderlich – hier wachsend) überschreitet. Die kurzzeitig konstante und dann logarithmisch anwachsende Kostenschranke sorgt für einen Wechsel zugunsten von Zuständen mit längerfristig vorliegendem, moderaten Kostenvorteil oder zugunsten eines Zustands mit hohem Kostenvorteil für eine kürzere Zeit, wie in Abbildung 5-6 schematisch für einen Zustand A und B veranschaulicht.

Tabelle 5-2: Kostenvorteilsbedingungen, Kostenfaktoren und Kostendifferenzfaktoren

Typ	Beschreibung / Zielsetzung
Kostenvorteilsbedingung: wenn erfüllt, beginnt ΣKostendifferenz	Kostenvorteil für Zustand liegt vor → ΔK > 0
	Zustandsänderung nach Gangwechsel verzögern → Δt > 0,4 s nach Gangwechsel & Δt > 1 s nach Hochschaltung in 3ten bis 6ten Gang
	Zustandsänderung nach SE Zu- und Abschaltung verzögern → Δt > 2 s nach Zu- oder Abschaltung
	Dynamikreserve im 1ten Gang gewähren → v > 10 km/h für 1ten Gang

5 POTENTIALABSICHERUNG MITTELS DETAILLIERTER GESAMTFAHRZEUGSIMULATION

X _K – Kostenfaktoren	Zustände außerhalb des Motorkennfelds vermeiden → $n_{\text{erf}} > n_{\text{min}} \ \& \ n_{\text{erf}} < n_{\text{max}} \ \& \ M_{\text{erf}} < M_{\text{max}}$ sonst $X_K = 100$
	Leistungsreserve des PE für SE-Zuschaltung aufrechterhalten, um Zyklusverletzung zu vermeiden → $X_{K, \text{SCE-2}} = 1$ für $\alpha_{\text{FP}} < 90\%$; $X_{K, \text{SCE-2}}$ steigt linear auf 1,2 für $\alpha_{\text{FP}} = 100\%$
	Hochschalten bei hohen Lasten vermeiden, um Zyklusverletzung zu vermeiden → X_K ; höherer Gang = 100 für $\alpha_{\text{FP}} < 95\%$ & $n < 4500$ U/min
	Abschalten des SE bei Bremsbedarf vermeiden → $X_{K, \text{SCE-2}} = 100$ für $\alpha_{\text{FP}} = 0$ & Bremse aktiv & SCE-4 aktiv
	Rückschaltungen in 1ten bis 3ten Gang aus Komfortgründen verzögern → $X_{K, 1\text{ter}} = 100$ für $v > 18$ km/h, $X_{K, 2\text{ter}} = 100$ für $v > 50$ km/h, $X_{K, 3\text{ter}} = 100$ für $v > 80$ km/h
X _{KD} – Kostendifferenzfaktoren	Gänge Überspringen vermeiden → $X_{KD, \text{ein Gang überspringen}} = 0,5$, $X_{KD, \text{mehr als ein Gang überspringen}} = 0,3$
	SE-Zuschaltungen bei Stadtfahrten < 50 oder 60 km/h verzögern → $X_{KD; \text{SCE-4}} < 1$; (oder verhindern → $X_{K, \text{SCE-4}} = 100$)
	Verfrühte Abschaltung und Wiedereinschaltung des SE aus Komfortgründen vermeiden → $X_{KD} = 0,8$ für $\alpha_{\text{FP}} > 23\%$ oder $v > 95$ km/h
	Rückschalten bei hohem Leistungsbedarf in SCE-4 beschleunigen → $X_{KD; \text{SCE-4}} = 1,5$ für $\alpha_{\text{FP}} > 95\%$
Zustandswechselablauf	Bei SE-Zuschaltung und Hochschalten → Zuschaltung vor Gangwechsel
	Bei SE-Zuschaltung und Runterschalten → Zuschaltung vor Gangwechsel
	Bei SE-Abschaltung und Hochschalten → kann gleichzeitig erfolgen
	Bei SE-Abschaltung und Rückschalten → Rückschalten vor Abschaltung

Die Abstimmung der einzelnen Faktoren und Bedingungen erfolgt in einem iterativen Applikationsprozess der BSG mit der detaillierten GFS in der vollständigen oder der rechenzeitoptimierten Ausführung. Die Kostenschranke selbst wird erstellt, indem alle Fahrzyklen ohne Kostenschranke simuliert werden. Ein Zustandswechsel erfolgt somit instantan, sobald ein Kostenvorteil vorliegt. Alle Zustandswechsel, bei welchen es innerhalb der nächsten zwei Sekunden zum Rückwechsel in den vorherigen Zustand kommt, sollen durch die Nichtüberschreitung der Kostenschranke verhindert werden. Die Kostenschranke wird somit als Hüllkurve aller Kostendifferenzsummen dieser Zuschaltungen kleiner zwei Sekunden modelliert. Mit abgestimmter Betriebsstrategie können mit einem Parametersatz sowohl die für die Applikation verwendeten Fahrzyklen als auch weitere Zyklen wie der RFZM weitestgehend ohne Zyklusverletzung erfüllt werden. Der SCE bestätigt dabei seinen Verbrauchsvorteil gegenüber den Referenzmotoren.

5.2.3 Rechenzeitoptimiertes Modell mit vollem Betriebsstrategieumfang

Zur effizienten Betriebsstrategieanalyse und -entwicklung kommt das in 4.4.3 beschriebene rechenzeitoptimierte Co-Simulation GFS-Modell zum Einsatz. Dadurch kann die Rechenzeit gegenüber dem GFS_{det} -Modell beispielsweise für den WLTP von fünf Stunden auf ~30 Minuten und für den CADC von neun Stunden auf ca. eine Stunde reduziert werden. Die gute Vergleichbarkeit zum detaillierten GFS-Modell wird in Abbildung 5-7 exemplarisch durch eine Simulation des WLTP veranschaulicht. Hierbei ist ein Interimsstand der kostenfunktionsbasierten BSG implementiert, welcher alle elementaren Eigenschaften wie die optimale Lastverteilung und die freie Gangwahl des finalen Standes aufweist. Lediglich in der Implementierungsstruktur und der Parametrierung bestehen Unterschiede zum finalen Stand.

Wie auch in der GFS_{komp} mit vereinfachter Hysterese-basierter BSG ohne Co-Simulationsstruktur, kommt es durch die vereinfachte Abbildung von PE, SE und der SCU im GFS_{zeit} zu weniger SE Aktivierungen als in der GFS_{det} . Die von der BSG gewählte Gangstufe unterscheidet sich zwischen den beiden Modellen GFS_{det} und GFS_{zeit} plausiblerweise primär in Bereichen des Zyklus, in welchen auch der Aktivierungszustand abweicht. Das makroskopische Verhalten der beiden Modelle ist darüber hinaus für den zielführenden Einsatz der GFS_{zeit} zufriedenstellend ähnlich. Bei der freien Gangwahl unterscheidet sich der Verbrauch zwischen den beiden Modellen um 3,2 %, bei fester Vorgabe der WLTP-spezifischen Schaltpunkte im Falle eines manuellen Getriebes lediglich um 0,8 %.

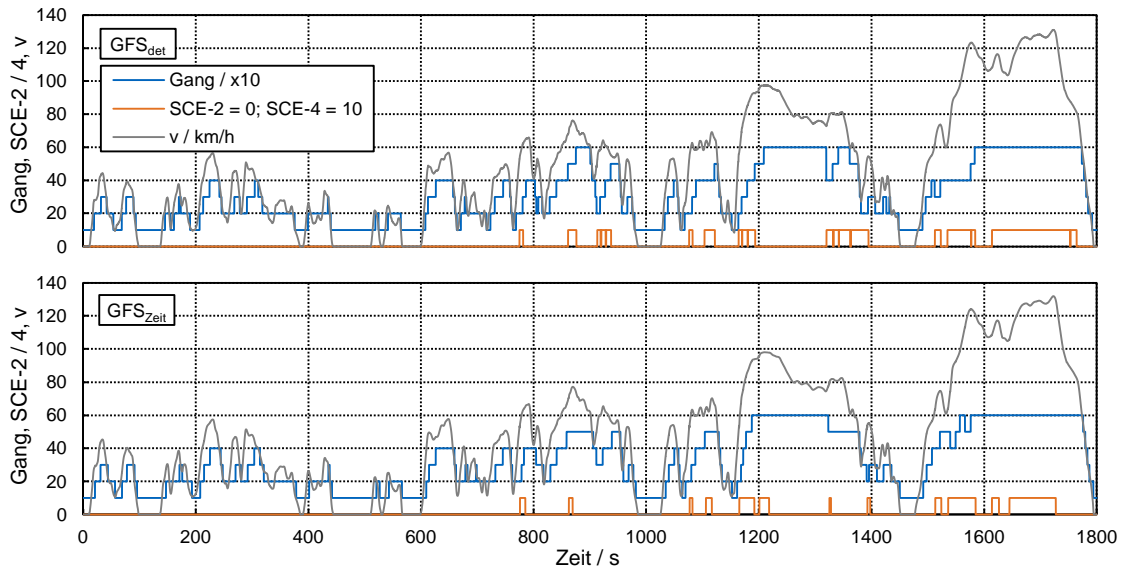


Abbildung 5-7: Detailliertes Modell vs. rechenzeitoptimiertes Modell im WLTP

Beispielhaft ist für den Nachweis der Übertragbarkeit der BSG und der generellen Funktion des SCE-Konzepts in Abbildung 5-8 das Simulationsergebnis des eigens aufgezeichneten RFZM mit dem GFS_{zeit} -Modell dargestellt. Die BSG-Parametrierung und Kostenschranken entsprechen dabei dem anhand der Zyklen NEFZ, WLTP, FTP-75 und CADC abgestimmten Stand. Ausschließlich eine Anpassung für die freie Gangwahl war erforderlich, um den RFZM

ohne Zyklusverletzung zu durchlaufen. Mit der vorherigen Parametrierung wurde nicht berücksichtigt, dass die Höchstgeschwindigkeit mit der im Modellstand verwendeten Downspeeding Übersetzung in Gangstufe vier erreichbar ist. Im Hochgeschwindigkeitsbereich des RFZM kam es ohne Anpassung kostenbedingt zur Wahl von hohen Gängen, welche kurz nach dem Gangwechsel dann zum Verlassen des Fahrstrahls führen. Durch eine Kostenanpassung der hohen Gänge oberhalb der mit dem jeweiligen Gang erreichbaren Geschwindigkeit und mittels einer Adaption der Gangwechselbedingung im SCE-4 Modus kann das Fahrzeug vollständig dem Geschwindigkeitsverlauf folgen, ohne den Korridor (hier ± 1 km/h und $\pm 0,5$ s) zu verlassen.

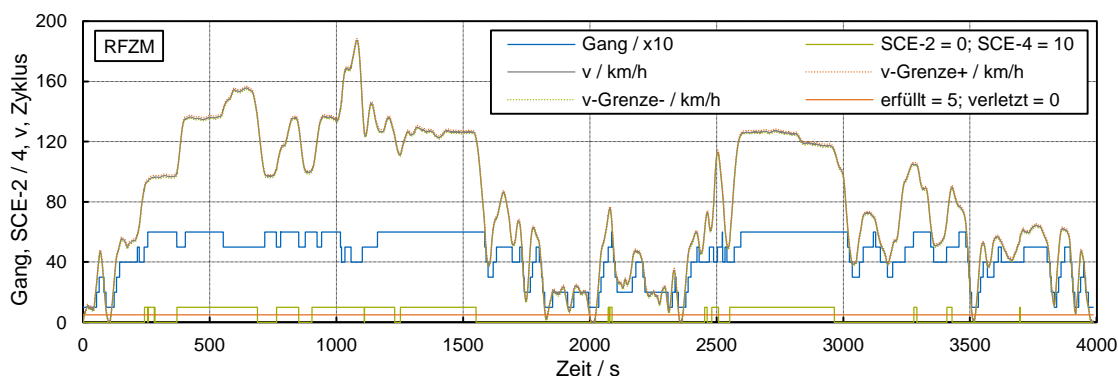


Abbildung 5-8: Rechenzeitoptimiertes Modell im RFZM

Die Aktivierungsdauer des SE beträgt mit 1564 s ca. 40 % des ~66 min dauernden Zyklus und ist auf 40 Zuschaltungen aufgeteilt. Der erfolgreiche und plausible Simulationsdurchlauf einer realen Straßenfahrt spricht für die Stabilität der BSG und zeigt, dass der anhand vierer Vergleichszyklen mit moderaten Geschwindigkeiten ausgelegte SCE auch höheren Geschwindigkeitsanforderungen gerecht wird. Aufgrund des großen Zuschaltanteils schwindet hierbei folglich das Einsparpotential gegenüber den Referenzmotoren.

5.3 Fazit zur Potentialabsicherung und Machbarkeit

Durch die realitätsnahe Abbildung des Kupplungsvorgangs im Co-Simulation Modellaufbau und die Integration einer nicht prädiktiven, allgemeingültigen Betriebsstrategie sowie das dabei vorliegende plausible Systemverhalten kann das GFS_{det}-Modell für den simulativen Machbarkeitsnachweis als geeignet eingeordnet werden. Ein zusätzlich abgeleiteter rechenzeitoptimierter Modellstand erzielt eine ausreichende Ähnlichkeit, um damit Variation und Optimierungen durchzuführen. Die auftretenden Unterschiede der beiden Modellvarianten sind prinzipbedingt und nachvollziehbar. Die erarbeitete kostenfunktionsbasierte Betriebsstrategie sorgt zyklusübergreifend für eine verbrauchsoptimale Aktivierung des SE, Gangwahl und Lastaufteilung zwischen den Motoren bei hoher Zykluserfüllung. Neben den bereits ab der Konzeptphase in den Entwicklungsprozess eingeflossenen Vergleichszyklen ist auch ein eigens aufgezeichneter Realfahrzyklus mit höheren Geschwindigkeiten fahrbar. Unabhängig der beiden Modellvarianten kann der SCE sein Verbrauchseinsparpotential gegenüber den Referenzmotoren bestätigen, wie in Tabelle 5-3 exemplarisch anhand des finalen Modellstandes mit den fiktiven Teilmotoren aus der Konzeptphase veranschaulicht ist. Der im WLTP und

CADC sehr ähnliche Verbrauch von CDE und CE ist auf die nicht optimal für diese Motoren passende bzw. abgestimmte BSG zurückzuführen.

Tabelle 5-3: Exemplarisches Einsparpotential des Splitkurbelwellenmotors

	SCE: Verbrauch / l/100km		CDE: Verbrauch / l/100km		CE: Verbrauch / l/100km	
	GFS kompakt	GFS detailliert	GFS kompakt	GFS detailliert	GFS kompakt	GFS detailliert
NEFZ	5,76	5,97 (+3,6 %)	6,35	6,76 (+6,5 %)	6,68	6,79 (+1,6 %)
WLTP	6,10	6,36 (+3,6 %)	6,53	6,86 (+5,0 %)	6,53	6,86 (+5,0 %)
CADC	6,51	6,87 (+5,5 %)	6,75	7,38 (+9,4 %)	6,77	7,34 (+8,4 %)

6 Entwicklung und Analyse der Subsysteme des Splitkurbelwellenmotors

Die Teilmotoren, deren gemeinsamer Splitkupplung-spezifischer Kurbeltrieb, das gemeinsame Kühlwasser-, Schmieröl- und Kraftstoffsystem sowie die SCE-spezifische Abgasanlage bilden die Subsysteme des Splitkurbelwellenmotors. Anforderungen und mögliche Ausführungsarten sowie die jeweils zugehörige Entwicklungsmethodik der Subsysteme werden im Folgenden erläutert. Ausgewählte Ergebnisse und Herausforderungen werden diskutiert. Die experimentelle Umsetzung und Untersuchung der Teilmotoren dient zum einen dazu, eine Messdatenbasis von Motorcharakteristik, Verbrauch und Emission für die Fahrzeugsimulation und Potentialanalyse zu schaffen und zum anderen dazu, die Kopplung der Teilmotoren im Versuchsbetrieb analysieren zu können. Die Einbringung der SCU zwischen die beiden Teilmotoren und Erprobung des Verbunds PE, SCU und SE sind mit dem experimentellen Aufbau vorbereitet. Die Umsetzung des SCE-spezifischen Kühlwasser- und Schmierölsystems dient neben der Messdatenbasiserstellung als vorbereitende Maßnahme, um den SCE mit allen Subsystemen inkl. SCU am Motorenprüfstand dynamisch, innerhalb sich aus den Fahrzyklen ergebenden Lastkollektiven, zu erproben. Für die realisierte Variante der Abgasanlage gilt das gleiche. Ein spezielles SCE-spezifisches Kraftstoffversorgungssystem ist nicht umgesetzt und weitere Verbraucher wie Generator oder Komfortverbraucher sind nicht berücksichtigt.

6.1 Primärmotor

Bereits in der Konzeptphase wurden mit der kompakten Gesamtfahrzeugsimulation unterschiedliche Motorcharakteristika des PE hinsichtlich Low End Torque und Time to Torque Verhalten durch unterschiedliche Aufladevarianten untersucht. Der erreichbare Drehmomentanstieg der in GT-Suite modellierten PE-Varianten als Sprungantwort auf die Fahrpedalstellungsänderung von Leerlauf auf Volllast ist in Abbildung 6-1 links exemplarisch für 1500 U/min veranschaulicht. Neben zwei unterschiedlichen Turboladern (Turbocharger TC - Garret und IHI) sind ein riemengetriebener und via Magnetkupplung trennbarer Spirallader der Firma Handtmann (Supercharger SC) sowie ein fiktiver elektrisch angetriebener Boost-Verdichter (Supercharger SC Boost) betrachtet. Für alle Aufladevarianten exklusive dem Boost-Verdichter sind zwei Wastegate- bzw. Bypassventil-Strategien abgebildet. Die dynamische (dyn.) Variante erzeugt stets den maximal möglichen Ladedruck und die Motordrosselklappe vernichtet diesen bei niedriger Lastanforderung. Die effizienten Varianten (eff.) entdrosseln maximal und der Ladedruck muss sich im Anforderungsfall erst aufbauen. Ein dynamisches Ansprechverhalten wirkt hinsichtlich der Zykluserfüllung vorteilhaft (vgl. Abbildung 6-1 rechts). Die Abgasturboaufladung stellt bei geeigneter Ausführung hinsichtlich des Verbrauchs eine zielführende Aufladevariante für den SCE dar. Gegenüber dem elektrischen Verdichter erfüllt der Abgasturbolader als State of the Art Technologie den Anspruch kostengünstig zu sein besser.

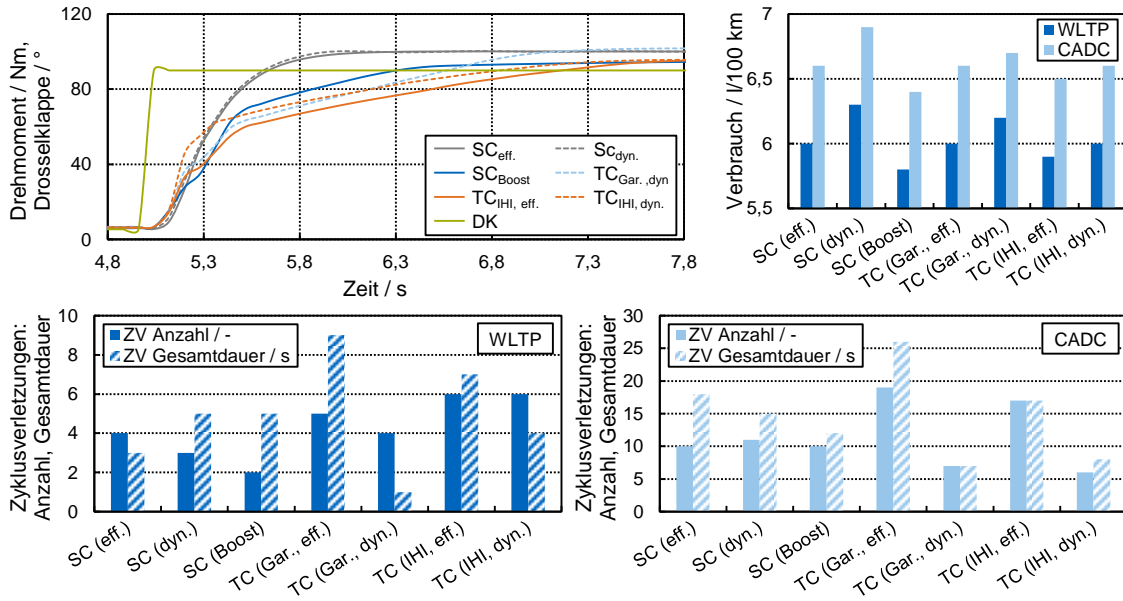


Abbildung 6-1: Einfluss unterschiedlicher Aufladevarianten in WLTP und CADC

6.1.1 Effizienzoptimale stöchiometrische Applikation

Gegenüber dem fiktiven PE liefert die Werksapplikation des MPE850 theoretisch ein höheres Spitzenmoment, wie in Abbildung 6-2 links zu sehen. Im oberen Last-Drehzahlbereich wird der Motor zur Kühlung im Fetten und klopfbedingt bei einer späteren Schwerpunktlage betrieben. Mit einer Limitierung auf $\lambda > 0,9$ wurde die Betriebsgrenze bis zum Glühzündungsschaden an einem Zylinder bei 950°C Abgastemperatur und 6000 U/min herausgefahren und im Nachgang ein Applikationssicherheitsabstand von 50 K definiert.

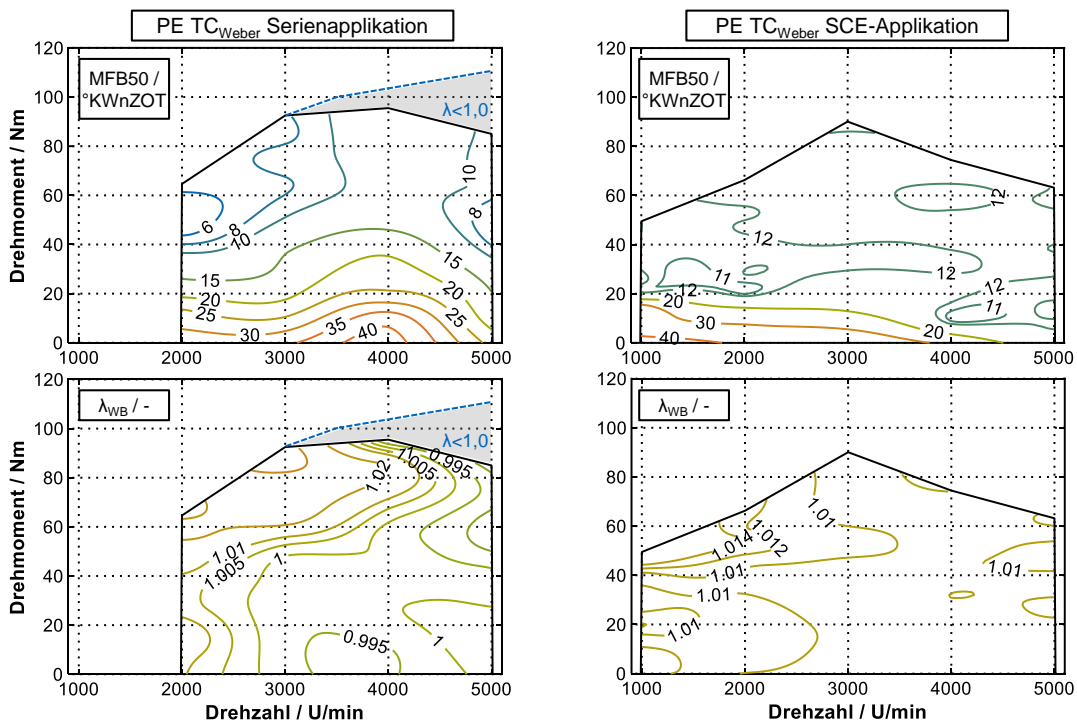


Abbildung 6-2: Motorkennfeld unterschiedlicher Primärmotor-Applikationsvarianten

Durch die SCE-spezifische wirkungsgrad- und zugleich emissionsoptimale Lambda-1 Applikation (rechts) beschränkt sich das erreichbare Spitzendrehmoment auf ~90 Nm und der höhere Drehzahlbereich ist durch die definierte Abgastemperaturgrenze von 900°C stark limitiert. Die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage MFB50 wurde experimentell in dieser Konfiguration zu 12°KW nach ZOT bestimmt und weitestgehend im gesamten Kennfeld angewendet. Gegenüber den Versuchsträgern kann und muss das Kennfeld für eine Serienanwendung mit einer effizienten Zylinderkopf- und Abgaskrümmere Kühlung nach Stand der Technik erweitert werden. Der Applikationsprozess von PE und SE wird mit DVA und APR Simulation begleitet, um beispielsweise die hinsichtlich Kurzschlusspülung zu vermeidenden Einspritzzeitpunkte zu ermitteln, eine „Low End Torque“-fähige Turboladervariante auszuwählen und parallel dazu die detaillierten Motormodelle für die GFS abzustimmen.

Die Kurzschlusspülung von Kraftstoffgemisch ist aus mehreren Gründen zu vermeiden. Offensichtliche Gründe sind der Kraftstoffverbrauch und die HC-Rohemissionen. Die HC-Emission könnte grundsätzlich bei einer globalen Einhaltung von $\lambda = 1$ oxidiert werden, erfordert jedoch ein großes Katvolumen. Die Lambda-Regelung selbst liefert einen weiteren Grund. Durch kurzschlussgespültes Kraftstoff-Luft Aerosol kann von der vor Kat befindlichen eingesetzten Lambdasonde das Verbrennungsluftverhältnis nicht korrekt bestimmt werden. Ein möglicher Grund dafür ist, dass der durch die Pumpzelle zugeführte Sauerstoff nicht schnell genug mit den Kohlenwasserstoffen reagiert, sodass die Analysezelle sofort den Umschlag zum Überstöchiometrischen ausgibt und dadurch $\lambda = 1$ ausgewertet wird, obwohl ein global fettes Gemisch vorliegt. Einspritztimingvariationen bei positiv vorliegendem Spüldruckgefälle und Zündaussetzerversuche eines Zylinders mit gesteuerter Einspritzmenge bestätigen dies im Rahmen der durchgeführten Experimente durch den Vergleich zum aus der Abgasemission bestimmten Verbrennungsluftverhältnis nach Brettschneider. Ohne auftretender Kurzschlusspülung und global fettem Gemisch stimmt das Verbrennungsluftverhältnis von Lambdasonde und nach Brettschneider berechnet überein. Sofern eine zweite Sonde nach Kat eingesetzt wird und man vorgesteuert den Motor in einem engen Fenster um $\lambda = 1$ betreibt, werden die nicht im Kat oxidierten Kohlenwasserstoffe mindestens ausreichend aufbereitet oder aufgeheizt, sodass die zweite Sonde korrekt misst. Ein erhöhter Aufwand sowie eine eingeschränkte Reaktionszeit der Lambda-Regelung ist die Konsequenz.

Unabhängig davon bringt die Lambda-1 Applikation eine weitere, von konventionellen Applikationskonzepten mit Vollastanfertigung nicht bekannte, Herausforderung an den 3-Wege-Kat mit sich. Im Kennfeldbereich höchster Leistung wird beim Lambda-1 Konzept stets eine hohe Katakativität aufrechterhalten und somit ein zusätzlicher Wärmeeintrag erzeugt. Eine aufbereitungsoptimale vorgelagerte Einspritzstrategie mit erhöhtem Anteil von kurzschlussgespülten Gemisch unter Einhaltung eines global stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses führt bei den Versuchen im Bereich der Abgastemperaturgrenze von 900 K lokal zum Schmelzen des eingesetzten Metallkats. Das Motorkühlkonzept, die Steuerzeit und die Temperaturfestigkeit der eingesetzten Materialien sind bei den Versuchen nicht optimal für eine PKW

Serienanwendung. Dennoch veranschaulichen die Versuchsergebnisse die Herausforderung eines Lambda-1 Konzepts eingängig.

Neben den Motorbetriebsgrößen wie Leistung und Verbrauch werden für alle Varianten Material- und Medientemperaturen sowie Mediendrucke und -durchflüsse eingemessen und die Abgasrohmissionen sowie konfigurationsabhängig auch die Nachkatmissionen erfasst. Daraus abgeleitete Kennfelder können direkt in der ZBA eingesetzt oder als Validierungsdatensatz für die detaillierte GFS verwendet werden.

6.1.2 “Low End Torque”-fähige Aufladevariante

Die Unterschiede zwischen der SCE-spezifischen Applikation des PE mit Weber Turbolader und der Variante mit dem kleineren ausgewählten IHI-Turbolader sind in Abbildung 6-3 links anhand deren Vollastlinien gegenübergestellt. Beide Motorvarianten berücksichtigen die vollständig stöchiometrische und hinsichtlich Kurschlusspülung optimale Applikation unter Einhaltung der definierten Auslasstemperaturgrenze. Mit dem kleineren, ebenfalls wastegate-geregelten, Turbolader lässt sich im niedrigen effizienten Drehzahlbereich bis 3500 U/min, wie mit der APR ausgelegt, ein höheres Drehmoment erzielen. Im höheren Drehzahlbereich muss Abgastemperaturbedingt beim IHI Turbolader das Wastegate früher geöffnet werden, was mit einem Drehmomentnachteil gegenüber dem Weber Turbolader ab ca. 4000 U/min einhergeht.

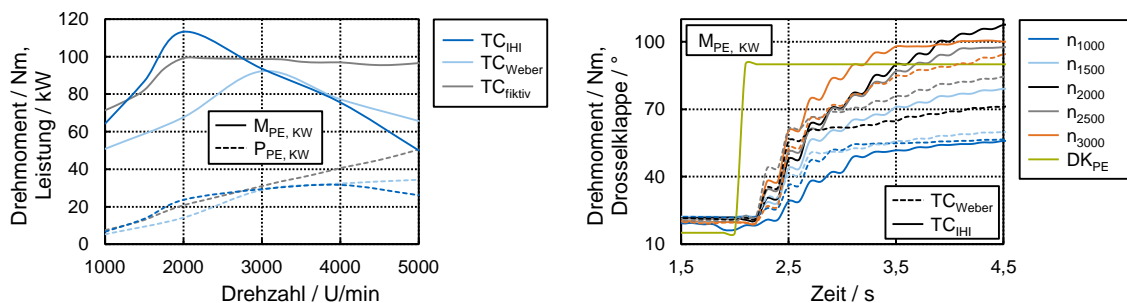


Abbildung 6-3: Experimenteller Vergleich zweier Aufladevarianten

Im rechten Diagramm ist die Drehmomentantwort der beiden Motoren auf einen Lastsprung von 21° Drosselklappenstellung auf 90° bei unterschiedlichen Drehzahlen gegenübergestellt. Ab ca. 55 Nm ist die saugmotorische Vollast des PE erreicht und der Ladedruckaufbau ist für einen weiteren Anstieg im Drehmoment erforderlich. Der Vorteil im Ansprechverhalten der Variante mit IHI-Turbolader ist ab 1500 U/min ersichtlich. Gemäß den Erkenntnissen aus der Konzeptphase ist damit ein Vorteil in Verbrauch und Zykluserfüllung zu erzielen.

6.2 Sekundärmotor

6.2.1 Effizienzoptimale stöchiometrische Applikation

Wie für den PE erfolgt für den SE nach der Grundvermessung mit dem Seriensteuergerät die SCE-spezifische Lambda-1 Applikation. Die den beiden Motorapplikationsvarianten zugehörigen Schwerpunktlagenkennfelder sind in Abbildung 6-4 dargestellt. Beide Varianten erreichen

nicht das Volllastdrehmoment des fiktiven Motors mit Direkteinspritzung aus der Konzeptphase. Auf eine mechanische Optimierung zur Leistungssteigerung wird im Rahmen der Arbeit verzichtet, da die erforderlichen Randbedingungen für die allgemeine Erprobung des SCE-Antriebstrangs am Gesamtsystemprüfstand vom vorliegenden SE-Versuchsträger geliefert werden. Im Rahmen der ZBA wird die Auswirkung der abweichenden Motorcharakteristik analysiert. Die eingemessenen Motorkennfelder, beispielsweise für den spezifischen Verbrauch und die Emissionen, können in der ZBA skaliert werden, um Sensitivitätsanalysen bzgl. der Motorleistung des SE durchzuführen.

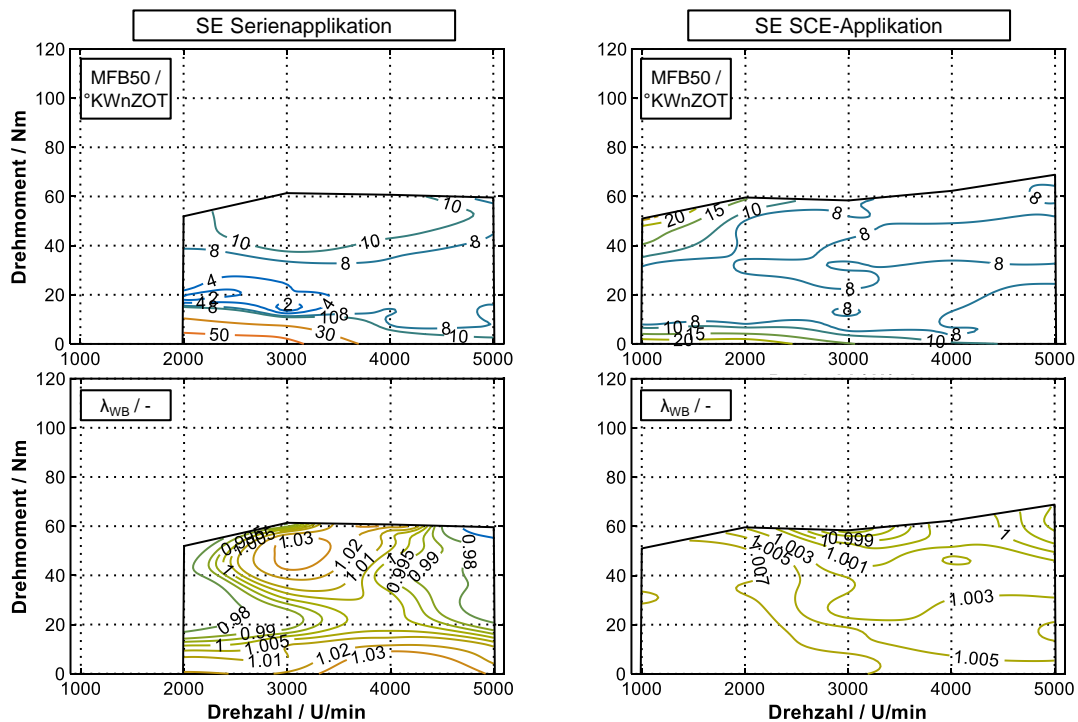


Abbildung 6-4: Motorkennfelder unterschiedlicher Sekundärmotor-Applikationsvarianten

6.2.2 Bestimmung von Schleppmomenten und Reibungsverlusten

Im Anforderungsfall wird der Sekundärmotor je nach Zuschaltstrategie entweder vollständig bis zum Erreichen der Synchrondrehzahl, oder mindestens bis zu seiner Startdrehzahl, durch den PE hochgeschleppt. Für die erstgenannte, im Rahmen der Arbeit intensiv analysierte Variante ist die optimale Drosselklappenstellung des SE besonders relevant. Vermeidet man die Pumpverluste des SE weitestgehend durch eine ideal geschlossene Drosselklappe, zeigt das APR-Simulationsmodell des SE ein geringeres gemittelttes Schleppmoment gegenüber einer teilweise oder vollständig geöffneten Drosselklappe bei gleichzeitig niedrigeren Drehmomentenschwankungen. Die Analyse des Zuschaltvorgangs mit dem detaillierten SCU-Modell bestätigt den Vorteil niedriger Drehmomentenschwankungen durch die Erreichung von kürzeren Zuschaltzeiten. Vor allem in der Synchronisationsphase kann Zeit eingespart werden. Ein niedrigeres mittleres Schleppmoment, welches vom PE aufgebracht werden muss, geht direkt in die Effizienz des Zuschaltvorgangs ein. In Abbildung 6-5 ist links die reale am Prüfstand zwischen PE

und SE gemessene Drehmomentschwankung für die aktiv geschlossene und die vollständig geöffnete elektrische Drosselklappe exemplarisch für eine Drehzahl dargestellt. Für die geschlossene Drosselklappe bestätigen sich die aus der Simulation und der Theorie zu erwartenden deutlich verringerten Schwankungen des Drehmoments über ein Arbeitsspiel.

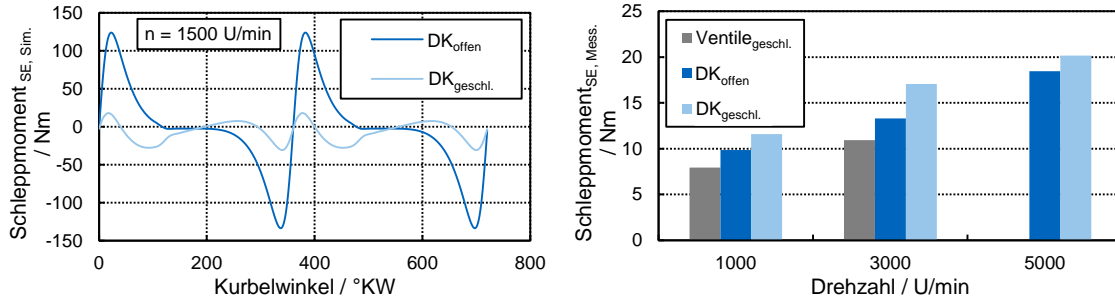


Abbildung 6-5: Drehmomentschwankung und Schleppmoment des Sekundärmotors

Das mittlere Schleppmoment beider Varianten ist im rechten Diagramm für exemplarische Drehzahlen aufgetragen und zusätzlich einer Vermessung des SE mit ausgebauten Kipphebeln gegenübergestellt. Diese Konfiguration dient zur Erfassung des Schleppmoments des abgeschalteten Motorteils des CDEs mit Ventilabschaltung und erzielt wie zu erwarten das niedrigste Schleppmoment. Anderes als bei der in der Simulation als ideal geschlossenen modellierten Drosselklappe ist beim Motorversuch das Schleppmoment mit geschlossener Drosselklappe am größten unter den drei betrachteten Fällen. Eine verkürzte Zuschaltzeit steht damit mit einer geringeren Hochschlepparbeit in Konkurrenz, wobei eine schnellere Zuschaltung durch die verkürzte Schleppdauer bei gegebenem Schleppmoment eine geringere Arbeit erfordert.

Betrachtet man zusätzlich die Emissionen, lässt sich eine klare Empfehlung für die zu wählende Drosselklappenstellung während des Hochschleppvorgangs ableiten. Im Diagramm von Abbildung 6-6 ist die HC-Emissionskonzentration für beide Drosselklappenstellungen bei zwei Öltemperaturniveaus über die Motordrehzahl im Schleppbetrieb aufgetragen. Die gemessene Konzentration der aus dem Motoröl stammenden HC-Emissionen steigt wie zu erwarten mit der über die Temperatur abnehmenden Viskosität des Schmieröls. Bei geschlossener Drosselklappe steigt das Konzentrationsniveau stark ab ca. 3000 U/min an und liegt stets oberhalb des Niveaus mit offener Drosselklappe. Zur Bewertung der Auswirkung auf den absoluten Emissionsausstoß muss die Konzentration mindestens mit dem geförderten Luftmassenstrom verknüpft werden. Rechts in Abbildung 6-6 ist der sich ergebende Einfluss auf die Zyklusemission dargestellt. Für einen exemplarischen Modellstand werden die absoluten HC Emissionen jeder Zuschaltung durch die Multiplikation von Konzentration, Dichte und Luftdurchsatz ermittelt. Vereinfachend wird dabei eine mittlere Zuschaltzeit von 0,6 s für alle Zuschaltungen angenommen. Die Summe aller Zuschaltemissionen über die zurückgelegte Zyklusstrecke dient final als Bewertungsgröße. Bei kaltem Motoröl ergibt sich ein minimaler Vorteil mit geöffneter Drosselklappe. Der für einen realen Fahrbetrieb relevantere Bereich des betriebswarmen

Motoröls zeigt hingegen einen signifikant niedrigeren Emissionsanstieg im Zyklus bei geschlossener Drosselklappe. In Verbindung mit dem positiven Einfluss der geringeren Drehmomentschwankung auf den Zuschaltvorgang wird die Hochschleppphase des SE mit geschlossener Drosselklappe empfohlen. Für das SCE-Konzept sind weiterführende Analysen hinsichtlich Optimierungsmaßnahmen zur Öleintragsminimierung in den Brennraum während des Schleppbetriebs empfohlen.

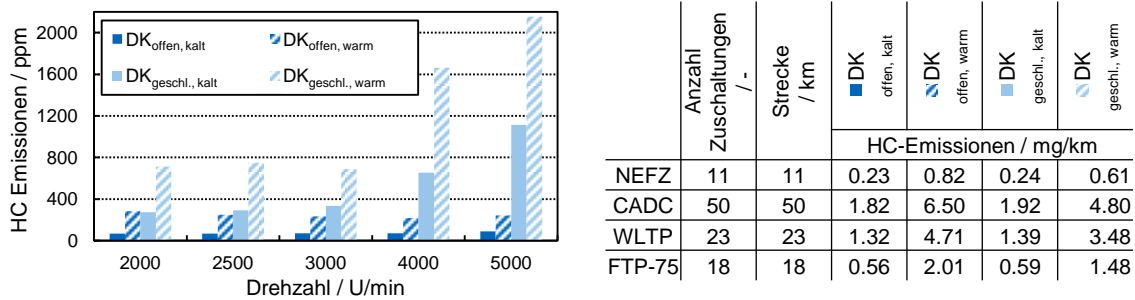
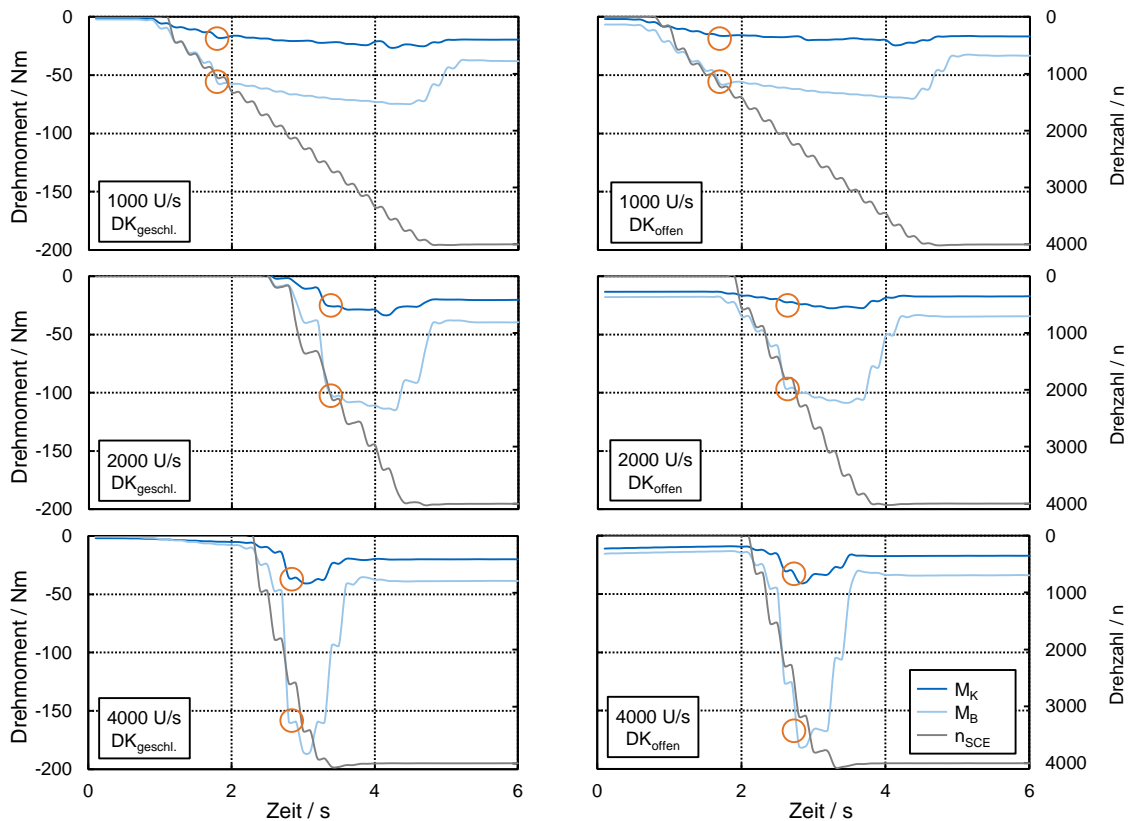


Abbildung 6-6: HC-Schleppemissionen in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung

Die direkte Kopplung der Teilmotoren über den dynamischen Drehmomentmessflansch ermöglicht es, unter Vorgabe von unterschiedlichen Drehzahlgradienten der E-Maschine des Prüfstands das Hochschleppverhalten des SE hinsichtlich Drehmoment, Drehmomentschwung und Öldruckaufbau zu analysieren. Dabei ist die SE-seitige SCU Trägheit im experimentellen Aufbau berücksichtigt. In der favorisierten Konfiguration des SCE-Schmierölsystems sind beide Teilmotoren mit ihrer serienmäßigen, mechanisch gekoppelten Gerotorpumpe mit Druckbegrenzungsventil ausgestattet. Bei den umfangreichen Versuchen mit Drehzahlgradienten von bis zu 4000 U/min pro Sekunde erfolgt der Öldruckaufbau stets ausreichend dynamisch und weder Schäden noch ein auffällig hoher Verschleiß wurden beobachtet. Links in Abbildung 6-7 sind die gemessenen Momente zwischen den Teilmotoren (M_K) und das Gesamtmoment (M_B) zwischen E-Maschine und SCE (SE, SCU-Trägheitsdummys, PE, Schwungrad) für drei exemplarische Drehmomentgradienten bei den beiden Drosselklappenstellungen geschlossen und vollständig geöffnet dargestellt.

Der starr über die Drehmomentmesstechnik an den PE gekoppelte SE wird bei den Versuchen aus dem Stand jeweils auf 4000 U/min beschleunigt. Wie im Stationären erzeugt die geschlossene Drosselklappe ein höheres Schleppmoment. Mit steigendem Drehzahlgradienten ist aufgrund der Systemträgheit und der dargestellten Zeitskala das theoretisch konstante Beschleunigungsmoment an der Stelle des markierten Knicks im Drehmomentverlauf visuell schlechter abzulesen, jedoch im Postprocessing mit MATLAB klar bestimmbar. Mit steigender Drehzahl wächst das gemessene Drehmoment gemäß den mit der Drehzahl steigenden Schleppverlusten. Die gemessenen Drehmomente liegen im Bereich der rechnerisch bestimmten Drehmomente (vgl. 3.4) und der Nachweis für die generelle Umsetzbarkeit der hohen geschleppten Drehzahlgradienten aus dem Stillstand ohne vorkonditionierten Öldruck ist erbracht.



Drehzahlgradient	DK _{geschl.}		DK _{offen}	
	M _K / Nm	M _B / Nm	M _K / Nm	M _B / Nm
1000 U/s	-26	-75	-24	-70
2000 U/s	-33	-114	-27	-108
4000 U/s	-40	-185	-40	-180

Abbildung 6-7: Dynamisches Hochschleppmoment des Sekundärmotors

6.3 Medienkreisläufe

Basierend auf den in 3.2.4 beschriebenen und in 3.5 definierten Anforderungen an die Mediensysteme Kühlkreislauf, Schmierölkreislauf und Kraftstoffversorgung des SCEs gilt es, diese im Rahmen der Machbarkeitsstudie sowohl konstruktiv als auch simulativ umzusetzen. Die konstruktive Umsetzung am Gesamtsystemprüfstand liefert zum einen die Validierungsdaten für die Simulationsmodelle und dient andererseits zum experimentellen Nachweis der generellen Machbarkeit. Darüber hinaus können die aufgebauten Mediensysteme, nach der Implementierung ihrer mittels der Gesamtfahrzeugsimulation abgeleiteten und zu optimierenden Betriebsstrategie in das SCE-Steuergerät, innerhalb von Zyklusfahrten des SCE-Antriebsstrangs am Gesamtsystemprüfstand erprobt werden. In Abbildung 6-8 ist schematisch das Entwicklungsvorgehen zur konstruktiven Umsetzung der SCE Mediensysteme dargestellt. Im Fokus stehen dabei Kühlkreislauf und Schmierölssystem. Mittels Piping & Instrumentation Diagram (P&ID) Schemata werden unterschiedliche Verschaltungen in einem iterativen Prozess konzeptionell analysiert und bewertet. Die zielführende Variante, welche die definierten Anforderungen mit der geringsten Anzahl an Schaltelementen erfüllt, wird ausgewählt. Im Anschluss erfolgt die Analyse der an den Versuchsträgermotoren MPE 850 vorhandenen

Medienkreisläufe und ihrer Komponenten, um sie für die SCE-spezifische Verschaltung und Erweiterung zu modifizieren. Nach der Auslegung der Querschnitte zur Sicherstellung der in der Basisvermessung der Serienkreisläufe erfassten Durchflüsse erfolgt die konstruktive Umsetzung, Beschaffung und Fertigung der Bauteile sowie der Aufbau am Gesamtsystemprüfstand. Ausführung und Funktionsumfang der Systeme werden in den folgenden Subkapiteln erläutert.

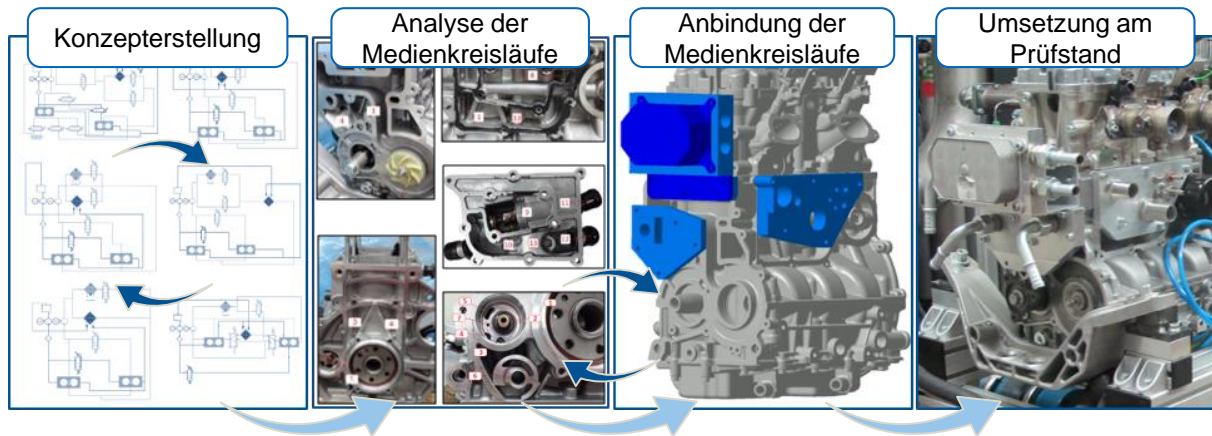


Abbildung 6-8: Entwicklungsvorgehen bei der Umsetzung der SCE Mediensysteme

6.3.1 Kühlmittel-, Schmieröl- und Kraftstoffkreislauf

Um das Verbrauchseinsparpotential des SCE-Konzepts zu maximieren, ist eine bedarfsgerechte Medienversorgung der Teilmotoren obligatorisch. Im einfachsten Fall wäre dies mit je einem separaten, für die Bedarfe von PE und SE angepassten, konventionellen Kühlmittel-, Schmieröl- und Kraftstoffsystem erfüllt. Unabhängig, ob mechanische oder elektrische Pumpen für die drei Systeme eingesetzt werden, sind diese nur aktiv, wenn der Teilmotor betrieben wird. Im SCE-2 Modus würde somit die Antriebsleistung der Pumpen des SE eingespart werden, da weder Schmieröl- oder Kraftstoffdruck noch Kühlung des stillstehenden SE erforderlich sind. Ein derartiges System ist bezüglich der SCE-spezifischen Anforderung, den SE im SCE-2 Modus vorzuwärmen bzw. warmzuhalten, stark eingeschränkt, auch wenn man die Medien selbst über gemeinsame Ausgleichsbehälter bzw. Reservoirs vereint.

Zur Erstellung eines SCE-optimalen Systems hinsichtlich Freiheitsgraden, moderater Komponentenanzahl und Fail-Safe Funktionalität wird bei der Auslegung auf eine State of the Art Ausführung der Pumpen, Ventile/Thermostate und Kühler zurückgegriffen. Somit kommen mechanisch als auch elektrisch angetriebene Pumpen in Frage, welche drehzahl- und/oder lastabhängig geregelt sind, sowie kontinuierlich oder diskret arbeitende Zwei- oder Dreiwegeventile, letztgenannte im einfachsten Fall als Wachsthermostat ausgeführt. Für die Umsetzung am Prüfstand werden teils von den Serienmotoren vorhandene automobilspezifische Komponenten übernommen und beispielsweise für die Darstellung der Thermostatventile um 2/3-Wege Kugelhähne mit elektrischem Antrieb aus dem Heizungsbau oder eine Kreiselpumpe mit Industriemotor und Drehzahlregelung über einen Frequenzumrichter erweitert. Das

Fließschema des entwickelten Kühlwasser- und Schmierölsystems für den SCE sowie eine Visualisierung der Umsetzung am Prüfstand ist in Abbildung 6-9 gegeben. Das Kühlmittel wird über eine drehzahlgeregelte gemeinsame Kühlmittelpumpe (KM-P) in Verbindung mit einem saugseitig angebrachten Ausgleichsbehälter (KM-AB) gefördert und den beiden zur Austrittstemperaturregelung eingesetzten Mischventilen (MV_{PE} und MV_{SE}) parallel, direkt ungekühlt oder über den Kühler, bereitgestellt.

Im SCE-2 Betrieb wird für ein schnelles Aufheizen durch das Zweiwegeabsperrentil (AV_{SE}) in Kombination mit dem SE-zugehörigen Rückschlagventil (RV_{SE}) der kleinstmögliche Kreislauf über den PE dargestellt. Zur parallelen Vorwärmung des SE kann durch kontinuierliches Stellen des AV_{SE} die Temperaturregelung des PE, bei nichtdurchströmtem Kühler mittels Nullstellung von MV_{PE} und MV_{SE} , übernommen werden. Dabei befindet sich das kontinuierlich arbeitende Umschaltventil (UV_{SE}) in der Stellung parallel und lenkt damit den vollständigen Kühlmittelstrom vom PE-Austritt vor die Kühlmittelpumpe. Eine Option für eine effektivere Vorwärmung erfolgt durch serielles Durchströmen des SE. Dabei befinden sich MV_{PE} und MV_{SE} in Nullstellung, AV_{SE} ist vollständig geschlossen und UV_{SE} übernimmt die Austrittstemperaturregelung des PE. Dieser serielle Pfad ist nicht für die Mindestanforderungserfüllung des SCE-Konzepts erforderlich, wird jedoch für die Erprobung am Prüfstand als auch in der Mediensystemsimulation umgesetzt. Entsteht im SCE-2 Betrieb ein höherer Kühlbedarf für PE als durch Vorwärmen bzw. Warmhalten des SE darstellbar, wird durch das MV_{PE} die überschüssige Wärme gegen den Luft-Wasser-Fahrzeugkühler, bzw. am Prüfstand gegen einen Wasser-Wasser-Plattenwärmetauscher mit einstellbarer Kühlleistung, abgeführt. Im SCE-4 Modus übernimmt jeweils das MV_{PE} und MV_{SE} die Austrittstemperaturregelung des zugehörigen Teilmotors. Das AV_{SE} ist dabei vollständig geöffnet und das optionale UV_{SE} lenkt den PE-Kühlmittelstrom vollständig direkt vor KM-P. Vor Motoreintritt wird ein Teilkühlmittelstrom den von den Serienmotoren MPE 850 übernommenen Ölkühlern zugeführt. Für eine Serienumsetzung mit gemeinsamem Motorgehäuse für PE, SE und SCU ist das gesamte Ventilsystem in ein kompaktes Gehäuse mit größtenteils sich darin und im Motorgehäuse befindlichen Leitungen zu integrieren, um Strömungs- und Wärmeverluste zu minimieren.

Aus Fail-Safe Gründen vor allem für einen sofortigen und zuverlässigen Öldruckaufbau im Anforderungsfall des SE sind für beide Motoren separate mechanisch angetriebene Schmierölpumpen ($SÖ-P_{PE}$ und $SÖ-P_{SE}$) mit geeigneter Förderleistung vorgesehen. Im Falle der Prüfstandumsetzung werden die Serienölpumpen der MPE 850 Motoren übernommen. Bei den Schnellstartuntersuchungen (vgl. 6.2.2) wurde damit ein zuverlässiger Öldruckaufbau ohne beobachtete Schädigung des SE nachgewiesen. Beiden Pumpen ist ein Schmierölfilter ($SÖ-F_{PE}$ und $SÖ-F_{SE}$) sowie der zugehörige Schmierölkühler ($SÖ-K_{PE}$ und $SÖ-K_{SE}$) nachgeschaltet. Zur definierten Strömung im SCE-2 Modus sind zwei Rückschlagventile (RV_{SE}) vorgesehen. Für die Vorwärmung des SE-zugehörigen Ölvolumens ist das Schmieröl über ein gemeinsames Ölreservoir für PE und SE vermischt. Dies ist im Falle der Umsetzung am Prüfstand durch einen gemeinsamen Schmieröltank ($SÖ-T$) realisiert. Die MPE 850 Motoren sind

serienmäßig mit einer Trockensumpfschmierung und entsprechenden Schmierölpumpen (SÖ-SP_{PE} und SÖ-SP_{SE}) ausgestattet. Für eine Serienanwendung bildet ein Nassumpfschmiersystem mit gemeinsamer Ölwanne die SCE-spezifischen Anforderungen Vorwärmen, Warmhalten und bedarfsgerechte Öldruckversorgung zufriedenstellend ab.

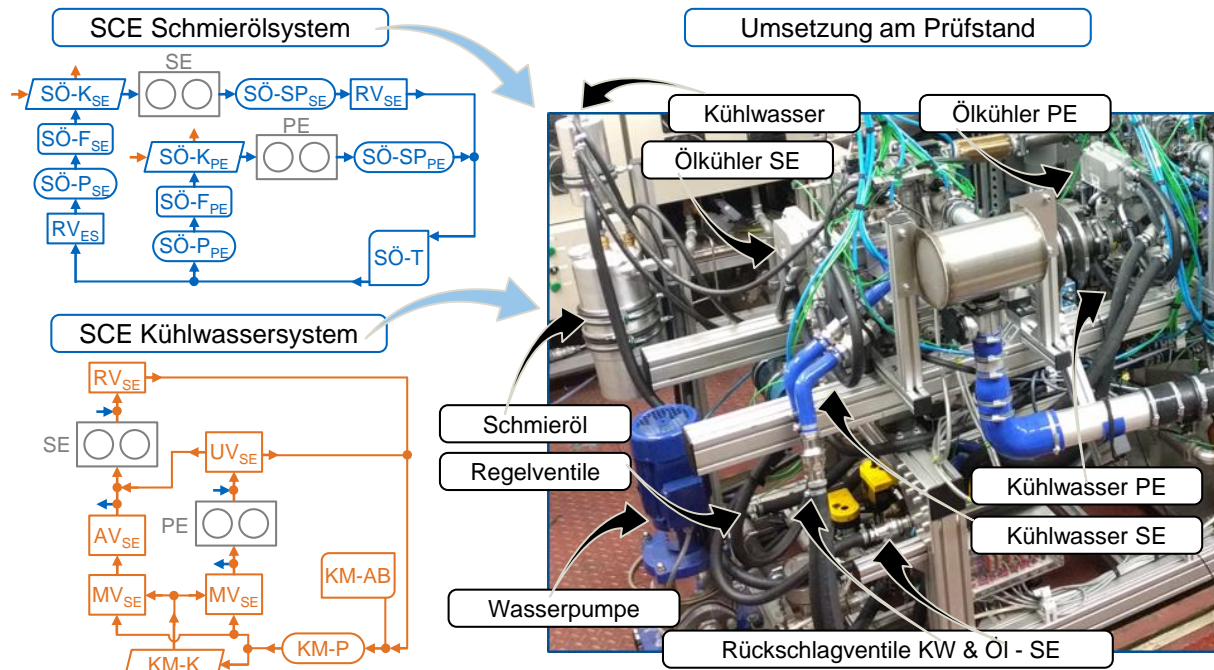


Abbildung 6-9: Kühlmittel-, Schmieröl- und Kraftstoffkreislauf des SCEs

Die Dimensionierung und Auswahl der verbauten Schlauchleitungen und Ventilquerschnitte erfolgte anhand der in der Grundvermessung gesammelten Daten. Beide Systeme liefern dadurch im Teil- und Vollmotorversuch am Prüfstand das gewünschte Verhalten. Es ergibt sich beispielsweise während der Regelung auf eine konstante Kühlwasseraustrittstemperatur im SCE-4 Modus über beide Motoren die aus der Grundvermessung bekannte Kühlwassertemperaturdifferenz von Motoreintritt nach Motorausritt. Die unterschiedlichen Temperaturregelpfade sind darstellbar und Aufheizkurven mit zugehörigen Volumenströmen und Druckverlusten über die Teilmotoren sind als Validierungsgrundlage für das Simulationsmodell eingemessen.

Das Kraftstoffsystem für die saugrohreinspritzenden SCE-Teilmotoren ist im einfachsten Fall, wie auch am Prüfstand umgesetzt, mit einer gemeinsamen Kraftstoffpumpe und einem Druckregler ausgeführt. Kann ein konstantes Druckniveau unabhängig von SCE-2 oder SCE-4 Modus durch den mechanischen Druckregler oder optional durch eine bedarfsgerecht geregelte Kraftstoffpumpe gehalten werden, ist eine performante Vorsteuerung der lambdageregelten Einspritzung umsetzbar. Dies ist durch dynamische Lastvariationen im gekoppelten Motorbetrieb von PE und SE nachgewiesen. Allerdings ist dabei anders als bei einem saugrohrdruckkompensierten System eine größere Spreizung in der Bestromungsdauer der Einspritzventile zu akzeptieren. Anderenfalls sind zwei separate Pumpen mit je

einem saugrohrdruckgekoppelten Druckregler oder eine Pumpe mit zwei vordruckkompensierten, saugrohrdruckgekoppelten Druckreglern vorzusehen.

6.3.2 Simulative Abbildung der Mediensysteme mit Betriebsstrategie

Ziel der simulativen Abbildung der Mediensysteme ist es deren Aufheizverhalten und Funktionserfüllung in der GFS zu analysieren und die einzelnen Komponenten in ihrer Dimension zu optimieren sowie die zugehörige Betriebsstrategie zu entwickeln. Die Umsetzung erfolgt in GT Suite und der übergeordnete Aufbau sowie ein exemplarisches Ergebnis sind in Abbildung 6-10 visualisiert. Beiden Teilmotorblöcken ist eine Masse mit zugehöriger Wärmekapazität und Oberfläche zugewiesen. Der Wärmeeintrag in Material, Schmieröl und Kühlwasser erfolgt anteilig über einen Baustein, welcher es ermöglicht, die Wärmeströme aus dem Wandwärmeübergangsmodell für Kolben, Buchse und Brennraumdach aufzuteilen. Ein weiterer Baustein bildet die Wärmeverluste durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung ab. Das Kühlwasser- und Schmierölsystem selbst wird jeweils durch die vorhandenen Komponenten wie Pumpen, Kühler, Leitungen und Ventile sowie deren Verschaltungslogik modelliert.

Der Abstimmungsprozess erfolgt in einem zweistufigen Vorgehen. Der Wärmeeintrag in die Medien und das Material erfolgt anhand der Vermessung eines einzelnen Motors mit seinen Serienmediensystemen. Durch aufgezeichnete Aufheizkurven bei unterschiedlichen Lasten und Drehzahlen sind Temperaturverlauf und Massenstrom von Kühlwasser und Schmieröl bekannt. Ausgehend von in der Simulationssoftware empfohlenen Startwerten für die Aufteilung der Wärmeströme werde diese iterativ angepasst.

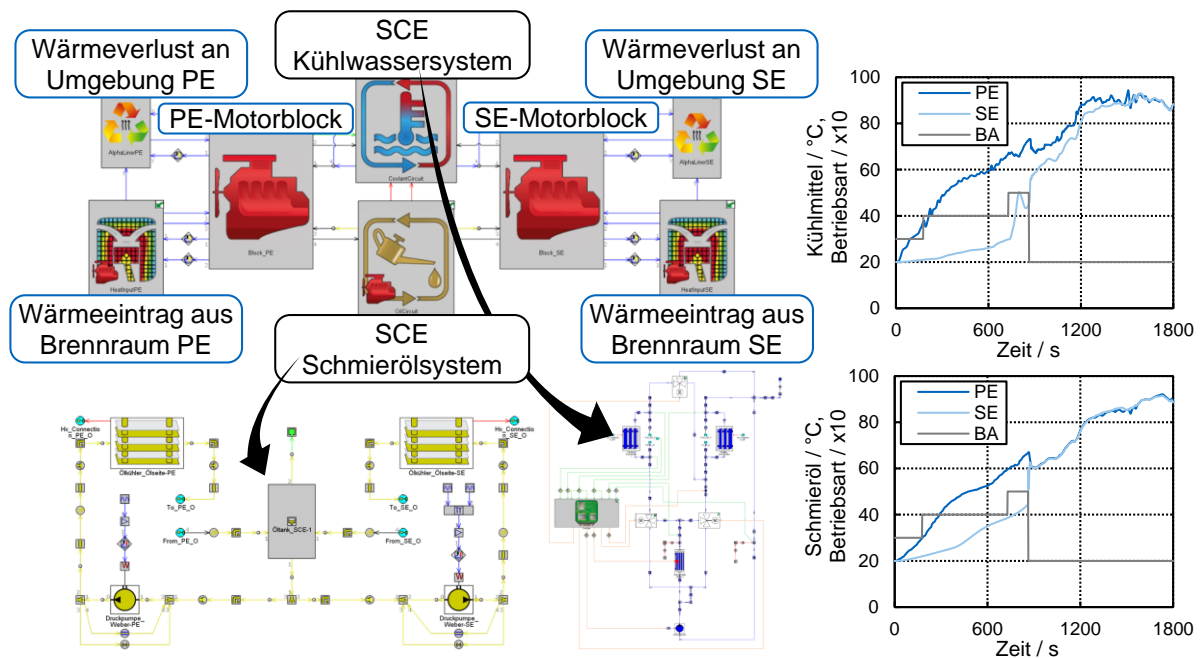


Abbildung 6-10: Übersicht der simulativen Abbildung der SCE-Medienysteme

Zur Abstimmung der Wärmeverluste des Systems an die Umgebung werden aufgezeichnete Abkühlkurven verwendet. Dazu wird der betriebswarm abgestellte Motor bei aktiven Fahrtwindgebläse zunächst in 90 s und mit fallender Temperatur in längeren Zeitabständen jeweils für 20 s zur Durchmischung der Medien und korrekten Erfassung der Medientemperaturen geschleppt. Im Simulationsmodell wird durch Parameteranpassung dieses Abkühlverhalten der Medienmassenmitteltemperatur nachempfunden. Die erforderlichen Pumpenleistungen werden durch gemessene Massenströme und Druckverluste berechnet und ebenfalls in der Simulation abgebildet.

Im zweiten Schritt wird das erstellte Teilmotorsystem auf den gesamten SCE-spezifischen Aufbau erweitert und eine erste Betriebsstrategie implementiert. Das Simulationsmodell der Mediensysteme wird für die Modellplausibilisierung losgelöst von der GFS betrieben, indem die erforderlichen Ergebnisgrößen von bereits durchgeführten Rechnungen des GFS wie Last, Drehzahl, Zuschaltzustand des SE und die Wärmeströme aus dem Wandwärmeübergangsmodell als Eingangsgrößen herangezogen werden. Die implementierte Betriebsstrategie unterscheidet dabei zwischen folgenden sechs Betriebsarten in der Variante mit bedarfsgerecht geregelter Kühlmittelpumpe (vgl. Medienschema in Abbildung 6-9):

- BA1: „Stillstand“ für $n_{PE} < 200$ U/min
→ MV_{PE} & MV_{SE} : kl. Kreis; AV_{SE} : zu; UV_{SE} : parallel; KM-P: aus;
- BA2: „SCE-4“ für SCU: zu & $n_{PE} > 200$ U/min
→ MV_{PE} & MV_{SE} : $T_{PE/SE} = 90^{\circ}\text{C}$; AV_{SE} : auf; UV_{SE} : parallel; KP: $\Delta T_{PE} = 5^{\circ}\text{C}$
- BA3: „SCE-2 Kaltstart“ für SCU: auf & $n_{PE} > 200$ U/min & $T_{PE} < 57^{\circ}\text{C}$
→ MV_{PE} & MV_{SE} : kl. Kreis; AV_{SE} : zu; UV_{SE} : parallel; KM-P: minimale Fördermenge
- BA4: „SCE-2 „Warmlauf““ für SCU: auf & $n_{PE} > 200$ U/min & $57^{\circ}\text{C} < T_{PE} < 67^{\circ}\text{C}$
→ MV_{PE} & MV_{SE} : kl. Kreis; AV_{SE} : zu; UV_{SE} : parallel; KM-P: $\Delta T_{PE} = 5^{\circ}\text{C}$
- BA5: „SCE-2 SE-Vorwärmen“ für SCU: auf & $n_{PE} > 200$ U/min & $67^{\circ}\text{C} < T_{PE} < 82^{\circ}\text{C}$
→ MV_{PE} & MV_{SE} : kl. Kreis; AV_{SE} : zu; UV_{SE} : $T_{SE} = 47^{\circ}\text{C}$; KM-P: $\Delta T_{PE} = 5^{\circ}\text{C}$
- BA6: „SCE-2 SE-Warmhalten“ für SCU: auf & $n_{PE} > 200$ U/min & $82^{\circ}\text{C} < T_{PE}$
→ MV_{PE} : $T_{PE} = 90^{\circ}\text{C}$; MV_{SE} : kl. Kreis; AV_{SE} : zu; UV_{SE} : $T_{SE} = 80^{\circ}\text{C}$; KM-P: $\Delta T_{PE} = 5^{\circ}\text{C}$

Für den Wechsel zwischen den Betriebsarten ist eine Hysterese bzgl. des Temperaturniveaus und der Zeitdauer seit dem letzten Wechsel implementiert. Exemplarisch ist in den Diagrammen von Abbildung 6-10 der Temperaturverlauf des Kühlwassers von PE und SE am Motorausstritt sowie des Schmieröls nach dem Ölkühler über die Zyklusdauer für den WLTP dargestellt. Zudem ist jeweils die vorherrschende Betriebsart (BA) aufgetragen. Aufgrund der Hysteresebedatung und des mehrfachen Bedarfs des SCE-4 Modus im WLTP wird im Beispiel nach dem ersten Zuschalten des SE und dem damit verbundenen Wechsel in Betriebsart 2 nicht mehr in eine andere Betriebsart gewechselt. Der Aufheizvorgang im SCE-2 Modus und die schnelle Durchmischung der Schmieröltemperatur nach dem initialen Zuschalten des SE ist plausibel abgebildet. Als Fazit kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass mit dem

erarbeiteten Entwicklungsvorgehen (simulative Abbildung der Mediensysteme und deren Kopplung mit der GFS) ein zielführendes Entwicklungswerkzeug zur Optimierung und Analyse der SCE Mediensysteme vorliegt, welches für an die Machbarkeitsstudie anknüpfende Untersuchungen eingesetzt werden kann. Mit dem am Gesamtsystemprüfstand umgesetzten Aufbau der Medienkreisläufe ist eine flexible Basis für Validierungsmessungen geschaffen.

6.4 Abgasanlage

Um die SCE-spezifischen Anforderungen (vgl. 3.2.4) an dessen Abgasnachbehandlungssystem zu erfüllen und die Machbarkeit solch einer Abgasanlage zu bewerten, wird ein kombiniertes Vorgehen aus Simulation und Experiment angewendet. Ziel ist es, ein geeignetes grundlegendes Design zu bestimmen, die Herausforderungen dabei zu erkennen und ein Entwicklungsvorgehen zu erarbeiten, welches die Systemoptimierung ermöglicht. Abbildung 6-11 gibt eine Übersicht zu den einzelnen Entwicklungsschritten von der Konzeption über die simulative Auslegung und Analyse sowie der konstruktiven Umsetzung bis hin zur experimentellen Erprobung ausgewählter Varianten und der anschließenden Modellabstimmung durch Messungsrechnungsabgleich.

Im konzeptionellen Variantenvergleich sind ausgehend von einem konventionellen Basissystem nach Stand der Technik, bestehend aus Vorkat und Hauptkat je Teilmotor, Ausführungen mit dauerhaft vereinten, getrennten oder durch Klappen variabel geführten Abgasmassenströmen von PE und SE betrachtet. Zielsetzung ist es, das dem SE-zugehörige Katalysatorvolumen durch die Abgase des PE im SCE-2 Modus aufzuheizen bzw. warm zu halten, die Katalysatorfunktion des dauerhaft betriebenen PE während der ungefeuerten SE-Hochschleppphase aufrecht zu erhalten und durch eine möglichst geringe Komplexität kostengünstig zu sein. Alle Varianten, bei welchen der Abgasmassenstrom von PE und SE vor einem gemeinsam durchströmten Katalysatorteil vermischt werden, erfordern es, die Lambdaverfälschung durch die während des Hochschleppvorgangs vom SE mindestens zeitweise eingebrachte reine Luft durch eine Erhöhung der Einspritzmenge des PE auszugleichen. Der PE wird demnach in diesem Zeitraum mit einem Verbrennungsluftverhältnis kleiner eins betrieben und die zusätzliche eingebrachte Kraftstoffmenge kann motorisch nicht genutzt werden, sondern dient lediglich der dauerhaften Aufrechterhaltung der Katfunktionalität.

Aus diesem Grund werden weitergehend ausschließlich Varianten betrachtet, welche die Abgasmassenströme von PE und SE dauerhaft getrennt bis nach Kat führen. Durch eine Klappensteuerung betrachtete strömungstechnisch variable Systeme werden aus Kostengründen ausgeschlossen. Die näherbetrachteten Konzepte beinhalten für den PE einen motornahen Vorkat, welcher im SCE-2 Motorstart wie bei einem konventionellen Motor schnellstmöglich einen Teil der Emissionen konvertiert und durch die freiwerdende Konvertierungsenergie der nachgeschaltete Hauptkat aufgeheizt werden kann. Für den SE ist kein Vorkat vorgesehen, da dessen zugehöriges Katvolumen von den PE-Abgasen vorgewärmt wird. In GT Suite erfolgt basierend auf den in der Grundvermessung der Teilmotoren erfassten Emissionskennfelder die Auslegung des für einen Teilmotor notwendigen Katvolumens. Die

am Prüfstand hinsichtlich Aufheizverhalten und Konvertierung vermessene Abgasanlage für einen Teilmotor hilft bei der Abstimmung des Simulationsmodells, welches zur SCE-spezifischen Abgasanlage erweitert wird und für die Integration in die GSF bereitsteht. Das Modell bildet in erster Näherung das Aufheizverhalten und das daran gekoppelte Konvertierungsvermögen sinnvoll ab und ist damit für einen Optimierungsprozess mit relativer Konzeptbewertung geeignet.

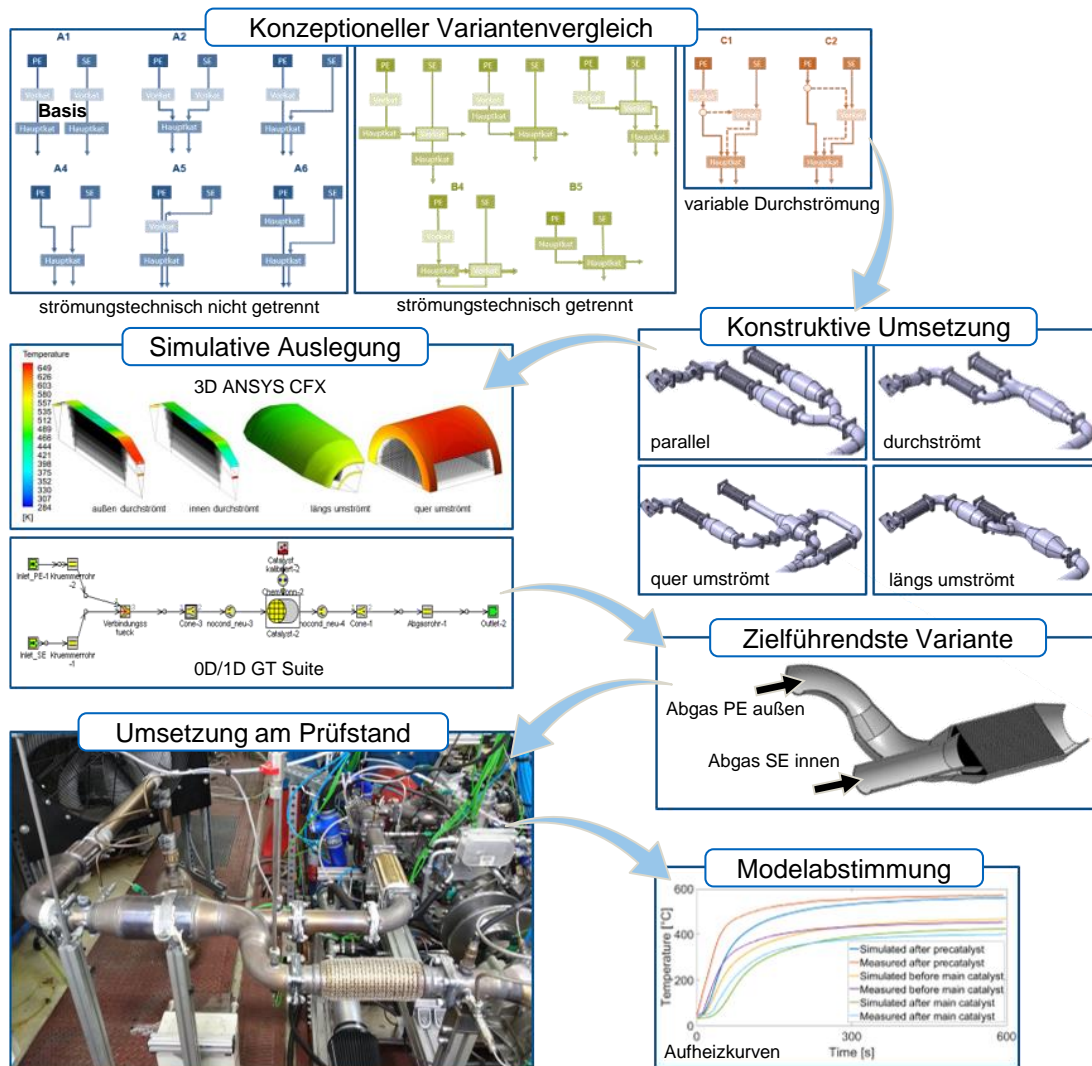


Abbildung 6-11: Entwicklungsvorgehen bei der Umsetzung der SCE-Abgasanlage

Hinsichtlich Vorwärmung des SE-zugehörigen Katvolumens sind zwei grundlegende Konzepte vertieft mittels einer 3D CFX Simulation analysiert. Im ersten Fall ist für den SE ein separater Katalysatorkörper vorgesehen, welcher durch die PE-Abgase längs oder quer umströmt wird, ohne dass es zu einer Durchmischung der Abgase von PE und SE kommt. Im zweiten Fall teilen sich beide Teilmotoren einen gemeinsamen Katalysatorkörper, welcher durch eine koaxiale Strömungsführung die Abgase der Teilmotoren bis hin zum Eintritt in die Katalysatorzellstruktur getrennt hält. Je nach Orientierung strömen die PE Abgase im inneren oder äußeren Teil des zylindrischen Katalysatorkörpers. In der Katalysatorstruktur kommt es

zu keiner Lambdaverfälschung während des Hochschleppvorgangs. Ein repräsentativer Versuch mit solch einer am Prüfstand aufgebauten Abgasanlage bestätigt dies. Bei laufendem PE und kontinuierlicher Analyse seiner Nachkatemission wird der zunächst stöchiometrisch betriebene SE abgeschaltet und geschleppt betrieben. Weder beim Abschalten des SE noch beim Zurückwechseln in den gefeuerten Betrieb kommt es zu einem Einbruch in der Konvertierungsrate des konstant stöchiometrisch betriebenen PEs.

In der 3D CFX Simulation ist die Materialstruktur des Katalysatorkörpers und des Katalysatorgehäuses in Form, Masse und Materialeigenschaften abgebildet und die erstellten Varianten können hinsichtlich ihres Aufheizverhaltens relativ zueinander verglichen werden. Dazu wird die Materialtemperatur des SE-zugehörigen Katalysatormaterials nach 30 s und 60 s ausgehend von einer definierten, für alle betrachteten Fälle gleichen Starttemperatur bewertet. Der Abgasmassenstrom des PE ist bei den Aufheizsimulationen konstant gehalten. Das Design mit gemeinsamem, außen vom PE durchströmten Katalysatorkörper liefert nach 60 s die höchste Temperatur im SE-zugehörigen Katalysatormaterial.

Konvertierungsraten innerhalb der Teilmotorkennfelder sowie Aufheizkurven für die innen als auch außen durchströmte Variante mit gemeinsamem Katalysatorkörper sind eingemessen und liegen für die Modellvalidierung und die damit folgende Optimierung der Abgasanlage bereit. Die generelle Funktionalität der umgesetzten SCE-Abgasanlage ist im stationären Einmotorbetrieb (nur PE oder nur SE) und Zweimotorbetrieb (PE und SE starr gekoppelt und beide gefeuert betrieben) experimentell bestätigt. In Folgeuntersuchungen mit dem vollständigen SCE (PE, SE und SCU im Verbund) kann das Abgasnachbehandlungssystem innerhalb von Fahrzyklusläufen am Gesamtsystemprüfstand weitergehend untersucht werden.

6.5 Kurbeltrieb

Für das Splitkurbelwellenmotor Konzept ist die mechanische Belastung und das Schwingungsverhalten des Kurbeltriebs an der Schnittstelle SE-PE, an welcher die SCU sitzt, von besonderem Interesse, um die Anbindung der beiden Teilkurbelwellen an die SCU als auch die SCU selbst anforderungsgerecht dimensionieren zu können. Erste analytische und simulative Untersuchungen in der Konzeptphase zeigen, dass die im Drehschwingungssystem SCE-Kurbeltrieb auftretenden Spitzenmomente das reine Verbrennungsmoment, welches sich aus dem Brennraumdruck, der Kolbenfläche und der Kurbelkinematik bestimmen lässt, deutlich übersteigen. In GT Power wurde der gesamte Kurbeltrieb dazu aus Ersatzträgheiten und -steifigkeiten für die Wellensegmente, Kurbelwangen, SCU-Teile, das Schwungrad und die torsionsweiche Anbindung des SCEs an die Prüfstandbremse modelliert und bei verschiedenen Drehzahlen und Lasten simuliert. Das Modell ist zur Abstimmung mit den eingefahrenen Messdaten vorbereitet und kann für den Optimierungsprozess des SCE-Kurbeltriebs hinsichtlich Steifigkeit und Festigkeit herangezogen werden. Im Folgenden liegt der Fokus auf der experimentellen Systemanalyse des neuartigen Systems am Gesamtsystemprüfstand, welches aus den beiden Teilmotoren PE und SE mit den zugehörigen SCU-Trägheitsdummies,

über einen hochdynamischen Drehmomentmessflansch gekoppelt, besteht. Die Trägheitsdummys spiegeln die in Tabelle 3-1 gelisteten Trägheiten der SCU in der Größenordnung wider.

Abbildung 6-12 veranschaulicht die Umsetzung des experimentellen Aufbaus. In der konzeptionellen Auslegung erfolgt vor der konstruktiven Umsetzung die analytische Bewertung der Belastung der Kurbelwellenlager von PE und SE, welche aus dem Eigengewicht der eingebrachten biegeweichen Wellenkupplungen, der SCU-Trägheitsdummys und des Messrotors resultiert. Ausrichtungsungenauigkeiten sowie das vermessene radiale Kurbelwellenspiel und die angestrebte Maximaldrehzahl von 5000 U/min sind dabei Eingangsgrößen.

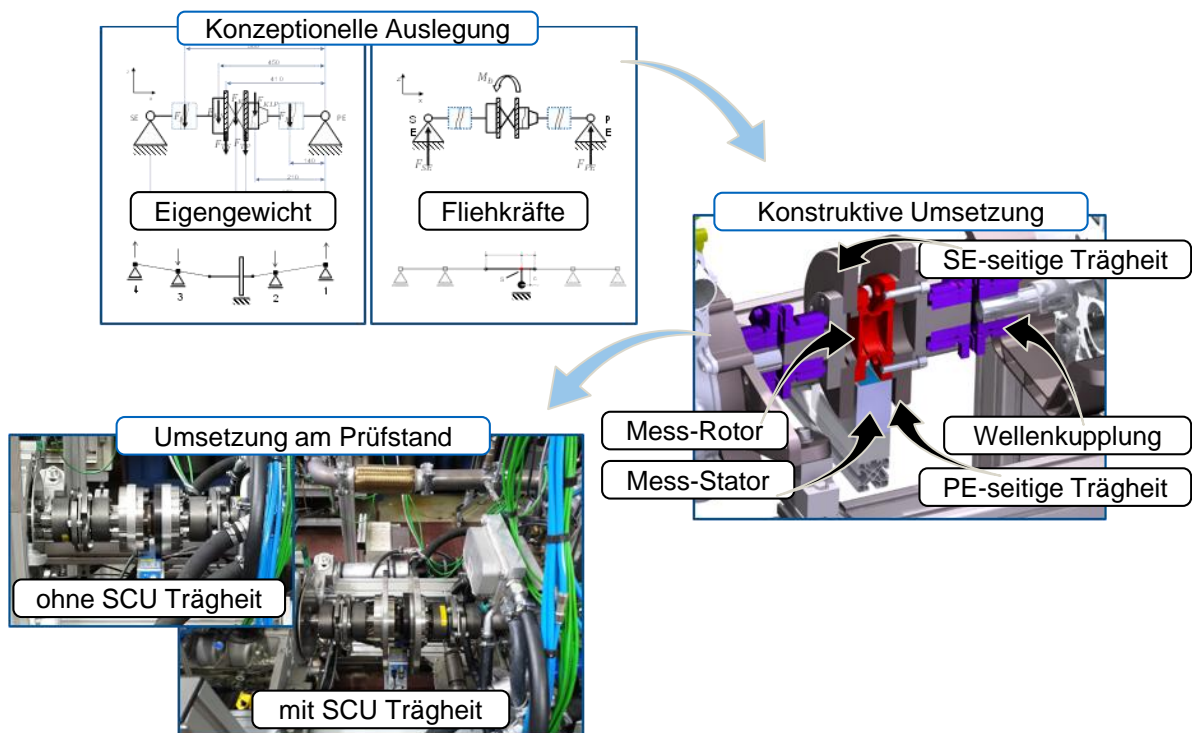


Abbildung 6-12: Dynamische Drehmomentmessung zwischen PE und SE

SE-seitig weist die Kurbelwelle einen Mehrlochflansch mit Zentrierbund und ausreichendem Reibdurchmesser für Drehmomente >1000 Nm auf, für welchen ein entsprechender Wellenstumpf konstruiert wird, um von der Wellenkupplung aufgenommen werden zu können. PE-seitig kommt ein Wellenstumpf mit aufgeschraubtem Kegelpressverband mit Kegelerhältnis 1:10 zum Einsatz, welcher gemäß statischer Torsionsuntersuchungen der FZG bis ~ 1000 Nm überträgt. Für eine Serienumsetzung ist hier auf eine angeschmiedete Schnittstelle oder eine Hirth-Verzahnung auszuweichen, um die rotatorische Ausrichtung von PE zur SCU dauerhaft sicherzustellen. Im experimentellen Prüfstandsbetrieb wurde im Resonanzfall ohne SCU Trägheiten einmalig unter einem Spitzenmoment von >1000 Nm ein Verrutschen detektiert.

Der schematische Aufbau des Messsystems sowie die damit erzielbaren Messgrößen sind in Abbildung 6-13 veranschaulicht. Zwischen PE und SCU sitzt ein erster Inkrementalgeber, welcher die Messung mit $0,1^\circ$ KW Abtastrate triggert. Daraus wird die absolute

Kurbelwellenposition Φ_{PE} (0° bis 720° KW) berechnet. Der Drehmomentmessrotor von Kistler, welcher zwischen den beiden SCU-Trägheitsdummys montiert ist, zeichnet ausgehend vom $0,1^\circ$ KW-PE-Triggersignal das Schnittmoment M_K auf und verfügt ebenfalls über ein Inkrementalsignal, aus welchem der Differenzwinkel $\Phi_{PE,K}$ zwischen PE und Messrotor berechnet wird.

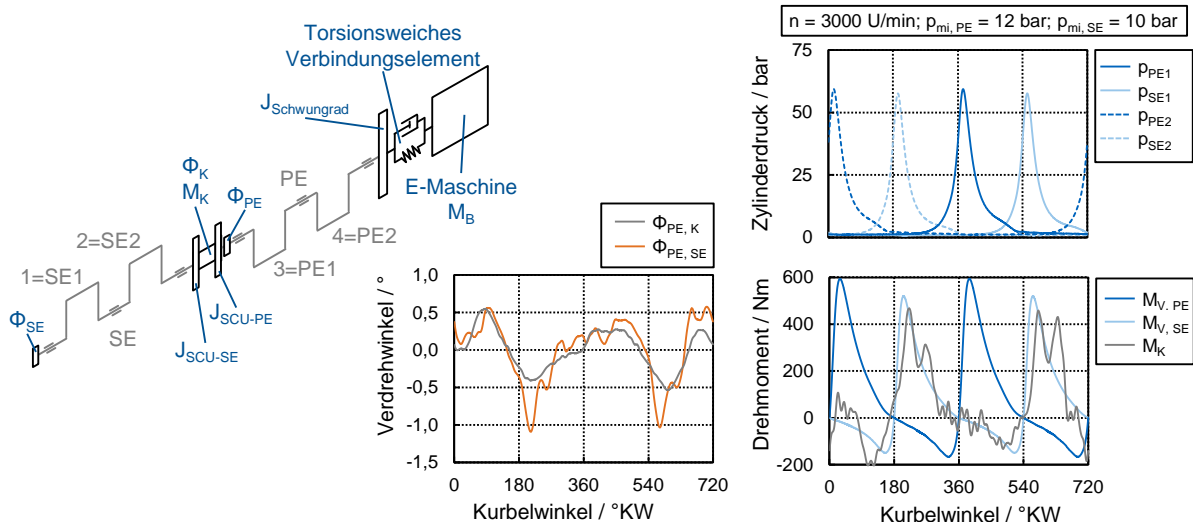


Abbildung 6-13: Schematischer Drehmomentmessaufbau mit Ergebnisbeispiel

Mit dem Winkelsignal des am freien Kurbelwellenende des SE montierten Inkrementalgebers wird der Torsionswinkel $\Phi_{PE, SE}$ zwischen PE und SE berechnet. Während der Versuche ist jeweils der erste Zylinder der beiden Teilmotoren im Einlass, im Brennraum und im Auslass druckindiziert. Für die Veranschaulichung ist das Drucksignal für den zweiten Zylinder, gestrichelt dargestellt, dupliziert. In der Basiskonfiguration ist die Zündreihenfolge PE1 (360° KW) – SE1 – PE2 – SE2. Beim dargestellten Betriebspunkt mit 3000 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 12 bar für PE und 10 bar für SE ist das gemessene Drehmoment zwischen den Motoren M_K und zwischen PE und der Bremse / E-Maschine M_B dem errechneten Verbrennungsmoment M_V gegenübergestellt. Im Beispielfall ist bereits zu erkennen, dass das Schnittmoment im resonanzfreien Fall vom Verbrennungsmoment des SE dominiert wird. Darunter sind die beiden Verdrehwinkel aufgetragen. Die rotatorische Auslenkung vom SE gegenüber PE folgt im gezeigten Beispielfall der vom SE aufgeprägten Drehmomentbelastung. Alle im Folgenden gezeigten Messdaten folgen der Darstellungsart. Die gezeigten Verläufe sind dabei Mittelwerte aus 100 in Folge aufgezeichneten Arbeitsspielen, welche teils für eine bessere Visualisierung gefiltert sind. Das durch Zyklenschwankungen auftretende Streuband ohne Filterung ist in Abbildung 8-2 - A.1 veranschaulicht. Die Reproduzierbarkeitsabweichung von wiederholt angefahrenen Referenzpunkten liegt bezüglich gemessenem Mitteldruck, Verdrehwinkel und Schnittmoment kleiner zwei Prozent.

Neben den stationären Messungen werden kontinuierliche Drehzahlrampen zur Bestimmung der Resonanzdrehzahlen durchgeführt, bei welchen alle Kurbelwinkel-basierten Messgrößen mit $0,1^\circ$ KW kontinuierlich aufgezeichnet werden. Wie in Abbildung 6-14 dargestellt, wird aus den kurbelwinkel- bzw. arbeitsspielbasierten Messdaten (Darstellung mit 1° KW Auflösung)

eine Umrechnung auf eine Drehzahlbasis durchgeführt. Die einzelnen Resonanzdrehzahlen mit lokalen Drehmomentmaxima werden auf diesem Weg detektiert und können für die unterschiedlichen Lastfälle und Konfigurationen analysiert werden. Im dargestellten Fall handelt es sich um einen geschleppten Motorbetrieb mit vollständig geöffneter Drosselklappe beider Teilmotoren ($DK_{PE0} / DK_{SE0} = \text{aktiv geschlossen}$; $DK_{PE90} / DK_{SE90} = \text{voll geöffnet}$).

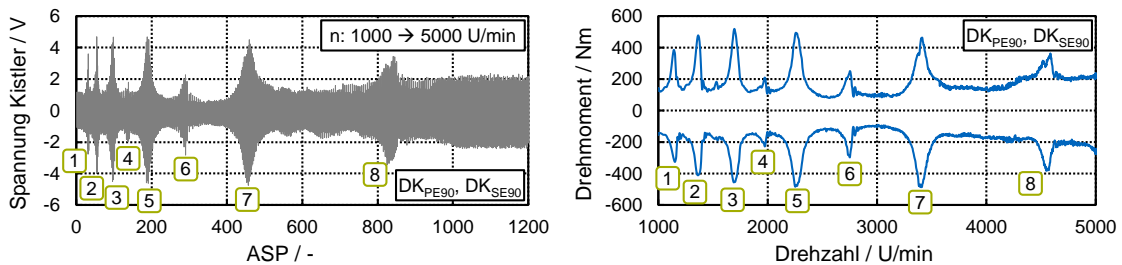


Abbildung 6-14: Ergebnisbeispiel der Bestimmung von Resonanzdrehzahlen

6.5.1 Drehschwingungsverhalten geschleppt

Betrachtet man in einem ersten Schritt den geschleppten Motorbetrieb von PE und SE bei 3000 U/min unter Variation der Drosselklappenstellungen, wie in Abbildung 6-15 dargestellt, ist bezüglich der gemessenen Drehmomentbelastung der dominierende Einfluss des SE zu erkennen. Auffällig ist, dass eine geschlossene Drosselklappe des SE und das somit aufgrund des geringen Brennraumdrucks resultierende niedrigere Schleppmoment des SE zu einer höheren Belastung an der Schnittstelle zwischen den Motoren führt. Der harmonische Verlauf des Drehmoments, welcher in der Position der Amplituden nicht mehr direkt den Brennraumdruckverläufen des SE zuzuordnen ist, deutet auf einen Schwingungsfall hin.

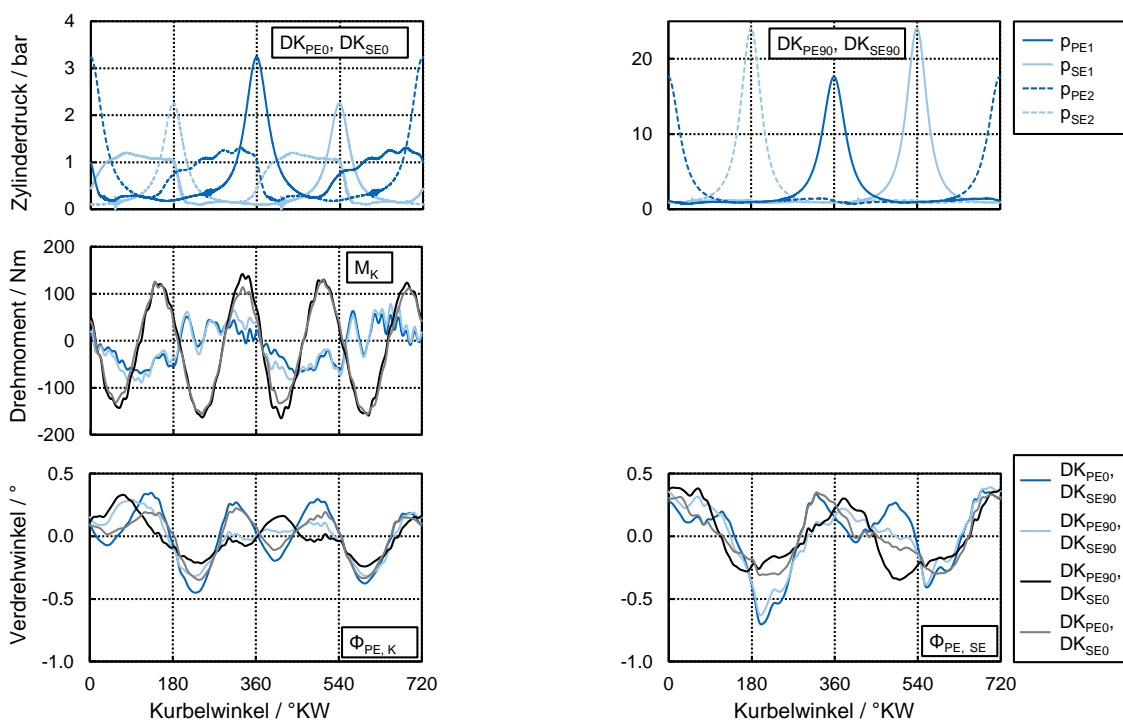


Abbildung 6-15: Drehschwingungsverhalten geschleppt bei 3000 U/min

Aus der vorher gezeigten geschleppten Resonanzanalyse (vgl. Abbildung 6-14) ist dieses Verhalten zu erkennen. Ausschließlich im Bereich um die Resonanz #7 bei 3400 U/min kommt es bei geringerem SE Schleppmoment zu einer größeren Drehmomentbelastung zwischen den Teilmotoren. Die gemessenen Differenzwinkel verhalten sich für die beiden Fälle mit gleicher Drosselklappenstellung des SE ähnlich zueinander und spiegeln aber die harmonische Schwingung von M_K nicht eindeutig wieder. Unabhängig der Drosselklappenstellung sind im Verlauf der Differenzwinkel jeweils die Kompressionstakte des SE zur erkennen. Die maximale Auslenkung tritt jeweils zum ZOT (180°KW für SE2 und 540°KW für SE1) um ca. 45°KW nachgelagert auf.

Für die in Abbildung 6-16 dargestellten diskreten Drehzahlen ist für 2000 U/min ebenfalls eine harmonisch schwingende Drehmomentbelastung zu erkennen. Hier tritt die höhere Momentbelastung bei geöffneter SE-Drosselklappe auf, wie gemäß der der Resonanzanalyse zu erwarten.

Bei 2000 U/min liegt die Resonanzanregung #4 mit kleinem Drehmomentmaximum vor. Vergleicht man das Verhalten der harmonischen Schwingung zur Drehzahl 3000 U/min, bei welcher kein lokales Drehmomentmaximum vorliegt, ist davon auszugehen, dass bei 2000 U/min das Schwingungsverhalten durch die Nähe zur ausgeprägten Resonanz #5 überlagert wird, wie es bei 3000 U/min durch #7 gegeben ist.

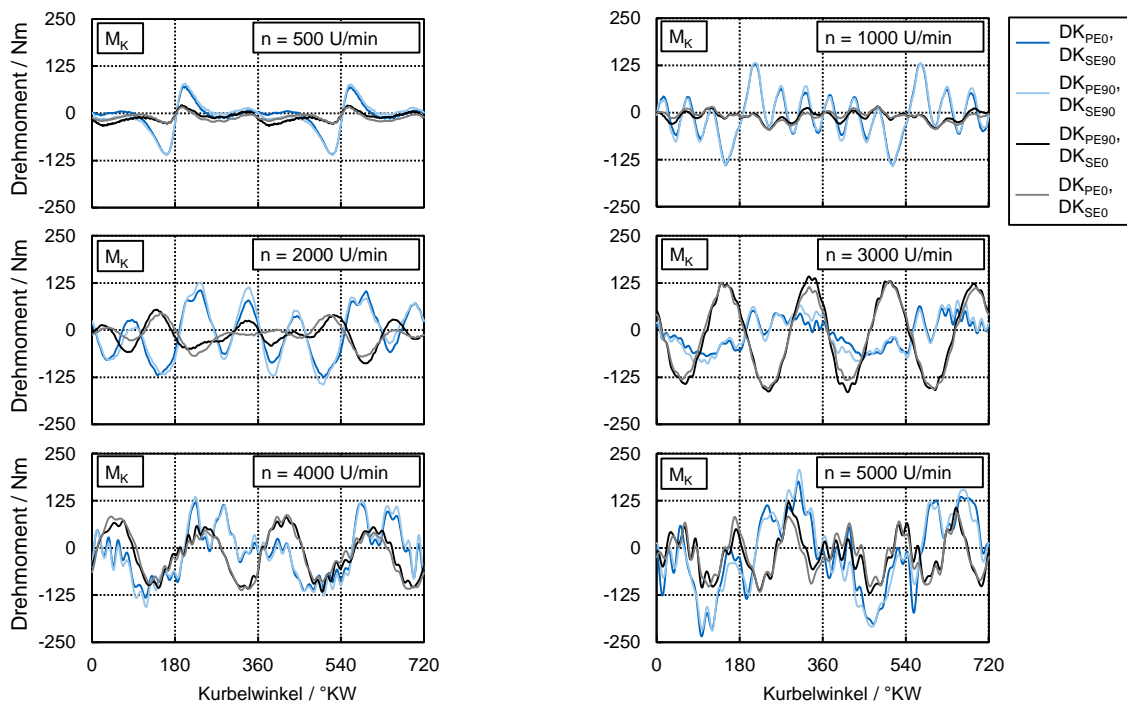


Abbildung 6-16: Drehschwingungsverhalten geschleppt - Drehzahlvariation

Der Betrieb des SCEs an den diskreten Drehzahlen der stärksten Resonanzen #3, #5 und #7 im Drehzahlbereich 1000 bis 4000 U/min ist in Abbildung 6-17 dargestellt. In allen drei Resonanzfällen zeigt sich das harmonischen Schwingungsverhalten. Bei der Resonanz #7 ist der

deutlich geringere Phasenversatz zwischen den Fällen mit geschlossener und offener SE-Drosselklappe auffällig.

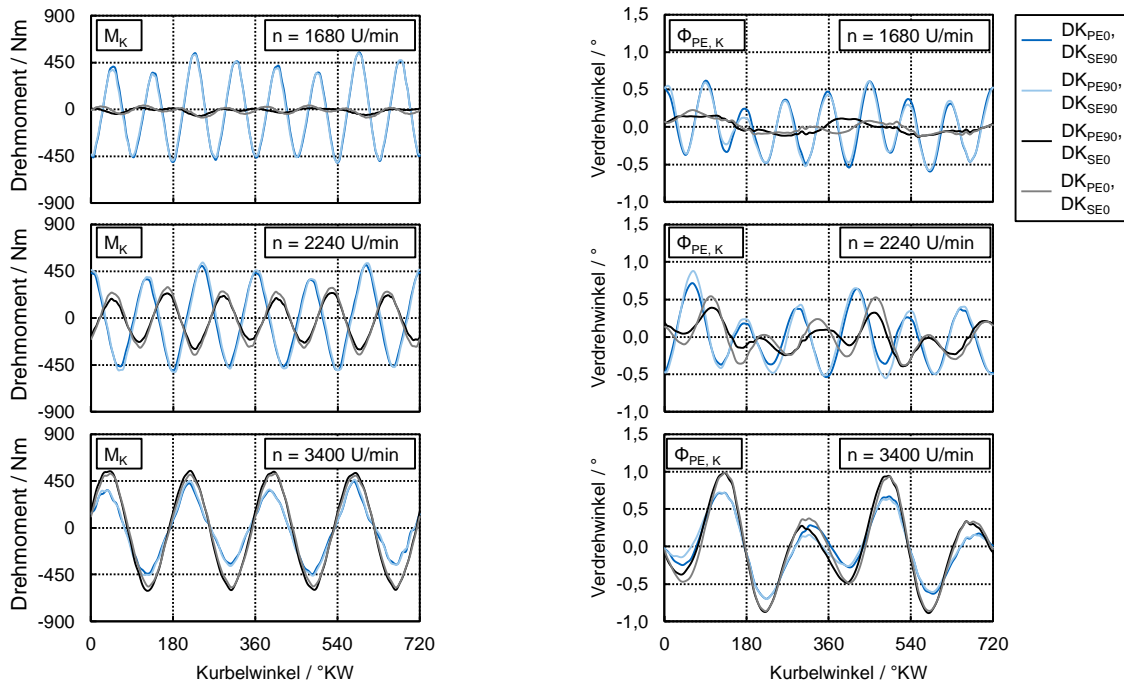


Abbildung 6-17: Drehschwingungsverhalten geschleppt - Resonanzfälle

6.5.2 Drehschwingungsverhalten gefeuert

Im gefeuerten Motorbetrieb des SCEs sind in Abbildung 6-18 Schnittmoment M_K und Verdrehwinkel Φ_K für exemplarische Lastkombinationen bei 3000 U/min dargestellt.

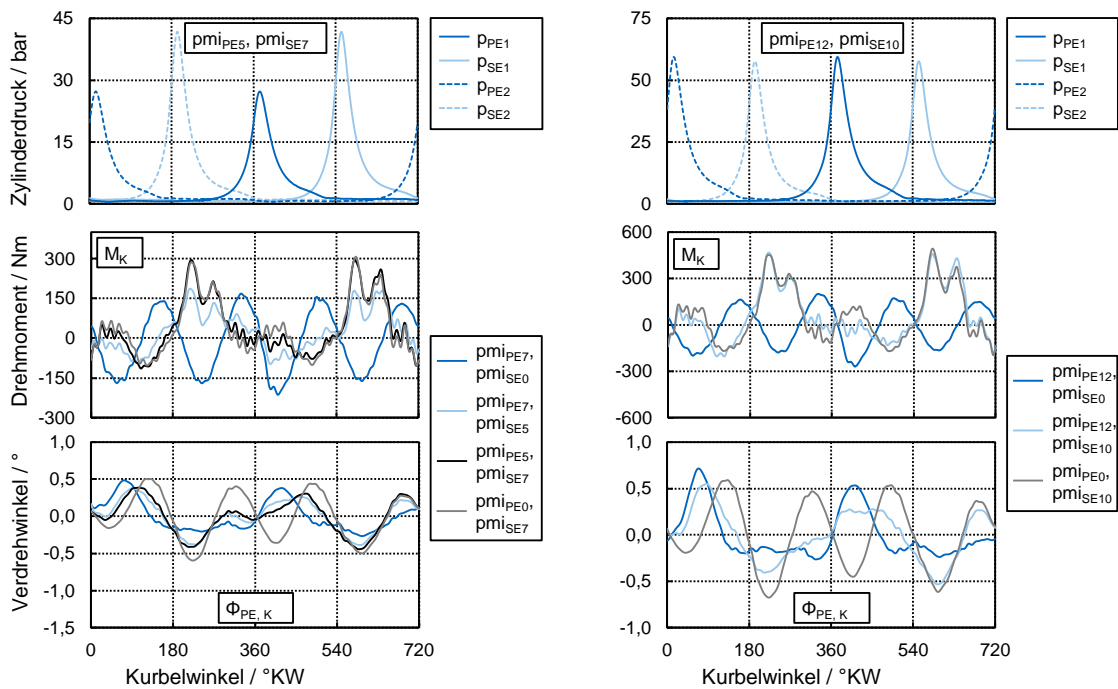


Abbildung 6-18: Drehschwingungsverhalten gefeuert bei 3000 U/min

Die gezeigten Zylinderdruckverläufe sind veranschaulichend nur für je eine Lastkombination im mittleren (links) und hohen Lastbereich (rechts) aufgetragen. Im gefeuerten SE Betrieb dominiert sein Verbrennungsmoment das Schnittmoment als auch den Verdrehwinkel. Unabhängig der PE-Motorlast tritt bei geschlepptem SE das aus dem vollständig geschleppten Betriebsfall bekannte harmonische Schwingungsverhalten auf.

Vergleicht man den geschleppten Motorbetrieb mit dem gefeuerten Motorbetrieb bei Drehzahlen mit geringerem bzw. keinem Einfluss der Systemresonanzen, wie in Abbildung 6-19 dargestellt, zeigt sich auch hier der signifikante Einfluss der SE-Motorlast auf Schnittmoment und Torsionswinkel nahezu unabhängig von der PE-Motorlast.

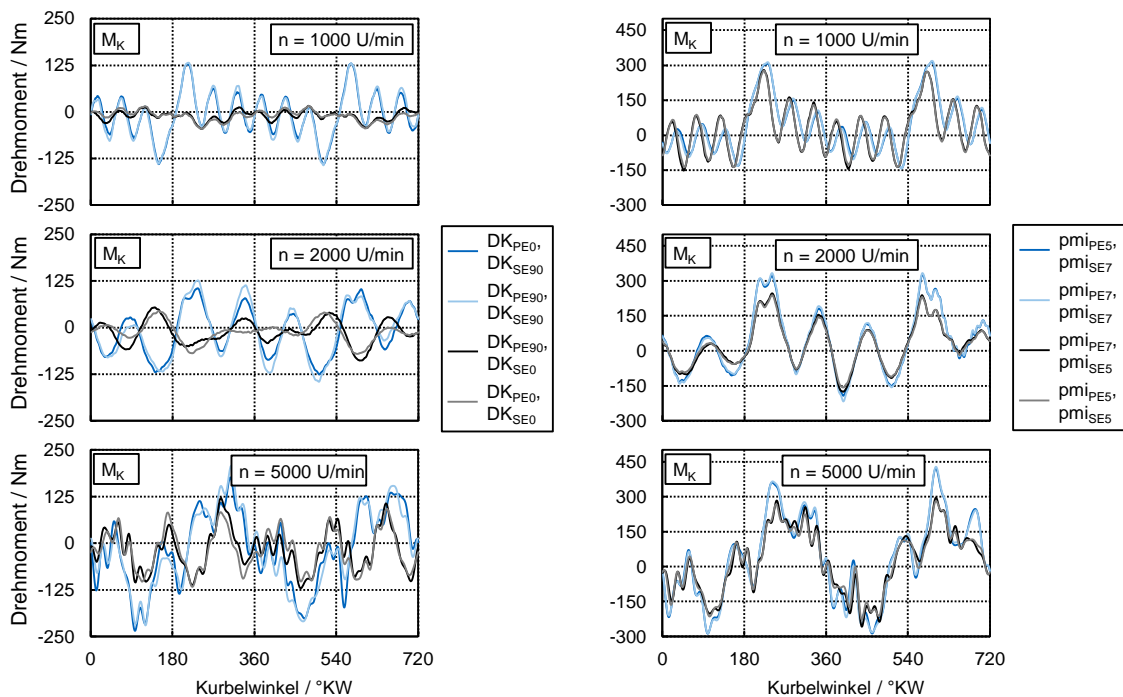


Abbildung 6-19: Drehschwingungsverhalten geschleppt vs. gefeuert - Drehzahlvariation

Ein zum geschleppten Motorbetrieb vergleichbares Verhalten bei diskreten Resonanzdrehzahlen zeigt sich im gefeuerten bzw. teilgefeuerten Motorbetrieb, wie in Abbildung 6-20 dargestellt. Das gemessene Schnittmoment schwingt harmonisch und hängt ausschließlich von der SE-Motorlast ab. Die höchsten gemessenen Schnittmomente treten jeweils bei gefeuertem SE auf. Bei der Resonanzdrehzahl 1680 U/min erreicht die höchste Amplitude einen Wert >900 Nm, was deutlich über dem zugehörigen Spitzenwert im SE-Verbrennungsmoment von ~ 500 Nm liegt.

Die Drehmomentbelastung auf die SCU ist gemäß den Ergebnissen bei gegebener konstruktiver Ausführung eindeutig vom Schwingungsverhalten des Gesamtsystems dominiert. Mit Hilfe der gesammelten Messdaten und dem erstellten Simulationsmodell können nach der Modellabstimmung und -validierung konstruktive Maßnahmen, wie eine Variation der Torsionssteifigkeiten, Anpassung der SCU Trägheiten oder das Einbringen von Torsionstilgern untersucht werden, welche die Belastung auf die SCU abschwächen. Im Folgenden werden

weitere Einflussparameter experimentell analysiert. Neben Motorapplikationsparametern und einer Variation der SCU-Trägheitsdummys werden unterschiedliche Zündreihenfolgen und -abstände betrachtet, um die übergeordnete Fragestellung zu beantworten, ob eine 720°KW genaue Kopplung der Teilmotoren erforderlich ist, oder eine 360°KW Synchronisierung hinsichtlich der Drehmomentbelastung auf die SCU ausreichend ist.

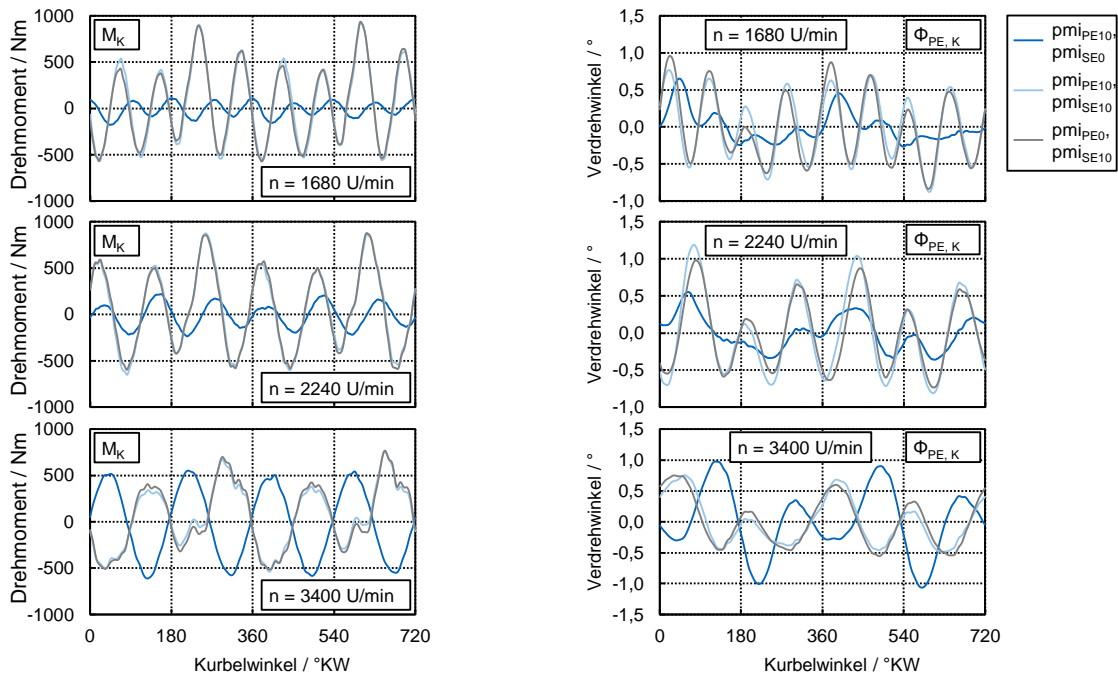


Abbildung 6-20: Drehschwingungsverhalten gefeuert - Resonanzfälle

6.5.3 Variation von Motorapplikationsparametern

Eine Variation der Verbrennungsschwerpunktage MFB50 in unterschiedlichen Kombinationen von 0°KW, 8°KW und 16°KW durch Verschiebung des Zündzeitpunktes bei einer Drehzahl von 3000 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 5 bar für PE und SE ist exemplarisch in Abbildung 6-21 für das Schnittmoment dargestellt. Je früher die Schwerpunktage des SE gezogen wird, desto höher ist das gemessene Schnittmoment, wie es gemäß dem steileren Druckanstieg zu erwarten ist. Die Variation der PE-seitigen Schwerpunktage zeigt keinen Einfluss auf M_k .

Eine im Rahmen gleicher Untersuchungen durchgeführte Variation der Einspritzzeitpunkte zur Manipulation der Gemischaufbereitung und damit der Laufruhe zeigt keinen signifikanten Einfluss auf das gemessene Schnittmoment im gesamten Drehzahlbereich, auch wenn die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks für einige Betriebspunkte um knapp zwei Prozentpunkte, beispielsweise von ~2 % auf ~4 %, verändert wird.

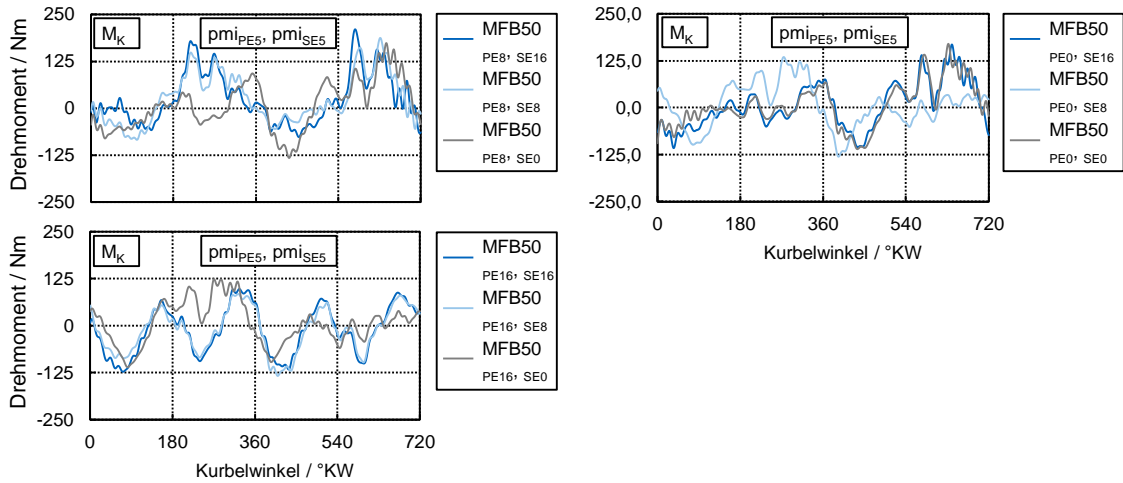


Abbildung 6-21: Drehschwingungsverhalten unter Verbrennungsschwerpunktvariation

In Abbildung 6-22 ist ein Motorbetrieb bei 3000 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 5 bar für die gefeuerten Zylinder für unterschiedliche Kombinationen von abgeschalteten Zylindern visualisiert. Anders als bei der Teilmotorabschaltung liegt für die nicht gefeuerten Zylinder hier der lastzugehörige Drosselklappenwinkel an. Lediglich die Einspritzung ist selektiv abgeschaltet. Die Abschaltung von einzelnen Zylindern repräsentiert mögliche Zündaussetzer und die Abschaltung von zwei Zylindern charakterisiert einen Zustand eines Zylinderabschaltungsmotors mit 50% Abschaltgrad. Der gefeuerte Betrieb von nur einem Zylinder vervollständigt die Analyse. Ein „x“ steht für gefeuerte Zylinder, „o“ für nicht gefeuerte Zylinder von links nach rechts in Reihenfolge SE1-SE2-PE1-PE2. Im Fall von einem abgeschalteten Zylinder bestätigt sich im Vergleich zur eingetragenen Referenz mit allen Zylindern gefeuert der signifikante Einfluss des SE. Der vollständig abgeschaltete SE führt zum bekannten harmonischen Schwingungsverhalten.

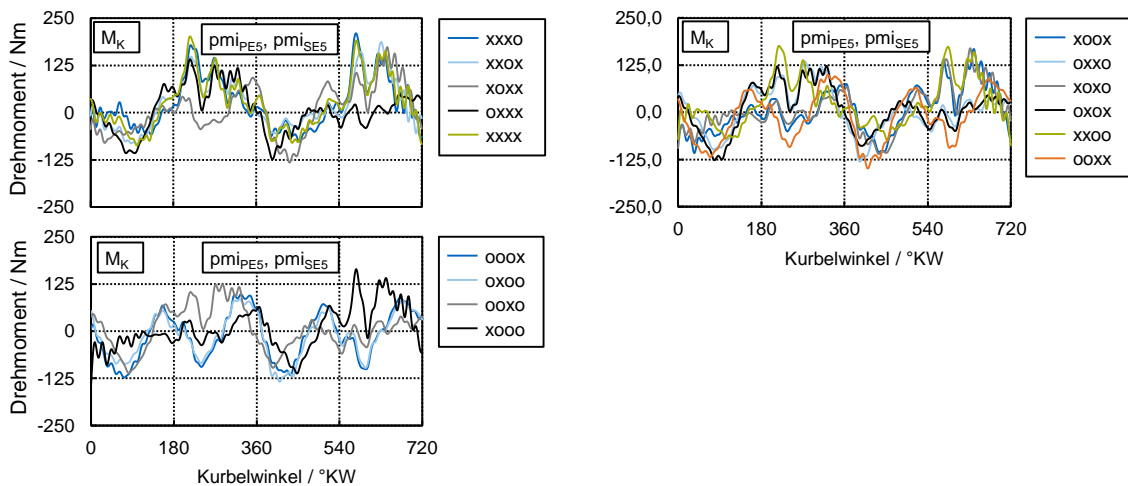


Abbildung 6-22: Drehschwingungsverhalten unter Abschaltung von 1 bis 3 Zylindern

Als Fazit kann festgehalten werden, dass durch Zündaussetzer einzelner Zylinder oder die Abschaltung von mehreren Zylindern gegenüber dem regulär gefeuerten Betrieb keine erhöhte Drehmomentbelastung an der Schnittstelle der Teilmotoren auftritt.

6.5.4 Variation der rotatorischen Trägheiten zwischen den Teilmotoren

Ergebnisse der detaillierten SCU Simulation zeigen, dass die Systemträgheit den Zuschaltvorgang in den einzelnen Phasen (vgl. Abbildung 5-2) teilweise positiv, teilweise negativ beeinflusst. Eine geringe SE-seitige Trägheit ermöglicht bei gegebenem Moment schnelle Hochschlepprampen, erschwert aber aufgrund der erhöhten rotatorischen Dynamik beispielsweise die Eingriffsphase, da sich beim Öffnen der Reibkupplung die Drehzahl des SEs schnell abbaut. Zur experimentellen Analyse des Trägheitseinflusses auf das Schnittmoment M_K und die auftretende Kurbelwellentorsion werden die SCU-Trägheitsdummies durch Distanzpatten aus Aluminium mit vernachlässigbar kleiner Trägheit ausgetauscht (vgl. Abbildung 6-12 „ohne SCU Trägheiten“). In Abbildung 6-23 ist das Schnittmoment bei 3000 U/min geschleppt bei unterschiedlichen Drosselklappenstellungen für PE und SE ohne SCU-Trägheitsdummies ($J_{kl.}$) dem Aufbau mit SCU-Trägheitsdummies ($J_{gr.}$) gegenübergestellt. Darunter ist die Resonanzanalyse für beide Aufbauzustände dargestellt.

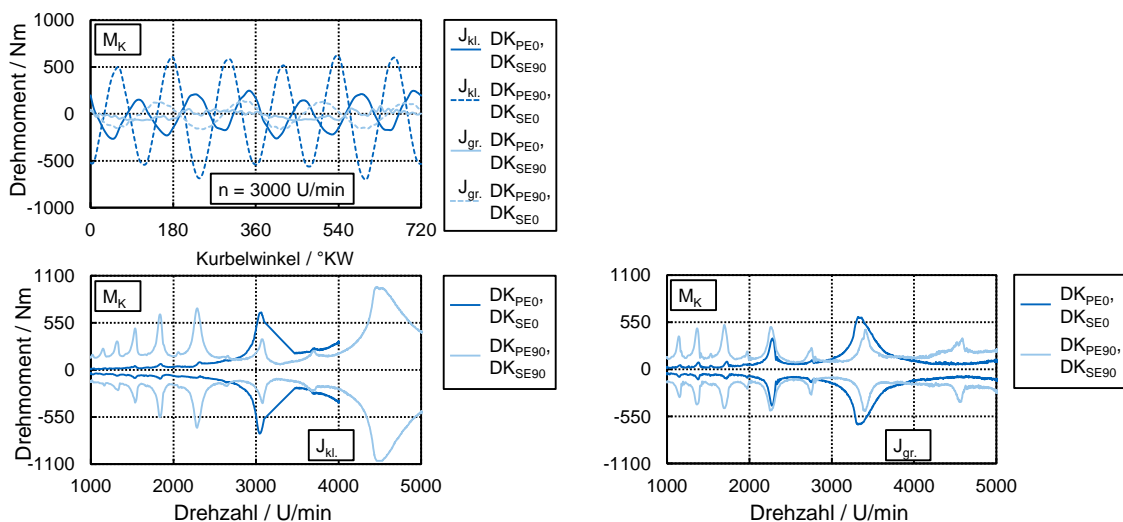


Abbildung 6-23: Drehschwingungsverhalten geschleppt - SCU Trägheitsvariation

Im stationären Betriebspunkt bei 3000 U/min bleibt der signifikante Einfluss des SE bestehen, jedoch ist die gemessene Drehmomentbelastung für den Fall mit geschlossener SE-Drosselklappe ohne SCU-Trägheiten deutlich größer. Betrachtet man das Ergebnis der Resonanzanalyse, wird der Grund hierfür ersichtlich. Die Resonanzdrehzahl #7 rutscht von 3400 U/min auf 3050 U/min, wodurch der Betrieb bei 3000 U/min von diesem Resonanzfall überlagert wird. Das wechselnde Verhalten auf die Drehmomentbelastung zwischen geschlossener und geöffneter SE-Drosselklappe ab 3000 U/min, bzw. für den Fall $J_{kl.}$ etwas früher, bleibt bestehen. Ohne Trägheiten kehrt sich das Verhalten jedoch nicht mehr bei ~ 4000 U/min um. Das Schnittmoment für den Fall mit geschlossener Drosselklappe bei Drehzahlen

>4000 U/min wurde aus Sicherheitsgründen (Verrutschen der Wellenkupplungen) nicht vollständig eingemessen.

Der Betrieb bei unterschiedlichen Motorlasten und Drehzahlen im gefeuerten Betrieb, wie in Abbildung 6-24 aufgetragen, weist als Konsequenz des Entfallens der SCU-Trägheiten stets ein höheres Schnittmoment auf. Das Drehmoment des SE wird ohne Verzögerung durch die SE-seitige Trägheit in Kombination mit dem torsionsweichen Verbindungswellensegment vom SE-Kurbelwellenflansch bis zum Drehmomentmesssystem weitergegeben. Bei 3000 U/min kommt die Überlagerung des Resonanzfalls bei 3050 U/min hinzu. Als Fazit kann festgehalten werden, dass eine Minimierung der SE-seitigen SCU-Trägheit nicht das Optimum für die Drehmomentbelastung der SCU und die Geschwindigkeit des gesamten Zuschaltvorgangs ist. Lediglich für die erzielbare Dauer der Hochschleppphase wirkt eine kleine SE-seitige SCU Trägheit positiv. Mit der geschaffenen Messdatenbasis und den erarbeiteten Simulationswerkzeugen kann eine Systemoptimierung durchgeführt werden.

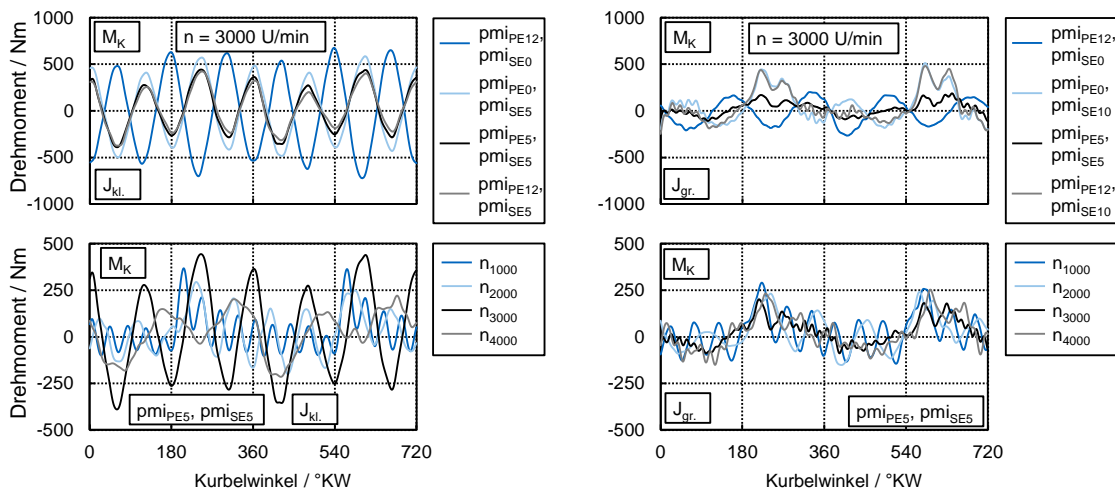


Abbildung 6-24: Drehschwingungsverhalten gefeuert - SCU Trägheitsvariation

6.5.5 Variation von Zündreihenfolge und Zündabstand

Mit den folgenden experimentellen Untersuchungen einer gezielten Variation der Zündreihenfolge und Zündabstände wird eine der übergeordneten Fragestellungen, ob ein 720°KW phasengenaue Kopplung der Teilmotoren erforderlich oder eine 360°KW Kopplung hinsichtlich der Drehmomentbelastung ausreichend ist, beantwortet. Dazu sind PE und SE zunächst um 360° verdreht zueinander gekoppelt, wodurch sich die Zündreihenfolge von PE1-SE1-PE2-SE2 zu PE1-SE2-PE2-SE2 ändert. Der 8-Lochflansch der Wellenkupplungen ermöglicht komfortabel eine 45°-diskrete Verdrehung, ohne das System an der Klemmung der Wellenkupplung erneut ausrichten zu müssen.

Abbildung 6-25 stellt die beiden Konfigurationen bei unterschiedlichen Last- und Drehzahlkombinationen inkl. Abschaltung einzelner Zylinder und der geschleppten Resonanzanalyse gegenüber. In keinem der Lastfälle treten durch die geänderte Zündreihenfolge signifikant erhöhte Schnittmomente auf. Die Drehmomentverläufe bei gleichem Lastfall sind sehr ähnlich

zueinander, allerdings wie zu erwarten um 360°KW versetzt. Die Belastung im Resonanzfall ist ebenfalls vergleichbar. Demzufolge kann als Fazit festgehalten werden, dass eine 720°KW phasengenaue Kopplung der Teilmotoren hinsichtlich Belastung der SCU und dem globalen Schwingungsverhalten für das SCE-Konzept nicht erforderlich ist. Die entwickelte 360°KW-Zuschaltregelung kann beibehalten und weiter für möglichst kurze Zuschaltzeiten optimiert werden.

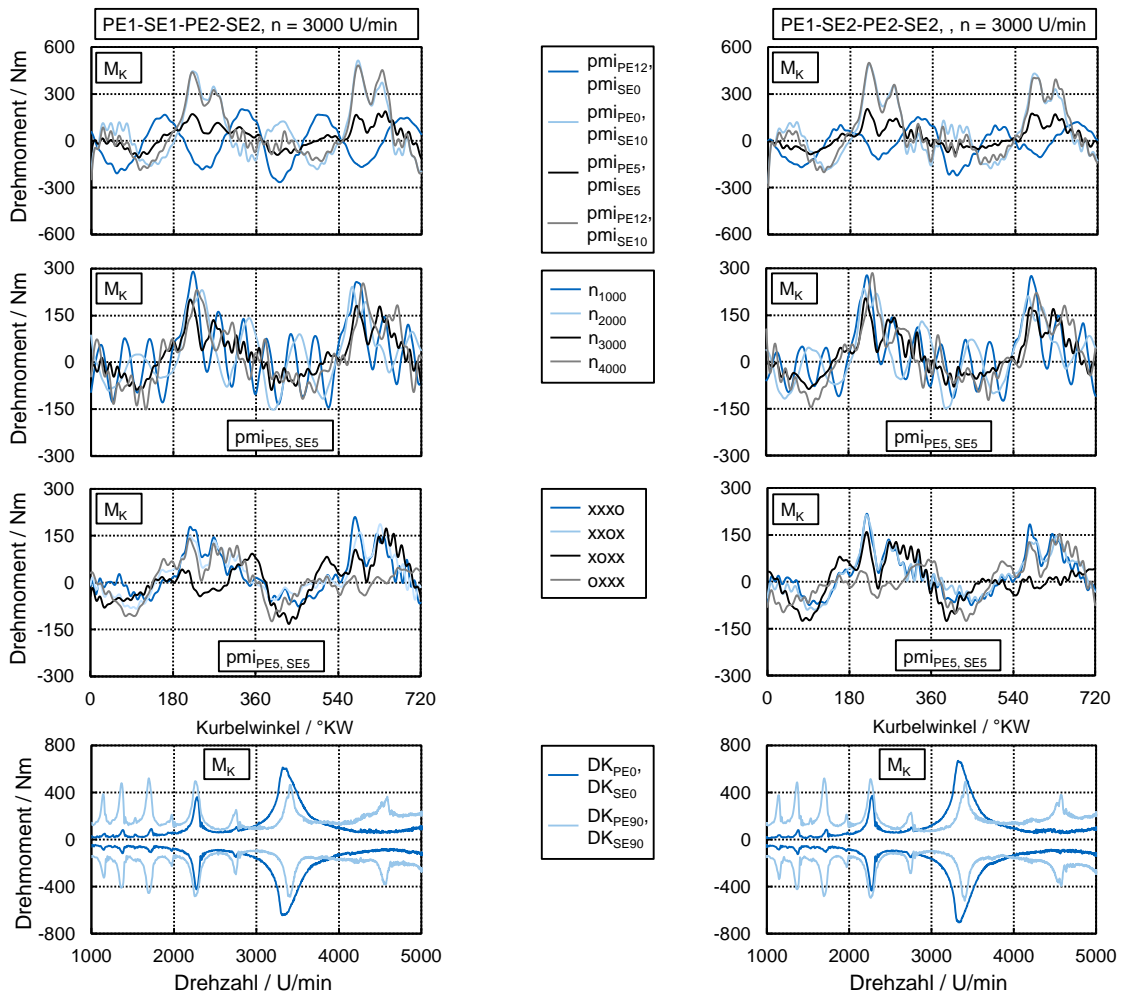


Abbildung 6-25: Drehschwingungsverhalten bei geänderter Zündreihenfolge

Die 360°KW phasengenaue Kopplung ist im SCE-Konzept primär aus Komfortgründen für einen gleichmäßigen Zündabstand unter Verwendung der gewählten Twin-Kurbelwellenkonfiguration der Teilmotoren definiert worden. Das Zulassen einer Kopplung von PE und SE unter beliebigen Positionswinkeln bzw. Winkeln mit festen Winkelabständen <360° würde potentiell die Zuschaltzeit deutlich verkürzen, da die Vorpositionierung bei geringer Differenzdrehzahl weniger Zeit in Anspruch nimmt (vgl. 5.1) oder sogar vollständig entfällt. Hinsichtlich der zyklischen Drehmomentbelastung des Antriebstrangs, welche für das Fahrkomfortempfinden ausschlaggebend ist, wirkt dies ohne Gegenmaßnahmen, wie einem schwingungstilgenden System zwischen Kurbelwelle und Getriebeeingangswelle, nachteilig.

Beispielsweise können in einem extremen Fall zwei Zylinder gleichzeitig zünden, wodurch die Antriebsstranganregung eines Zweizylindermotors resultiert.

Um das Drehschwingungsverhalten für solch ein vereinfachtes SCE-Konzept mit schnelleren Zuschaltzeiten zu charakterisieren und eine Messdatengrundlage zur weiteren Analyse eines solchen Konzepts zu schaffen, werden die Teilmotoren in einer Kopplungsvariation in 45°KW Schritten inkl. Variation der SCU-Trägheiten vermessen. Das gemessene Schnittmoment für unterschiedliche Drehzahlen im gefeuerten Betrieb bei 5 bar indiziertem Mitteldruck für PE und SE ist in Abbildung 6-26 mit und ohne verbauten SCU-Trägheitsdummys aufgezeigt.

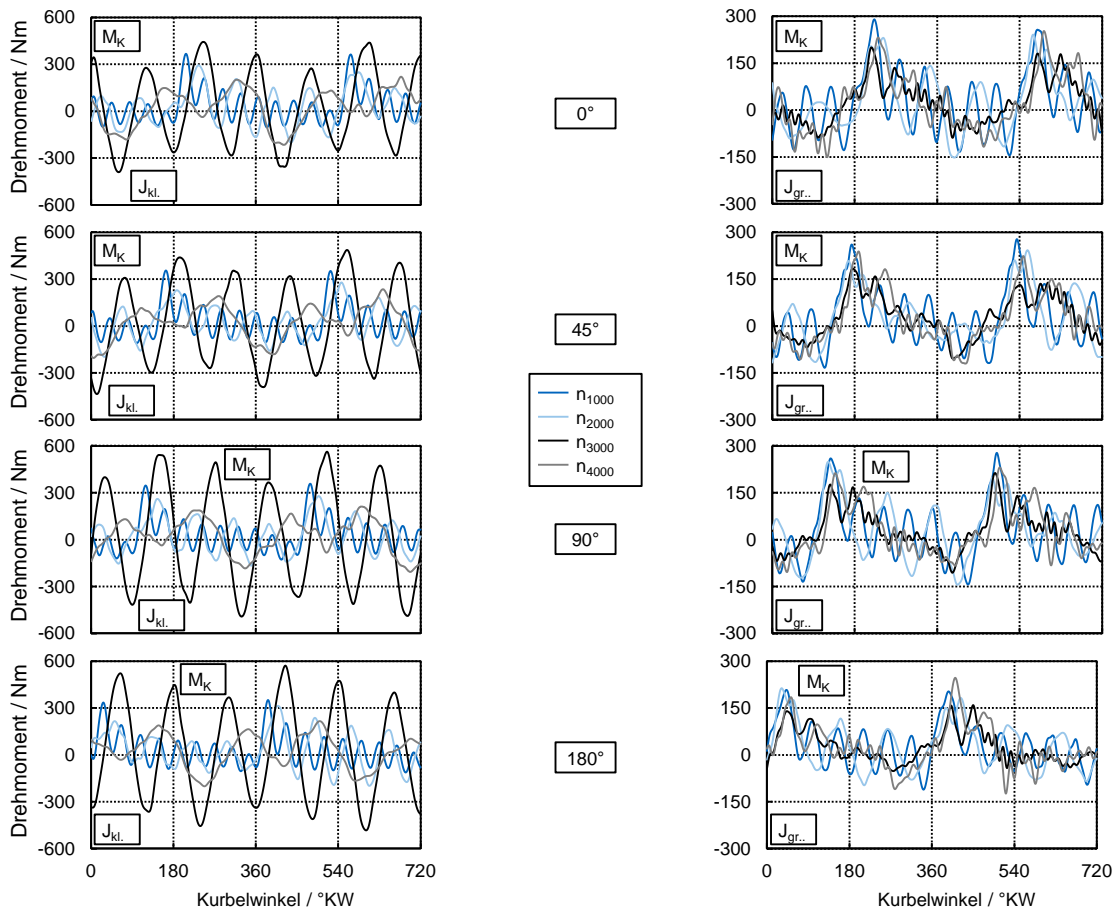


Abbildung 6-26: Drehschwingungsverhalten gefeuert - Zündabstandvariation

Hinsichtlich der SCU-Belastung in Betrag und Verlauf treten selbst bei einer 180°KW verdrehten Konfiguration, bei welcher der erste Zylinder des PE gleichzeitig mit dem ersten Zylinder des SE zündet, keine signifikant abweichenden Drehmomente auf. Die im Anhang befindliche Darstellung der Resonanzanalyse für selbiges Experiment (vgl. Abbildung 8-3 - A.1) bestätigt dies.

Demzufolge ist hinsichtlich Belastung der SCU eine Vereinfachung des Kopplungsmechanismus nicht ausgeschlossen. Für eine diskrete Kopplung in Winkelpositionen <360°KW könnte die Kodierung der Zahnkupplung entsprechend durch Einbringung mehrerer Kodierungsstellen modifiziert werden, bzw. könnte die Kodierung vollständig entfallen. Die Belastung des

Antriebsstrangs, die minimal erreichbaren Zuschaltzeiten und die Auswirkung auf das Verbrauchseinsparpotential einer solchen Vereinfachung sollte in Folgeuntersuchungen betrachtet werden.

7 Einsparpotentialbestimmung und Sensitivitätsanalyse

Um abschließend ein grundlegendes Verständnis von dem möglichen Einsparpotential des Splittkurbelwellenmotors gegenüber den Referenzmotoren zu schaffen und die Sensitivität auf ausgewählte Systemparameter aufzuzeigen, werden im Folgenden Fahrzyklen mittels der erarbeiteten Zugkraftbedarfsanalyse (vgl. 4.4.2) analysiert. Die in Abbildung 7-1 dargestellten Verbrauchskennfelder der drei Motorvarianten fiktiv, Weber und IHI (vgl. 6.1, 6.2) beschreiben das Drehmoment-Drehzahlverhalten bezogen auf die Kurbelwelle und sind entsprechend von den Motortyp-spezifischen Reibungsverlusten, wie beispielsweise der Ölpumpe oder des Masenausgleichs, befreit und dadurch für alle Motortypen gleich.

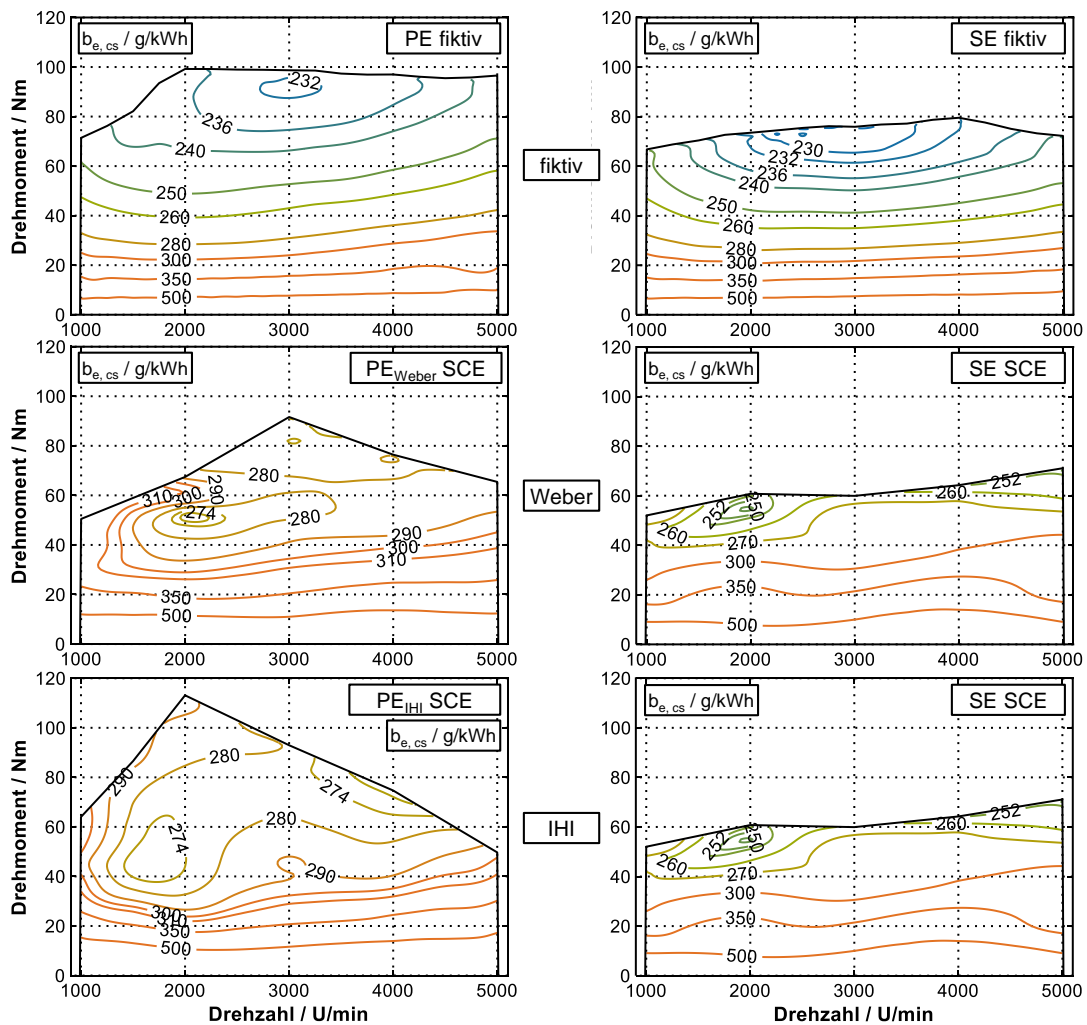


Abbildung 7-1: Verbrauchskennfelder unterschiedlicher Motorkonfigurationen des SCEs

Neben den dargestellten Kombinationen werden die PE- und SE- Kennfelder auch zueinander vertauscht in der ZBA implementiert, um den Einfluss eines gegenüber des SEs schwächeren PEs zu untersuchen. Darüber hinaus können die abgebildeten Parameter des Fahrzeugs, der Nebenaggregate, oder in reduziertem Umfang auch der Betriebsstrategie, beispielsweise durch eine Unterdrückung von Zu- und Abschaltungen einer gewählten Zeitschwelle, variiert

werden. Der Vergleich zwischen den Motortypen SCE, CDE und CE erfolgt anhand des Kraftstoffverbrauchs relativ zueinander und die Zuschalthäufigkeit (Anzahl ZS) und -dauer (Dauer SCE4 / CDE4) wird gegenübergestellt. Durch den relativen Vergleich innerhalb der jeweils verwendeten Motorvarianten (fiktiv, Weber und IHI) hat der absolut betrachtet schlechtere Verbrauch der Realmotoren keinen ergebnisverzerrenden Einfluss. Der Reibungsmehraufwand des SCEs im SCE-4 Modus wird durch die zusätzliche Analyse des dauerhaft gekoppelten SCEs (SCE4) in ausgewählten Beispielen veranschaulicht.

Die Einkuppeldrehzahl aller gezeigten Analysen beträgt 1300 U/min. Bis zu ihrer Erreichung kann somit das Maximalmoment von 1300 U/min übertragen werden. Der SCE fährt generell im SCE-2 Modus an. Reicht das zu Verfügung stehende Moment für eine Systemkonfiguration in einem Zyklus nicht aus, wird für den gesamten Zyklus im SCE-4 Modus angefahren.

In der Basiskonfiguration wird zu jedem Zeitschritt die hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs optimale Lastaufteilung zwischen PE und SE für alle Motortypen berücksichtigt. Der Zylinderabschaltungsmotor kann für alle gezeigten Fälle zeitlich unlimitiert und ohne in Form eines Verbrauchszuschlags berücksichtigter Zuschaltenergie (ZE) zwischen den drei Modi CDE-PE, CDE-SE und SCE-4 wechseln. Für den SCE wird hingegen für jede Zuschaltung die in 4.4.2 hergeleitete mittlere Zuschaltenergie von 0,3 g Kraftstoff und eine Reduktion der zurückgelegten Strecke um 1,5 m berücksichtigt. Der relative Verbrauch ohne berücksichtigte Zuschaltenergie ist ebenfalls ausgewiesen, um das Potential einer möglichen Mildhybridisierung mittels Startergeneratoreinheit (vgl. 4.4.2) aufzuzeigen.

7.1 Ergebnisüberblick Zugkraftbedarfsanalyse in der Basiskonfiguration

Abbildung 7-2 stellt zur Übersicht einen Zyklusausschnitt des WLTP für die Motoren SCE, CDE, CE und SCE4 mit den fiktiven Teilmotoren für PE und SE dar. Für den SCE ist dabei eine Unterdrückung von Zu- und Abschaltungen kleiner 3 s berücksichtigt (SCE_{3s}). Das Drehmoment der Teilmotoren (M_{PE} und M_{SE}) addiert sich zum Gesamtmoment (M_{PESE}) und gibt einen Eindruck über die optimale Lastaufteilung. Die Verbrauchskennfelder aus Abbildung 7-1 erklären die im wesentlichen symmetrische Lastaufteilung zwischen PE und SE. Im Verlauf des summierten Kraftstoffverbrauchs ist für den SCE-Aufwand die Zuschaltenergie noch nicht berücksichtigt. Betrachtet man die kumulierten Ergebnisse der Zyklussimulation in Tabelle 7-1 erkennt man den um lediglich ca. 1 %-Punkt verschlechterten Verbrauch von SCE_{3s} durch die Berücksichtigung der Zuschaltenergie. Der Verbrauchsvorteil bleibt bei der Konfiguration mit den fiktiven Motoren im WLPT für den SCE unabhängig der Zuschaltenergie oder einer angewendeten Zu- und Abschaltunterdrückung gegenüber den anderen Motortypen bestehen. Der Vergleich zwischen den Verbräuchen mit und ohne Zuschaltenergie für die Unterdrückungszeiten 0 s bis 12 s verdeutlicht, dass eine Zuschaltung ohne in der Betriebsstrategie abgebildeten Hysterese nicht nur für den Komfort, sondern auch für den Verbrauch nachteilig ist.

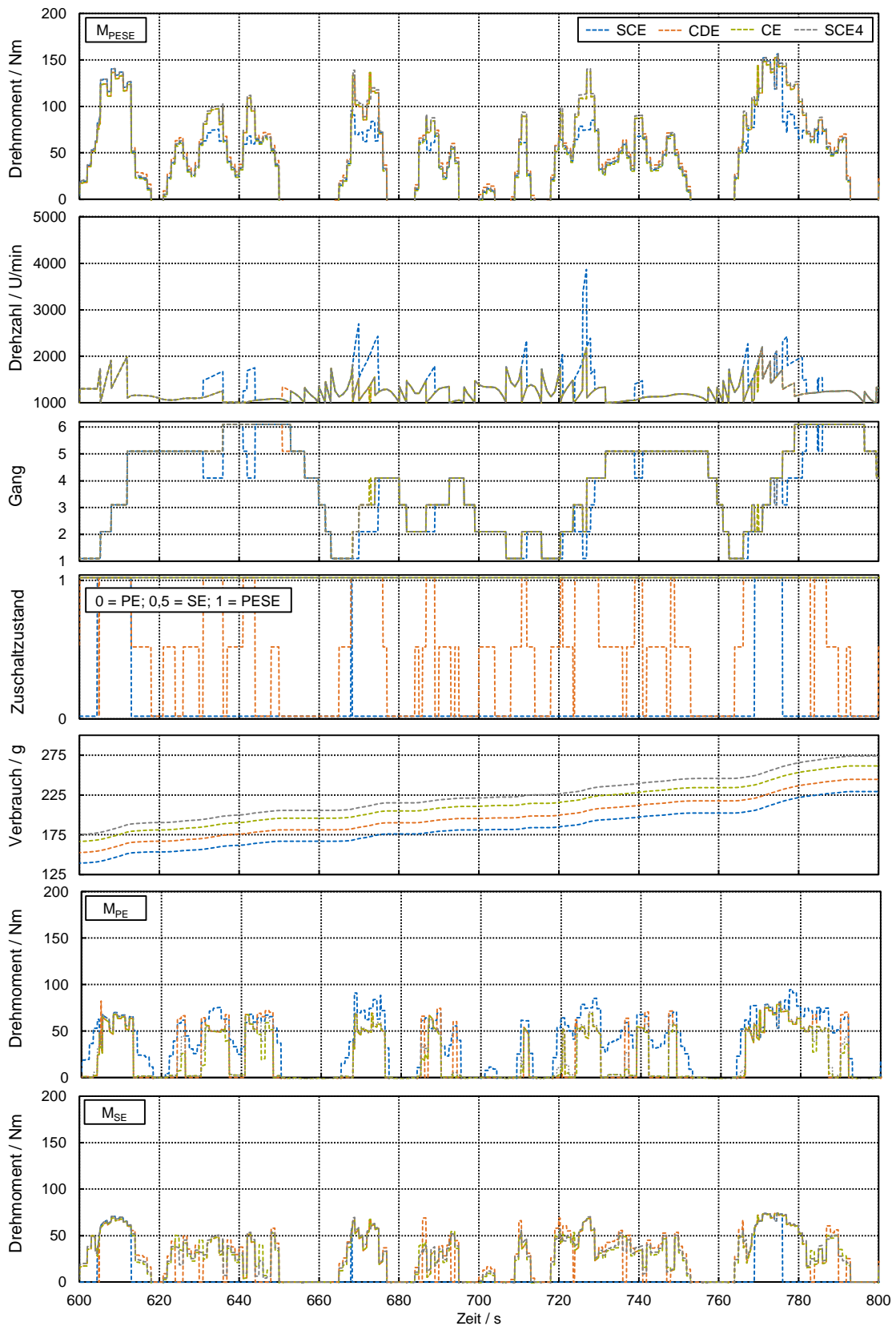


Abbildung 7-2: ZBA-WLTP: SCE, CDE, CE und SCE4; PE fiktiv, SE fiktiv

Ein Optimum stellt sich im Bereich 3 s ein. Beim weniger dynamischen NEFZ (vgl. Tabelle 7-2) verschiebt sich das Optimum Richtung 6 s.

Tabelle 7-1: Potential WLTP: Zu- und Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s
WLTP	SCE _{0s}	95,80	93,23	71	201,4
WLTP	SCE _{3s}	94,47	93,78	19	137,5
WLTP	SCE _{6s}	94,58	94,07	14	104,8
WLTP	SCE _{12s}	94,97	94,60	10	69,8
WLTP	CDE	96,95	-	78	523,6
WLTP	CE	100,00	-	-	-
WLTP	SCE4	103,59	-	-	-

In beiden Zyklen wird der Extremfall der Unterdrückung durch den dauerhaft zugeschalteten PE (= SCE4) abgebildet, welcher prinzipbedingt aufgrund der zusätzlichen Reibung für Massenenausgleich, Steuerkette und SCU sowie den zugehörigen Trägheiten zum stets schlechtesten Verbrauch innerhalb der betrachteten Motortypen führt. Im Anhang (A.1 - Abbildung 8-4) sind die unterschiedlichen Unterdrückungsdauern in einem Zyklusausschnitt gemäß Abbildung 7-2 veranschaulicht.

Aufgrund des moderaten Leistungsbedarfs im NEFZ, kann ein Großteil des Zyklus mit den SCE im Teilmotorbetrieb absolviert werden, wodurch das Einsparpotential gegenüber dem WLTP wächst.

Tabelle 7-2: Potential NEFZ: Zu- und Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s
NEFZ	SCE _{0s}	89,46	88,62	11	36,4
NEFZ	SCE _{3s}	88,79	88,64	2	24,8
NEFZ	SCE _{6s}	88,72	88,65	1	20,0
NEFZ	CDE	95,95	-	28	252,4
NEFZ	CE	100,00	-	-	-
NEFZ	SCE4	103,99	-	-	-

Die gegenüber dem SCE deutlich längere Zuschaltdauer des CDE veranschaulicht, dass trotz einer im Schleppmoment berücksichtigten Ventilabschaltung der Vierzylinderbetrieb aufgrund des für den Antrieb zur Verfügung stehenden Moments und aus verbrauchstechnischen Gründen häufiger anzuwenden ist. Die detaillierte Zyklusanalyse (nicht dargestellt) bestätigt, dass beide Fälle auftreten. Unter Beschleunigungen bei niedrigsten Geschwindigkeiten kann drehzahlbedingt das erforderliche Moment ohne Zuschaltung nicht erfüllt werden. Hingegen ist bei Beschleunigungen auf einem höheren Geschwindigkeitsniveau eine Zuschaltung verbrauchs-optimal, da eine höhere Gangstufe gewählt wird, wodurch das Drehzahlniveau gesenkt wird.

7.2 Einflüsse durch Variation spezifischer Systemgrößen des Antriebsstrangs

Die in Tabelle 7-3 gelisteten Ergebnisse zeigen, dass selbst bei einem potenziell verdoppelten Zuschaltenergieaufwand bei gleichzeitig doppelter Reduktion der zurückgelegten Fahrstrecke pro Zuschaltung bei geeigneter Motordimensionierung und einer realisierbaren Zu- und Abschalthäufigkeit (3 s bis 12 s) der Vorteil des SCEs im dynamischen WLTP bestehen bleibt, jedoch wie zu erwarten schwindet. Die Trägheit der SCU wird dabei nicht angepasst, da durch die Variation lediglich eine längere Zuschaltzeit bis zur vollständigen Synchronisation des SE simuliert wird.

Tabelle 7-3: Potential WLTP: Zuschaltenergieaufwand; PE fiktiv, SE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s
WLTP	SCE _{0s, 2x ZS-E}	98,40	93,23	71	201,4
WLTP	SCE _{3s, 2x ZS-E}	95,15	93,78	19	137,5
WLTP	SCE _{6s, 2x ZS-E}	95,09	94,07	14	104,8
WLTP	SCE _{12s, 2x ZS-E}	95,33	94,60	10	69,8
WLTP	CDE	96,95	-	78	523,6
WLTP	CE	100,00	-	-	-
WLTP	SCE4	103,59	-	-	-

In Tabelle 7-4 sind die Ergebnisse mit einer zu jedem Zeitschritt im 4-Zylinderbetrieb schlechtesten Lastaufteilung hinsichtlich des Verbrauchs dargestellt und der Basis mit stets optimaler Lastaufteilung relativ gegenübergestellt. Aufgrund des geringen zeitlichen Anteils des SCEs im SCE-4 Modus, ist der sich gegenüber der Basis ergebende Nachteil des SCEs deutlich geringer als bei den beiden Referenzmotoren. Die optimale Lastaufteilung liegt, wie in Abbildung 7-1 ablesbar, nahe einer gleichmäßigen Lastaufteilung relativ bezogen auf die Maximalleistung der Teilmotoren. Spezifische Simulationen mit solch einer gleichmäßigen Lastaufteilung bestätigen dies, wodurch für eine Serienumsetzung die Lastaufteilung mit moderaten Einsparpotentialeinbußen umgesetzt werden könnte, was zudem zu einer gleichmäßigeren, temperaturbedingten, mechanischen Spannungsbelastung des Aggregats führen kann.

Tabelle 7-4: Potential WLTP: Lastaufteilung; PE fiktiv, SE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s	Δ Verbrauch vs. Basis / %
WLTP	SCE _{3s, LA-worst}	92,38	91,92	13	60,6	1,5
WLTP	CDE LA-worst	95,89	-	77	439,0	5,2
WLTP	CE LA-worst	100,00	-	-	-	9,4

Unter Verwendung der applizierten Realmotoren, welche durch die Lambda-1 Applikation und das nicht optimale Hub-/Bohrungsverhältnis ein gegenüber den Teilmotoren geringeres Moment und eine deutlich geringere Leistung aufweisen, verliert der SCE seinen Einsparpotentialvorteil vor allem im dynamischen WLTP. Dies gilt sowohl für die Konfiguration mit dem Weber Serienturbolader ausgestatteten Motor ($PE_{\text{Weber}} \text{ SCE}$) als auch für die Konfiguration mit dem IHI Turbolader ausgestatteten Motor ($PE_{\text{IHI}} \text{ SCE}$), wie in Tabelle 7-5 und Tabelle 7-6 aufgezeigt ist.

Tabelle 7-5: Potential WLTP & NEFZ: Realmotoren; $PE_{\text{Weber}} \text{ SCE}$, $SE \text{ SCE}$

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s
WLTP	SCE _{0s}	100,80	95,27	85	553,8
WLTP	SCE _{3s}	98,46	95,67	43	510,8
WLTP	CDE	93,10	-	74	652,0
WLTP	CE	100,00	-	-	-
WLTP	SCE4	103,76	-	-	-
NEFZ	SCE _{3s}	93,12	90,44	20	284,0
NEFZ	CDE	88,39	-	28	292,0
NEFZ	CE	100,00	-	-	-

Da die fiktiven Teilmotoren optimal in ihrer Leistung auf das Fahrzeug und die in 3.1 beschriebenen Mindestanforderungen ausgelegt wurden, ist dies nicht überraschend. Es veranschaulicht jedoch die Auswirkung von einer Variation des Drehmomentangebots und des Drehmomentverlaufs, was der Leistungscharakteristik gleichzusetzen ist. Beim „Low End Torque“-stärkeren $PE_{\text{IHI}} \text{ SCE}$ fällt der Nachteil erwartungsgemäß (vgl. 6.1) geringer aus.

Tabelle 7-6: Potential WLTP & NEFZ: Realmotoren II; $PE_{\text{IHI}} \text{ SCE}$, $SE \text{ SCE}$

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s
WLTP	SCE _{0s}	98,72	94,05	73	502,6
WLTP	SCE _{3s}	96,73	94,38	37	459,7
WLTP	CDE	90,71	-	73	655,8
WLTP	CE	100,00	-	-	-
WLTP	SCE4	103,33	-	-	-
NEFZ	SCE _{3s}	92,06	88,97	24	252,0
NEFZ	CDE	84,01	-	28	292,0
NEFZ	CE	100,00	-	-	-

Ändert man die Leistungsaufteilung zwischen PE und SE hin zu einem gegenüber dem PE stärkeren SE, schwindet das Potential des SCEs aufgrund der notwendigen, erhöhten Zuschaltheufigkeit und -dauer, wie die Ergebnisse in Tabelle 7-7 bestätigen. Auf die

Referenzmotoren und den SCE4 hat die umgekehrte Leistungsaufteilung zwischen PE und SE keinen Einfluss, da im Fall CDE nach wie vor prinzipbedingt frei zwischen PE, SE und CDE-4 Modus gewechselt werden kann und für CE und SCE4 immer alle vier Zylinder betrieben werden. Die bereits in der Konzeptphase als vorteilhaft erkannte asymmetrische Leistungsaufteilung zugunsten eines stärkeren PEs ist bestätigt.

Tabelle 7-7: Potential WLTP: Leistungsaufteilung; SE fiktiv, PE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s	Δ Verbrauch vs. Basis / %
WLTP	SCE _{0s, SEPE}	96,00	93,53	68	288,1	0,3
WLTP	SCE _{3s, SEPE}	96,33	94,30	28	230,1	0,6
WLTP	CDE _{SEPE}	96,95	-	78	523,6	0,0
WLTP	CE _{SEPE}	100,00	-	-	-	0,0
WLTP	SCE4 _{SEPE}	103,59	-	-	-	0,0

Die Reduktion der Fahrwiderstände durch eine Halbierung der Fahrzeugmasse und der Stirnfläche bei gleichzeitig umgekehrter Leistungsaufteilung zwischen PE und SE ist einem großen installierten Leistungsüberschuss mit leistungsschwachen PE und leistungsstarken SE gleichzusetzen. Dadurch steigt das Einsparpotential prinzipbedingt wie in 2.2.2 beschrieben. Die Ergebnisse in Tabelle 7-8 bestätigen dies. Das Einsparpotential gegenüber der Basis (Tabelle 7-1) mit der Basisfahrzeugmasse und -stirnfläche fällt entsprechend groß aus und dient primär der Nachvollziehbarkeit und Plausibilisierung der durchgeführten Variation. Der Potentialvorteil des SCEs steigt im WLTP gegenüber dem Zylinderabschaltungsmotor von ~2 %-Punkten auf ~10 %-Punkte. Das abgebildete Leistungsgewicht entspricht damit in Näherung einem Kompaktwagen mit Spitzenmotorisierung wie beispielsweise einem Audi RS3 oder einem Mercedes CLA AMG. Mit 10 %-Punkten Verbrauchsvorteil ist das SCE Konzept für solche eine Anwendung hinsichtlich Kosten / Nutzen detaillierter zu bewerten und liefert möglicherweise einen zielführenden Anwendungsfall für einen SCE.

Tabelle 7-8: Potential WLTP: Leistungsüberschuss; SE fiktiv, PE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s	Δ Verbrauch vs. Basis / %
WLTP	SCE _{3s, LÜ-}	83,73	83,62	2	15,5	-41,9
WLTP	CDE _{LÜ}	93,23	-	64	213,9	-37,3
WLTP	CE _{LÜ}	100,00	-	-	-	-34,8

Eine Halbierung der SCU Trägheiten auf PE- und SE-Seite hat auf das Gesamteinsparpotential des SCEs einen untergeordneten Einfluss, wie die Ergebnisse der ZBA in Tabelle 7-9 zeigen. Dabei ist die Reduktion der Zuschaltenergie nicht berücksichtigt. Der Verbrauchunterschied beschränkt sich dadurch auf den reduzierten Beschleunigungsaufwand der

rotatorischen Massen im Fahrbetrieb. Durch eine geringere SCU-Trägheit kann sich die Zuschaltzeit aufgrund höherer Schwingungen und einem schnelleren Drehzahlabbau in der Halte- bzw. Eingriffsphase erhöhen (vgl. 5.1 und 6.5). Dies führt bei sich ergebender ausreichend langer Zuschaltzeit mit geschlepptem SE zu einem erhöhten Zuschaltenergiebedarf und ist daher bei der Detaillierung der SCU zu berücksichtigen. Anhand der vorliegenden Ergebnisse hat eine längere Zuschaltzeit einen signifikant höheren negativen Einfluss als eine SCU mit erhöhter Trägheit.

Tabelle 7-9: Potential WLTP: halbierte SCU-Trägheit ; PE fiktiv, SE fiktiv

Zyklus	Motor	Verbrauch / %	Verbrauch o. ZS-Energie / %	Anzahl ZS / -	Dauer SCE4 / CDE4 / s	Δ Verbrauch vs. Basis / %
WLTP	SCE _{3s, 1/2 SCU}	94,29	93,60	19	134,9	-0,2
WLTP	CDE _{Basis}	96,95	-	78	523,6	0,0
WLTP	CE _{Basis}	100,00	-	-	-	0,0

8 Zusammenfassung und Ausblick

Der Splitkurbelwellenmotor ist ein effizientes Antriebsstrangkonzept und besteht aus zwei Teilmotoren, welche über die elektromechanische Splitkupplung im Fahrbetrieb anforderungsgerecht dynamisch gekoppelt werden können. Der SCE kann als konsequente Weiterentwicklung von Zylinderabschaltungsmotoren angesehen werden und erhöht gegenüber diesen das Kraftstoffeinsparpotential durch Reibungsvermeidung, da nicht gefeuerte Zylinder vollständig stillstehen und diese zudem nicht mit Schmieröl versorgt werden müssen. Als übergeordnetes Auslegungsziel ist die Einhaltung künftiger Emissionsgesetzgebungen definiert. Um das volle Potential des SCE-Antriebskonzepts zu nutzen, bedarf es einer Betriebsstrategie, welche zu jedem Fahrzustand die optimale Kombination aus Gangstufe und Zuschaltzustand ähnlich einer Hybridantriebsstrangstruktur wählt.

Die zielführende Ausführung der Teilmotoren, ihrer Subsysteme sowie die zugehörige Betriebsstrategie des SCEs wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit beschrieben und der Nachweis der Machbarkeit wurde durch eine Kombination aus simulativen und experimentellen Untersuchungen erbracht. Das Einsparpotential, wesentliche Einflussparameter und Herausforderungen bei der Umsetzung eines solchen Antriebsstrangs sowie eine zielführende Entwicklungsmethodik wurden aufgezeigt.

In der Machbarkeitsstudie wurde, nach der Analyse bestehender Emissionsgesetzgebungen und Entwürfe zur künftigen Anpassung dieser, der Wirkmechanismus des dynamischen Downsizings nach Stand des Wissens sowie die erforderliche Betriebsstrategie eines solchen Antriebsstrangs grundlegend aufgearbeitet und erläutert. Die Ausführungsarten der Zylinderabschaltungsmotoren und der Motoren mit geteilter Kurbelwelle wurden bezüglich bestehender Konzepte, Patente und Serienumsetzungen charakterisiert und historisch eingeordnet. Bisher erreichte Einsparpotentiale wurden gesammelt. Der SCE wurde anschließend konzeptionell hinsichtlich der Kurbelwellenkonfiguration, der zu installierenden Leistung der Teilmotoren, des Funktionsumfangs der Splitkupplung und den Anforderungen an die Subsysteme Schmieröl, Kühlwasser und Abgasnachbehandlung analysiert und definiert.

Für den Nachweis der Machbarkeit und die Auslegung und Erprobung der Teilsysteme sowie des gesamten Antriebsstrangs wurden simulative und experimentelle Entwicklungswerkzeuge erarbeitet. Die detaillierte Gesamtfahrzeugsimulation bildet die Teilmotoren und die Splitkupplung realitätsnah in einer Co-Simulationsstruktur ab. Mit dieser konnte eine kostenfunktionsbasierte Betriebsstrategie entwickelt werden. Ein parallel erzeugtes Zugkraftbedarfsanalysemodell dient zur Ermittlung des maximal möglichen Einsparpotentials sowie zur effizienten Parametervariation makroskopischer Einflussgrößen wie Motorleistung, Getriebeübersetzung oder Antriebsleistung für Nebenverbraucher. Am konzeptionierten, ausgelegten und umgesetzten Gesamtsystemprüfstand können die Teilmotoren, ihre Subsysteme sowie der gesamte SCE-Verbund mit und ohne SCU experimentell untersucht werden. Neben einer Grundvermessung und anschließender applikativer und konstruktiver Optimierung der Teilmotoren, wurden die Subsysteme Kühlwasser- und Schmierölkreislauf sowie die Abgasanlage in

Betrieb genommen und eine umfassende Messdatenbasis für Folgeuntersuchungen und Teilsystemoptimierungen geschaffen. Für die Analyse der Teilmotoren, der Mediensysteme und des Abgassystems wurden darüber hinaus simulative Entwicklungswerkzeuge beschrieben, vorbereitend für weitere Untersuchungen aufgebaut und hinsichtlich eines zielführenden Einsatzes plausibilisiert. Eine anforderungsgerechte Ausführungsart der Mediensysteme und der Abgasanlage wurde detailliert aufgezeigt und dabei vorliegende Herausforderungen wurden benannt.

Mit der eingesetzten dynamischen Drehmomentmessung zwischen den beiden Teilmotoren am Gesamtsystemprüfstand erfolgte eine umfassende experimentelle Erprobung und Charakterisierung der schwingungsdominierten Drehmomentbelastung der SCU bei unterschiedlichen Konfigurationen hinsichtlich Zündreihenfolge und -abstand, SCU-Trägheiten und applikativen Einstellungen in weiten Bereichen der Motorenkennfelder. Anschließend wurde der Einfluss makroskopischer Systemparameter wie beispielsweise der Motorleistung oder der Lastaufteilung zwischen den Teilmotoren innerhalb der Vergleichszyklen mit der Zugkraftbedarfsanalyse zwischen SCE und einem Zylinderabschaltungsmotor sowie einem konventionellen Vierzylindermotor verglichen.

Bezugnehmend auf die Fragestellungen dieser detaillierten Machbarkeitsstudie (vgl. 3.6) kann folgendes Fazit gezogen werden. Die beantworteten Fragen sind:

- Mit der entwickelten detaillierten, als Co-Simulation zwischen GT Suite und MATLAB/Simulink ausgeführten, Gesamtfahrzeugsimulation mit vollständigem mechanischen Modell der Splitkupplung ist das Systemverhalten ausreichend realistisch abgebildet, sodass der Nachweis der Machbarkeit des SCE-Antriebsstrangs damit bestätigt werden konnte.
- Ein flexibler Entwicklungsprüfstand für den SCE-Antriebsstrang wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit konzeptioniert, umgesetzt und für die Teilmotoren inkl. Mediensysteme betrieben. Nach Verfügbarkeit der SCU kann dieser Prüfstand weiterführend zur dynamischen Erprobung des Antriebsstrangs innerhalb von Last- Drehzahlprofilen der Vergleichszyklen eingesetzt werden.
- Mit dem detaillierten Gesamtfahrzeugsimulationsmodell konnte durch die vollständige Modellierung der SCU auf Komponentenebene und den 1D-APR Motormodellen unter realitätsnahen Randbedingungen eine nicht prädiktive, kostenfunktionsbasierte SCE-Betriebsstrategie entwickelt werden, welche lastanforderungsgerecht die stets verbrauchsgünstigste Kombination aus Gangstufe und Zuschaltzustand wählt. Im Zweimotorbetrieb wird dabei eine verbrauchsoptimale Lastaufteilung zwischen den Teilmotoren angewendet.
- Der Primärmotor benötigt für ein verbrauchsoptimales Gesamtsystem, welches im städtischen Betrieb auch aus Komfortgründen überwiegend im Teilmotorbetrieb stattfinden soll, anteilig mehr Leistung als der Sekundärmotor. Dabei profitiert der PE von einem ausgeprägten Low End Torque, um durch eine passende Getriebeabstufung neben der

Lastpunktverschiebung einen weiteren Verbrauchsvorteil aus angewendetem Downspeeding zu schöpfen. Zur Erfüllung von künftigen Emissionsreglementierungsverfahren in Kombination mit einem Dreiwegekatalysator ist eine stöchiometrische Applikation im vollständigen Motorkennfeld obligatorisch.

- Eine besondere Herausforderung an die Ausführung der Teilmotoren ist die hinsichtlich Bauteilfestigkeit und Schwingungsverhalten anforderungsgerechte konstruktive Gestaltung in einem mit der SCU gemeinsamen Motorgehäuse, welches eine besonders performante Brennraum- und Auslasskühlung aufweist, um eine hohe Leistungsdichte bei der vollständig stöchiometrischen Applikation zu ermöglichen.
- Der Kühlmittelkreislauf des SCEs ist durch die entwickelte und erläuterte Ventilverschaltung auszuführen, welche mit einer gemeinsamen geregelten Kühlmittelpumpe auskommt und es ermöglicht, den Sekundärmotor vorzuwärmen und warmzuhalten. Beim Schmierölkreislauf ist ein System mit gemeinsamem Ölreservoir und aus „Fail-Safe“-technischen Gründen für PE und SE mit separaten, mechanisch angetriebenen Schmierölpumpen, die anforderungsgerechte Lösung. Beide Teilsysteme können mit der beschriebenen simulativen Entwicklungsmethodik mit GT Suite anhand der gesammelten Messdaten weiter optimiert werden. Für das Kraftstoffsystem der PFI-Motoren ergeben sich keine besonderen SCE-spezifischen Anforderungen. Bei empfohlener Verwendung von einer gemeinsamen Kraftstoffpumpe sollte auf eine saugrohrdruckkompensierte Druckregelung je Teilmotor zurückgegriffen werden, um stets für beide Motoren den Einspritzventildurchfluss gemäß Kennlinie approximieren zu können.
- Durch eine thermische Kopplung der Abgasmassenströme kann mit dem vorgeschlagenen Abgasanlagendesign der Katalysator des Sekundärmotors im Teilmotorbetrieb vorgeheizt werden, ohne dass es bei Hochschleppvorgängen des Sekundärmotors zu Verfälschungen im Verbrennungsluftverhältnis im Katalysatorteil des Primärmotors kommt. Die weitere Optimierung der SCE-Abgasanlage kann mit den aufgezeigten simulativen Entwicklungswerkzeugen in Ansys und GT-Suite in Kombination mit den gesammelten Messdaten erfolgen.
- Anhand der experimentellen Ergebnisse der dynamischen Drehmomentmessung zwischen den Teilmotoren am Gesamtsystemprüfstand wurde gezeigt, dass eine 720°KW phasengenaue Zuordnung der Teilmotoren durch die Splitkupplung hinsichtlich Bauteilbelastung und Schwingungsverhalten nicht notwendig ist. Es sind potentiell sogar Kopplungen unter Kopplungswinkeln $\neq 360^\circ$ KW denkbar, was eine kürzere Zuschaltzeit ermöglichen würde als bisher angenommen und die Splitkupplungsregelung vereinfachen kann.
- Spätestens durch die Erkenntnis, dass eine 720°KW phasengenaue Zuordnung der Teilmotoren nicht erforderlich ist, können Zuschaltzeiten < 1 s anhand der gezeigten Simulationsergebnisse als realisierbar angesehen werden. Durch die Limitierung des Hochschleppmoments für den Sekundärmotor auf ein Niveau kleiner, als jenes, das dem

geringsten, drehzahlabhängigen Maximalmoment des Primärmotors entspricht, wird ein Zuschaltvorgang für den Fahrer stets weniger spürbar sein als die Zugkraftunterbrechung, welche durch Gangwechsel bei einem herkömmlichen oder automatisierten Schaltgetriebe auftritt.

- Eine geringe rotatorische SCU-Trägheit, vor allem auf der Sekundärmotorseite, wirkt negativ auf die Drehmomentbelastung der SCU und durch die dabei vorliegende stärker ausgeprägte Schwingungsdynamik erhöht sich die Anforderung an die Splitkupplungsregelung bzw. werden die Zuschaltzeiten vergrößert. Mit den SCU-Trägheiten des im Rahmen der Machbarkeitsstudie berücksichtigten Designstandes traten keine Belastungen größer der Auslegungsgrenze auf.
- Der Primärmotor erfordert durch die Mindestdynamikanforderung gemäß den Vergleichszyklen und der minimalen Spitzengeschwindigkeit von 200 km/h eine fahrzeugabhängige Mindestleistung, welche größer ist als die Mindestleistung des Sekundärmotors, um das Verbrauchs- und Komfortoptimum zu erzielen. Eine lange Getriebeübersetzung in Kombination mit einem „Low End Torque“-starken Primärmotor bringt Verbrauchsvorteile. Restriktionen im Zustandswechsel wirken negativ auf den Verbrauch, können aber mit moderatem Einfluss darauf einen Komfortvorteil erzielen, indem kurzzeitige Zustandswechsel vermieden werden. Sind die Teilmotoren zu klein dimensioniert, was besonders für den Primärmotor gilt, erzielen die Referenzmotoren mit der gleichen Gesamtsystemleistung bessere Verbräuche als der SCE.
- Das Verbrauchseinsparpotential des Splitkurbelwellenmotors gegenüber vergleichbaren Referenzmotoren in der Ausführung eines Zylinderabschaltungsmotors und eines konventionellen Motors hängt besonders von der installierten Gesamtsystemleistung bzw. den Mindestanforderungen an die Fahrdynamik ab. Je höher die installierte Gesamtsystemleistung ist, desto höher ist auch das Einsparpotential des SCEs. Legt man Dynamikanforderungen gemäß den heutigen Vergleichszyklen zugrunde, können bereits Verbrauchsvorteile im höheren einstelligen Prozentbereich in Aussicht gestellt werden.

Als noch offene bzw. in Folgeuntersuchungen zu vertiefende Aufgaben sind Folgende zu betrachten:

- Nach Fertigstellung und Aufbau der SCU am Gesamtsystemprüfstand ist die Implementierung der SCU-Zuschaltstrategie in die dafür vorbereitete SCE-Motorsteuerung durchzuführen und es sind stationäre und dynamische Zuschaltvorgänge im geschleppten und gefeuerten Motorbetrieb zu untersuchen. Diesem Experiment soll die Erprobung des gesamten Antriebsstrangverbunds innerhalb von Last- Drehzahlprofilen der Vergleichszyklen folgen. Primäre Ziele sollen dabei sowohl die Erprobung und applikative Optimierung des Zuschaltverhaltens als auch die Analyse des Aufheiz- und Warmhalteverhaltens der Mediensysteme sowie der Abgasanlage sein. Weniger im Fokus steht dabei eine absolute Aussage zum Verbrauchs- und Emissionsverhalten, da es sich bei den Teilmotoren als

auch dem Aufbau der Mediensysteme um Funktionsträger handelt. Aussagen zu Absolutgrößen sind nach einer Optimierungsiteration durch die Umsetzung eines Prototypenantriebsstrangs bzw. -fahrzeugs mit seriennaher Gestaltung der Teilmotoren und Subsysteme zu erlangen.

- Durch eine weiterführende Analyse der makroskopischen Einflussgrößen mit der Zugkraftbedarfsanalyse sind die Erkenntnisse daraus für die Zieloptimierung von Teilmotorcharakteristik, Getriebeabstufung und Betriebsstrategie sowie Zuschaltstrategie in das detaillierte Gesamtfahrzeugsimulationsmodell zu überführen.
- Die detaillierte Erprobung und Optimierung der Mediensysteme inkl. Abgasanlage ist mit den geschaffenen simulativen Entwicklungswerkzeugen anhand der eingefahrenen Messdaten, welche zur Validierung dienen, durchzuführen.
- Nach erfolgreicher Zieloptimierung kann die Konzeptionierung, konstruktive Umsetzung und Fertigung seriennaher SCE-Systeme inkl. Teilmotoren und SCU in einem gemeinsamen Motorgehäuse zum Einsatz am Motorenprüfstand und in einem Demonstratorfahrzeug erfolgen, um eine potentielle Übergangstechnologie für Fahrzeugantriebe auf dem Weg hin zu einer CO₂-neutralen Mobilität zu etablieren.

Aufgrund der Durchführung vorliegender Machbarkeitsstudie kann abschließend festgehalten werden, dass infolge des Technologiefortschritts, besonders im Bereich moderner, simulativ gestützter Entwicklungsmethoden, ein verbrauchseffizienter Verbrennungsmotor mit geteilter Kurbelwelle für den potentiellen Einsatz in einem Serienfahrzeug entwickelt und optimiert werden kann. Begegnet man den aufgezeigten Herausforderungen mit zielführenden technischen Lösungen durch die Anwendung der erarbeiteten Entwicklungswerkzeuge, kann der Splitkurbelwellenmotor als konsequente Weiterentwicklung der Zylinderabschaltung zum ressourcenschonenden Umgang mit Kraftstoffen aller Art als Antriebsstrang eingesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] P. Ahner und M. Ackermann, "Antriebssystem für Kraftfahrzeug", DE19934790A1, 2001
- [2] C. M. Allen, „Advancing Diesel Engines via Cylinder Deactivation“. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, 2019
- [3] V. Ambrosius, S. Doller, H. Neukrichner, J. Roß und A. Werler, "Verfahren zur Vorstart-synchronisierung entkoppelter Teilmotoren einer Brennkraftmaschine", DE102010005915A1, 2011
- [4] M. André, „The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions“, The Science of the total environment, 2004
- [5] ATZ, „The Frankfurt Motor Show (IAA) 2019“, ATZ electronics worldwide, 2019
- [6] M. Bargende, „Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung: Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 1995
- [7] M. Baum, "Brennkraftmaschine", DE102010017767A1, 2012
- [8] J. Bergmaier, G. Wachtmeister, P. D. Fischer, H. Pflaum und K. Stahl, „Split-crankshaft engine: Concept for a combustion engine with a two-piece disengageable crankshaft“ in 14. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart, Deutschland, 2014
- [9] J. Beulshausen, „Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von Verbrennungsmotoren“. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2014
- [10] J. P. Binder, „Bewertung von Maßnahmen zur Optimierung der Tribologie an Kolben und Zylinderlaufbahn im Kontext realer Betriebsbedingungen“. Dissertation, Technische Universität München, München, 2022
- [11] C. Bollig, K. Habermann, M. Schwaderlapp und K. I. Yapici, „Variable Verdichtung“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2001
- [12] T. Buitkamp, M. Günthner, F. Müller und T. Beutler, „A detailed study of a cylinder activation concept by efficiency loss analysis and 1D simulation“, Automotive and Engine Technology, 2020
- [13] K. Dohzono und K. Yokosiika, "Verbrennungsmotor mit Teilabschaltung", DE3108158A1, 1982
- [14] S. Doller, S. Franke, S. Sengpiehl und T. Semper, „IAV-Zuschaltkonzept zur CO₂-Reduzierung bei Ottomotoren“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2013
- [15] M. Doppelbauer, „Grundlagen der Elektromobilität: Technik, Praxis, Energie und Umwelt“, 1. Aufl. Springer Vieweg, 2020

- [16] M. A. Draghiciu, V. Iorga Siman, A. Clenci, R. Niculescu und F. Ivan, „Overview on the Cylinder Deactivation techniques“, Scientific Bulletin - Automotive Series, 2021
- [17] M. Duesmann, „Rightsizing ist Mehr als Downsizing“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2013
- [18] C. Eberle, „Zukünftige Anforderungen an die Absicherung von Antrieben“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2021
- [19] A. H. Ehle, „Motor Truck“, US801188A, 1905
- [20] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission“, (Version 25.01.2020), 2020.
- [21] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) 2016/646 der Kommission vom 20. April 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)“, (Version 26.04.2016), 2016.
- [22] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) 2016/427 der Kommission vom 10. März 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)“, (Version 31.03.2016), 2016.
- [23] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Regelung Nr. 49 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bestimmungen hinsichtlich der Maßnahmen, die gegen die Emission von gas- und partikelförmigen Schadstoffen aus Selbstzündungs- und aus Fremdzündungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen zu treffen sind“, (Version 24.06.2013), 2013.
- [24] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UNECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors [2015/1038]“, (Version 03.07.2015), 2015.

-
- [25] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6)“, (Version 01.09.2020), 2020.
- [26] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. April 2019 zur Festsetzung von CO₂-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 443/2009 und (EU) Nr. 510/2011“, (Version 02.12.2021), 2019.
- [27] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen“, (Version 17.05.2018), 2009.
- [28] Europäisches Parlament, Rat der Europäischen Union, „Richtlinie 70/220/EWG des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung“, (Version 01.01.2007), 2007.
- [29] H. Faust und M. Scheidt, „Möglichkeiten und Grenzen der Zylinderabschaltung im Antriebsstrang“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2016
- [30] Federal-Mogul Burscheid GmbH, „Kolbenringhandbuch“. ehem. Goetze AG. Burscheid, 2003
- [31] P. D. Fischer, J. Bergmaier, H. Pflaum, K. Stahl und G. Wachtmeister, „Enhancing Cylinder Deactivation through a Clutch Concept for Mechanical Cylinder Deactivation“, Journal of Mechanical Engineering and Automation, 2014
- [32] P. D. Fischer, H. Pflaum, K. Stahl, J. Bergmaier und G. Wachtmeister, „Concept of a Clutch Unit for a Split-Crankshaft ICE“ in 8th International CTI Symposium USA: Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, Rochester, USA, 2014
- [33] P. D. Fischer, S. Rösler, H. Pflaum, K. Stahl und G. Wachtmeister, „Design, Simulation Study and Preliminary Experimental Results of the Electromechanical Clutch Unit for The Split-Crankshaft Engine“ in FISITA World Automotive Congress, Busan, Korea, 2016
- [34] M. Fortnagel, J. Schommers, R. Clauß, R. Glück, R. Nöll, C. Reckzügel und W. Treyz, „Der neue Mercedes-Benz-Zwölfzylindermotor mit Zylinderabschaltung: Teil 1: Grundkonzept, konstruktiver und mechanischer Aufbau“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2000

- [35] P. L. Francis, "Split Engine Operation", US3765394A, 1973
- [36] K. Fridrichová, L. Drápal, J. Vopařil und J. Dlugoš, „Overview of the potential and limitations of cylinder deactivation“, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021
- [37] O. Friedmann, "Synchronizing Clutch Mechanism for a Split Crankshaft in an Internal Combustion Engine", US8739758B2, 2014
- [38] R. Golloch, „Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung“, 1. Aufl. Springer, 2005
- [39] A. Grob, C. Brinkmann und J. Königstedt, „Der neue 4,0-L-V8-TFSI-Motor Von Audi Teil 2: Thermodynamik Und Applikation“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2013
- [40] U. Grotjahn, S. Knips, G. Koch, S. Missy, B. Plodek und R. Zimmer, "Brennkraftmaschine mit Zylinderabschaltung und Abgaskatalysatoren", EP0688941A1, 1998
- [41] K. Haase, "Kraftfahrzeug, insbesondere schwerer Lastkraftwagen", DE831807B, 1952
- [42] J. Hadler, C. Lensch-Franzen, M. Kronstedt und M. Wittemann, „Kombination von Simulation und Versuchsführung zur zielgerichteten Antriebsentwicklung“, ATZ Extra - Automobiltechnische Zeitschrift, 2015
- [43] J. C. Halbhuber, „Beitrag zur Klärung kinematischer und konstruktiver Einflussparameter zur Optimierung des tribologischen Systems Kolbengruppe“. Dissertation, Technische Universität München, München, 2020
- [44] K. Helfet, „First production car with cylinder deactivation 1981 Cadillac Eldorado“. [Online] Verfügbar unter: <https://drives.today/articles/1031/history/first-production-car-with-cylinder-deactivation-1981-cadillac-eldorado.html>. Zugriff am: 07.12.2022
- [45] K. G. L. Hockel, "Lastregelverfahren für Otto-Brennkraftmaschinen und Otto-Brennkraftmaschine zur Durchführung dieses Verfahrens", DE2838682A1, 1980
- [46] P. Hofbauer, "Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug mit wenigstens einem elektrischen Motor/Generator und mit wenigstens einer Kolbenbrennkraftmaschine", DE10232312A1, 2003
- [47] P. Hofbauer und P. Heidemeyer, "Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine und Brennkraftmaschine zur Durchführung des Verfahrens", DE2828298A1, 1980
- [48] P. Hofmann, „Hybridfahrzeuge: Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft“, 2. Aufl. Springer, 2014
- [49] B.-R. Höhn und G. Wachtmeister, „Entwicklung eines kosten– und verbrauchsgünstigen Split-Verbrennungsmotors: Projektantrag für Vorhabensjahr 1&2“. Deutsche Forschungsgemeinschaft. München, 2009
- [50] K. Holmberg, P. Andersson und A. Erdemir, „Global energy consumption due to friction in passenger cars“, Tribology International, 2012

- [51] L. Huber und O. Friedmann, "Verbrennungsmotor mit einer Trennvorrichtung zum An- und Abkuppeln einer ersten Kurbelwelle an bzw. von einer zweiten Kurbelwelle", DE3005344A1, 1981
- [52] S. S. Hussain, „Explainer: Cylinder deactivation technology: On the National Technology Day, this article deep dive into cylinder on Demand aka Cylinder Activation/Deactivation Technology“. [Online] Verfügbar unter: <https://auto.economictimes.india-times.com/news/auto-technology/explainer-cylinder-deactivation-technology/91496241?redirect=1>. Zugriff am: 07.12.2022
- [53] A. F. Hussander, "Improvements in Power Systems", GB154981A, 1920
- [54] F. Indra, „Zylinderabschaltung für alle Hubkolbenmotoren?“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2011
- [55] T. Johnen, „„Rightsizing“ – Strategie im Kundeninteresse“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2016
- [56] C. M. Johnson, "Motor Car", GB189802343A, 1899
- [57] H. Kaniut, "Multi-Split-Motor für Kraftfahrzeuge mit geteilter Kurbelwelle und Motor-Querwelle für Hilfsgeräte-Antriebe", DE3619351C2, 1995
- [58] H. Kaniut und C. Kaniut, "Multi-Split-Motor für Kraftfahrzeuge", DE3522988C2, 1992
- [59] S. B. Karmann, S. Rösler, G. Wachtmeister, P. D. Fischer, H. Pflaum und K. Stahl, „Co-Simulation Study of the Split-Crankshaft Engine's Electromechanical Clutch Unit“, SAE International Journal of Engines, 2018
- [60] S. Kiga, K. Moteki und S. Kojima, „Der neue Nissan VC-Turbo mit variablem Verdichtungsverhältnis“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2017
- [61] S. Knoll, S. Franke, H. Neukirchner und A. Werler, "Kupplungseinrichtung zum winkeltreuen und zündfolgerichtigen Verbinden von Brennkraftmaschinenteilen", DE102013005652A1, 2014
- [62] E. Köhler und R. Flierl, „Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors“, 7. Aufl. Springer Vieweg, 2019
- [63] A. Krijgsman, A. de Jong und R. Breunese, „Zylinderabschaltung mit Nachexpansion der Abgase“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2020
- [64] S.-O. Kronogård, C.-O. Kronogård und N.-H. Kronogård, "Fahrzeugmotor", DE3132367A1, 1982
- [65] R. Kruse, „Computational Intelligence: Eine methodische Einführung in künstliche neuronale Netze, evolutionäre Algorithmen, Fuzzy-Systeme und Bayes-Netze“, 2. Aufl. Springer Vieweg, 2015
- [66] K. Küpper, J. Linsel, B. Pinggen und C. Weber, „Cylinder Deactivation for Three-cylinder Engines“, MTZ worldwide, 2016

- [67] T. G. Leone und M. Pozar, „Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints“, SAE Journal of Fuels and Lubricants, 2001
- [68] M. Mallory, „Internal-Combustion Engine“, US2392933A, 1946
- [69] A. Manias, „The Application of a Microprocessor to Engine Cylinder Disablement“. Masterarbeit, Loughborough University, Loughborough, 1985
- [70] G. Mastrangelo, D. Micelli und D. Sacco, „Extremes Downsizing durch den Zweizylinder-Ottomotor von Fiat“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2011
- [71] R. Meinhard und O. Friedmann, „Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit geteilter Kurbelwelle und Synchronkupplung zur Kopplung zweier Kurbelwellenteile einer Brennkraftmaschine“, DE102012205476A1, 2012
- [73] G. P. Merker und R. Teichmann, „Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation“. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019
- [74] S. H. Mick, „Split Engine“, US2954022A, 1960
- [75] H. Middendorf, J. Theobald, L. Lang und K. Hartel, „Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2012
- [76] J. Neugärtner, „Innere Lastpunktverschiebung bei Dieselmotoren“. Dissertation, Technischen Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern, 2018
- [77] E. Ortiz-Soto und M. Younkings, „Weiterentwickelte Zylinderabschaltung mit Miller-Verfahren“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2019
- [78] J. H. Pfalzgraf, „Experimentelle Reibleistungsuntersuchungen an Kettentrieben im Verbrennungsmotor“. Dissertation, Technische Universität München, München, 2011
- [79] S. Pischinger, „Verbrennungsmotoren Band I: Vorlesungsumdruck“. Aachen, 2000
- [80] S. Pischinger und U. Seiffert, „Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik“, 8. Aufl. Springer Vieweg, 2016
- [81] K. Reif, „Ottomotor-Management: Steuerung, Regelung und Überwachung“. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [82] K. Reif, „Dieselmotor-Management: Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung“. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020
- [83] N. Rogers und J. A. Wharry, „Governor for Gas-Engines“, US403378, 1889
- [84] N. Rogers und J. A. Wharry, „Gas-Engines“, US403379, 1889
- [85] K. W. Rohlin, „Internal Combustion Engine of the Multicylinder Type“, US2250814A, 1941

- [86] S. Rösler, „Indizierung und Drehmomentmessung am Splitkurbelwellenmotor – ein Verbrennungsmotor mit geteilter Kurbelwelle“ in 35. Indizier-Experten-Forum, Böblingen, Deutschland, 2018
- [87] S. Rösler und P. D. Fischer, „Erweiterung des aktiven Downsizings durch das Splitmotor-Konzept“ in Effizienz im Antriebsstrang: Trends und Herausforderungen, Regensburg, Deutschland, 2014
- [88] S. Rösler, P. D. Fischer, H. Pflaum, G. Wachtmeister und K. Stahl, „Ermittlung des Einsparpotenzials eines PKW-Verbrennungsmotors mit geteilter Kurbelwelle durch Simulation“ in Simulation in der Antriebstechnik, Augsburg, Deutschland, 2017
- [89] S. Rösler, P. D. Fischer, H. Pflaum, G. Wachtmeister und K. Stahl, „Experimental Implementation of an Internal Combustion Engine with a Disengageable Crankshaft – The Split-Crankshaft Engine“ in FISITA World Automotive Congress, Busan, Korea, 2016
- [90] J. Roß, P. Grigoriadis, O. Dingel, A. Werler und H. Neukirchner, „Neue Wege zum variablen Hubvolumen - was kommt nach der Zylinderabschaltung am Ottomotor?“ in 33. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, Österreich, 2012
- [91] M. Rossmann, „Aus mehreren Maschineneinheiten zusammengesetzte Kolbenkraftmaschine“, DE19819233C2, 2003
- [92] U. Sandten, „Konzepte zur Zylinderabschaltung beim Ottomotor“. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 1984
- [93] D. Schaefer-Siebert, „Momentenneutrale Zylinderabschaltung durch Deaktivierung von Gaswechselventilen“, EP1298300B1, 2005
- [94] M. Schäfer, G. Schiedt, R. Müller und J. Jablonski, „Der neue 4,0-L-V8-TFSI-Motor Von Audi Teil 1: Konstruktion und Mechanik“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2013
- [95] O. Scheele, „Antriebsmotor für Kraftfahrzeuge, Förderanlagen od. dgl.“, DE1928878U, 1965
- [96] W. Schick, „Kombinierter Schiffs- und Hilfsmaschinenantrieb aus Kraftmaschinen, hydraulischen Kupplungen und Getrieben“, DE910991, 1954
- [97] H. Schmidt, „Entwicklung einer neuen, harmonisierten Testprozedur im Rahmen der Fahrzyklusentwicklung (WLTP) für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge in der UNECE: Abschlussbericht“, Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2019
- [98] J. Schommers, U. Kleinecke, J. Miroll und A. Wirth, „Der neue Mercedes-Benz-Zwölfzylindermotor mit Zylinderabschaltung: Teil 2: Verbrennungs- und abgasseitige Auslegung“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2000
- [99] A. Schurr, M. Guenther, R. Flierl, D. Woike und F. Mueller, „Investigation of a Cylinder Activation Concept for a Turbocharged Direct-Injection Gasoline Engine“, SAE Technical Paper, 2018

- [100] K. Stahl, G. Wachtmeister, P. D. Fischer und J. Bergmaier, „Entwicklung eines kosten- und verbrauchsgünstigen Split-Verbrennungsmotors: Zwischenbericht für Vorhabensjahr 1&2 und Projektantrag für Vorhabensjahr 3&4“. Deutsche Forschungsgemeinschaft. München, 2013
- [101] K. Stahl, G. Wachtmeister, P. D. Fischer und S. Rösler, „Entwicklung eines kosten- und verbrauchsgünstigen Split-Verbrennungsmotors: Zwischenbericht für Vorhabensjahr 3&4 und Projektantrag für Vorhabensjahr 5&6“. Deutsche Forschungsgemeinschaft. München, 2016
- [102] K. Stahl, G. Wachtmeister, S. Stehle und S. Rösler, „Entwicklung eines kosten- und verbrauchsgünstigen Split-Verbrennungsmotors: Abschlussbericht für Vorhabensjahr 1-6“. Deutsche Forschungsgemeinschaft. München, 2020
- [103] C. Stan, „Alternative Antriebe für Automobile“, 5. Aufl. Springer Vieweg, 2020
- [104] S. Steinbach, „Verfahren zur Vorstartsynchronisierung entkoppelter Teilmotoren einer Brennkraftmaschine“, DE102015008073A1, 2015
- [105] M. Stiegeler, „Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge“. Dissertation, Universität Ulm, Ulm, 2008
- [106] C. D. Test, „Chuck's Toyland: A Historical Preservation from Charles D. Test“. [Online] Verfügbar unter: <https://www.chuckstoyland.com/category/automotive/other-auto-racing/romano-race-cars/>. Zugriff am: 30.12.2022
- [107] The United Nations Economic Commission for Europe, „ECE/TRANS/180/Add.15/Amend.6; Addendum 15: United Nations Global Technical Regulation No. 15; United Nations Global Technical Regulation on Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures (WLTP); Amendment 6“, (Version 18.01.2021), 2021.
- [108] H. Tschöke, „Real Driving Emissions (RDE): Gesetzgebung · Vorgehensweise · Messtechnik Motorische Maßnahmen · Abgasnachbehandlung Auswirkungen“. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019
- [109] H. Tschöke, P. Gutzmer und T. Pfund, „Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Grundlagen - vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb“, 1. Aufl. Springer Vieweg, 2019
- [110] H. Tschöke, M. Schultalbers, W. Gottschalk, E.-M. Huthöfer und A. Jordan, „Thermodynamische Optimierungskriterien für die Zündzeitpunktabstimmung moderner Ottomotoren“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2011
- [111] R. van Basshuysen und F. Schäfer, „Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen · Komponenten · Systeme · Perspektiven“, 7. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015

- [112] O. Vollrath, O. Storz, P. Lautenschütz und K. Buchholz, „Der neue Mercedes-Benz-Reihensechszylinder-Ottomotor mit 48-V-Elektrifizierung“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 2018
- [113] A. H. Winkler, „Multiple Cylinder Internal Combustion Engine“, US2745391A, 1956
- [114] K. Wittek, „Variables Verdichtungsverhältnis beim Verbrennungsmotor durch Ausnutzung der im Triebwerk wirksamen Kräfte“. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2006
- [115] A. M. Wolf, „Motor Vehicle Driving Mechanism“, US2317324A, 1943
- [116] T. Yamakawa, „Internal Combustion Engine Provided with a Plurality of Power Units“, GB2152149A, 1984
- [117] L. Zeiner, „Schaltvorrichtung für Fahrzeuge mit zwei Motoren“, DE653350A, 1937
- [118] H. Zhang, G. Blesinger, O. Toedter und T. Koch, „Dualhybrid - Proof of a Concept for an HEV with Two Combustion Engines“, SAE Technical Paper, 2020
- [119] H. Zhang, O. Toedter, G. Blesinger und T. Koch, „Dualhybrid-Cold Start Performance Study for a HEV with Two Combustion Engines“, SAE Technical Paper, 2021

Betreute Studienarbeiten

von **Sebastian Rösler - LVK**

R. Rösslhuemer, „Potentialbewertung und Sensitivitätsanalyse des Splitkurbelwellenmotor Antriebskonzepts“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2020

C. Isecke, „Simulative und experimentelle Untersuchung zur Belastung des Kurbeltriebs eines Verbrennungsmotors mit geteilter Kurbelwelle“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2019

R. Rösslhuemer, „Analyse unterschiedlicher Aufladevarianten eines Zweizylinder PFI Ottomotors in Simulation und Experiment“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2018

A. L. Mariscal Rivas, „Simulative and Experimental Investigations of a 3-Way Catalyst Exhaust System for a SI-Engine with a Disengageable Crankshaft“. Master Thesis, Technische Universität München, München, 2018

S. Garnier, „Fuel Saving Potential Determination and Optimization of the Split-Crankshaft Engine via Full Vehicle Simulation“. Master Thesis, Technische Universität München, München, 2017

D. Eder, „Dynamisches Downsizing – Potentialanalyse des Splitkurbelwellenmotors durch strukturierten Vergleich unterschiedlicher Motorkonzepte“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2017

J. Hagner, „Simulative Untersuchung eines aufgeladenen Otto-PFI-Zweizylindermotors mit großer Ventilüberschneidung“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

C. Eger, „Entwicklung einer Splitkurbelwellenmotorspezifischen Abgasanlage“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

F. M. Hallmayer, „Übertragung von Rollenprüfstandfahrzyklen auf den Motorenprüfstand mittels Gesamtfahrzeugsimulation“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

M. Ischkum, „Inbetriebnahme und Optimierung eines LabVIEW basierten Motorsteuergeräts am Prüfstand“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

M. Ischkum, „Weiterentwicklung und Erprobung des Forschungsmotorsteuergeräts für den Splitkurbelwellenmotor mit Kopplung zur Messdatenerfassung“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

T. Najgeboren, „Approximation der Fahrzeugemissionen mittels Motorprüfstandsversuchen, Fahrzeugmodell und Gesamtfahrzeugsimulation“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

P. J. Rosner, „Simulative und experimentelle Untersuchungen zu den variablen Medienkreisläufen eines Splitkurbelwellenmotors“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2017

T. Schuster, „Motorkennfeldvermessung, Druckverlaufsanalyse und 1D-Motorsimulation des Splitkurbelwellenmotor-Sekundärmotors“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2017

J. Baumann, „Gesamtfahrzeugmodelloptimierung mit Untersuchungen zur Betriebsstrategie und der Getriebeabstufung des Splitkurbelwellenmotor Antriebsstranges“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2016

F. Biermeier, „Experimentelle und simulative Analyse eines aufgeladenen Otto-PFI-Zweizylindermotors mit großer Ventilüberschneidung“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2016

K. Chernev, „Konstruktive Anbindung der Splitkupplung an die Teilmotoren des Splitkurbelwellenmotors“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2016

E. Händel, „Motorkennfeldvermessung, Druckverlaufsanalyse, 1DMotorsimulation und analytische Turboladerauslegung des Splitkurbelwellenmotor-Primärmotors“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2016

S. Eicheldinger, „Variable Prüfstands konstruktion für einen Split-Verbrennungsmotor“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

F. Hartl, „Festigkeitsanalyse der Kurbelwellen und der Sekundärmotoranbindung eines Splitkurbelwellenmotors“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

S. Fuchs, „Entwicklung einer Split-Verbrennungsmotor-spezifischen Abgasanlage“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2015

K. Grünbeck, „Echtzeitfähige Motormodellierung für die Steuergeräteentwicklung“. Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

M. Kaindl, „Experimentelle Bestimmung der Durchflusskoeffizienten eines Splitkurbelwellenmotors und Messfehleranalyse für die Motorsimulation“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2015

S. B. Karmann, „Entwicklung einer Co-Simulation des Split-Kurbelwellen Motor Antriebsstranges mit detaillierter Modellierung der Split-Kupplung und Arbeitsprozessrechnung der Verbrennungsmotoren“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

C. Witowski, „Entwicklung und konstruktive Umsetzung der variablen Medienkreisläufe des Splitkurbelwellenmotors zu Forschungszwecken“. Diplomarbeit, Technische Universität München, München, 2015

L. Wörle, „Umsetzung und Inbetriebnahme einer LabVIEW basierten Messdatenerfassung und Prüfstandsteuerung in Hardware und Software“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

D. Zinsmeister, „Betriebsstrategieoptimierung eines Splitkurbelwellenmotors mittels Motorsimulation – Lastaufteilung, Zu- und Abschaltstrategie, Schaltstrategie“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

J. Li, „Restrukturierung und Adaption eines NI LabVIEW basierenden Motorsteuergeräts für einen Split-Kurbelwellen Motor“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

A. V. Geiger, „Applikationsstrategie für die Aufladung eines Splitmotors in einem dynamischen Zyklus“. Diplomarbeit, Technische Universität München, München, 2014

A. Metz, „Optimierung der Betriebsstrategie eines Antriebsstrangs mit einem Splitmotor und Vergleich mit aktuellen Konzepten“. Bachelorarbeit, Technische Universität München, München, 2014

gemeinsam von Patrick D. Fischer- FZG und Sebastian Rösler - LVK

J. Bertele, „Entwicklung des Reglersystems eines neuartigen elektromechanischen Kupplungssystems für einen Verbrennungsmotor mit geteilter Kurbelwelle“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2017

S. B. Karmann, „Entwicklung einer Co-Simulation des Split-Kurbelwellen Motor Antriebsstranges mit detaillierter Modellierung der Split-Kupplung und Arbeitsprozessrechnung der Verbrennungsmotoren“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

M. Taube, „Erweiterung des Split-Crankshaft-Engine-Konzepts auf weitere, verbrennungsmotorische Anwendungen und Quantifizierung des Einsparpotenzials“. Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2015

Publikationsliste

S. Rösler, „Indizierung und Drehmomentmessung am Splitkurbelwellenmotor – ein Verbrennungsmotor mit geteilter Kurbelwelle“ in 35. Indizier-Experten-Forum, Böblingen, Deutschland, 2018

S. B. Karmann, S. Rösler, G. Wachtmeister, P. D. Fischer, H. Pflaum und K. Stahl, „Co-Simulation Study of the Split-Crankshaft Engine’s Electromechanical Clutch Unit“, SAE International Journal of Engines, 2018

S. Rösler, P. D. Fischer, H. Pflaum, G. Wachtmeister und K. Stahl, „Ermittlung des Einsparpotenzials eines PKW-Verbrennungsmotors mit geteilter Kurbelwelle durch Simulation“ in Simulation in der Antriebstechnik, Augsburg, Deutschland, 2017

P. D. Fischer, S. Rösler, H. Pflaum, K. Stahl und G. Wachtmeister, „Design, Simulation Study and Preliminary Experimental Results of the Electromechanical Clutch Unit for The Split-Crankshaft Engine“ in FISITA World Automotive Congress, Busan, Korea, 2016

S. Rösler, P. D. Fischer, H. Pflaum, G. Wachtmeister und K. Stahl, „Experimental Implementation of an Internal Combustion Engine with a Disengageable Crankshaft – The Split-Crankshaft Engine“ in FISITA World Automotive Congress, Busan, Korea, 2016

S. Rösler und P. D. Fischer, „Erweiterung des aktiven Downsizings durch das Splitmotor-Konzept“ in Effizienz im Antriebsstrang: Trends und Herausforderungen, Regensburg, Deutschland, 2014

S. Wohlgemuth, S. Rösler und G. Wachtmeister, „Piston Design Optimization for a Two-Cylinder Lean-Burn Natural Gas Engine: 3D-CFD-Simulation and Test Bed Measurements“, SAE Technical Paper, 2014

A. Anhang

A.1 Weitere Abbildungen

1.2:

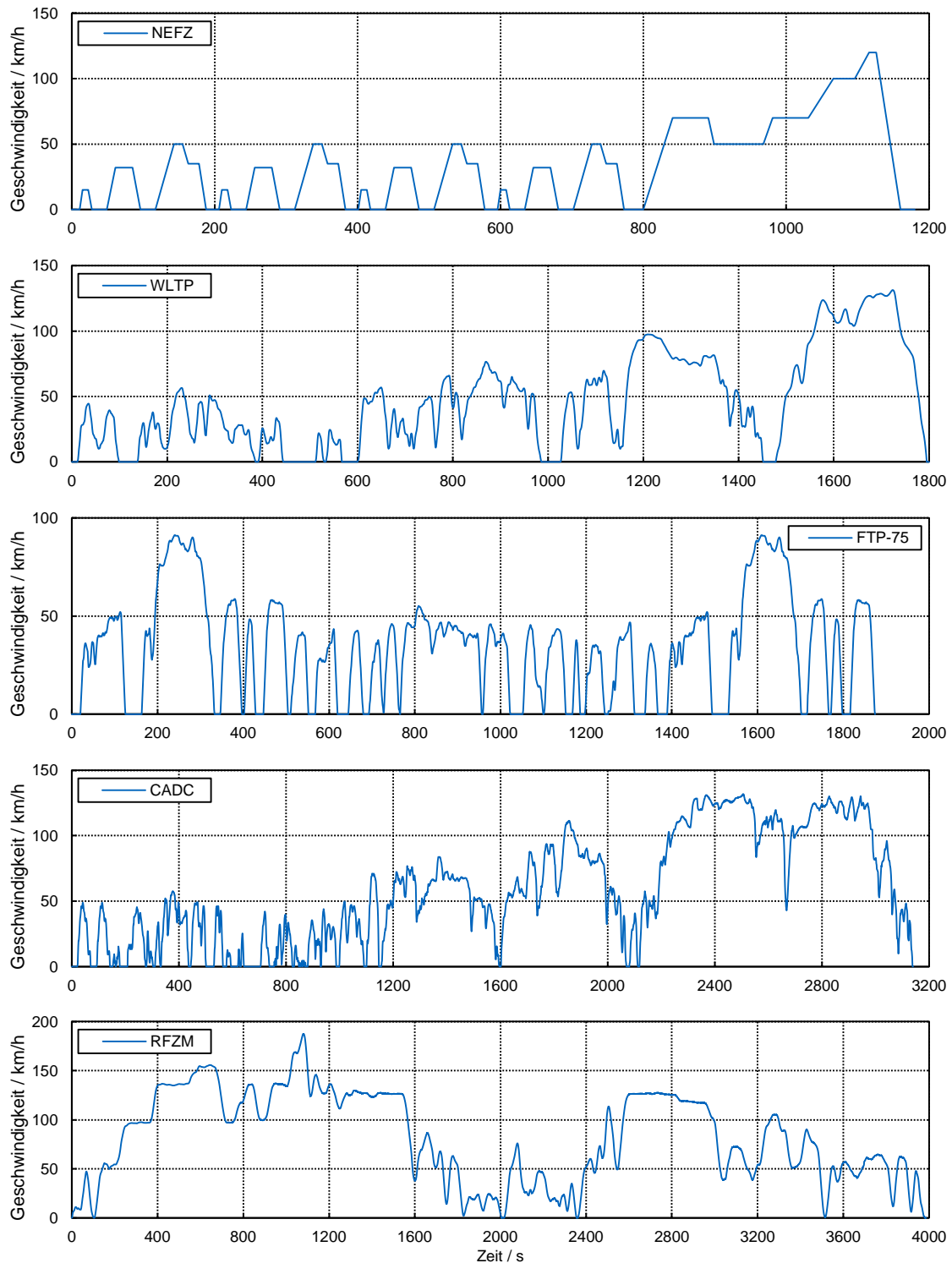


Abbildung 8-1: Geschwindigkeitsverläufe von NEFZ, WLTP, FTP75, CADC und RFZM

6.5:

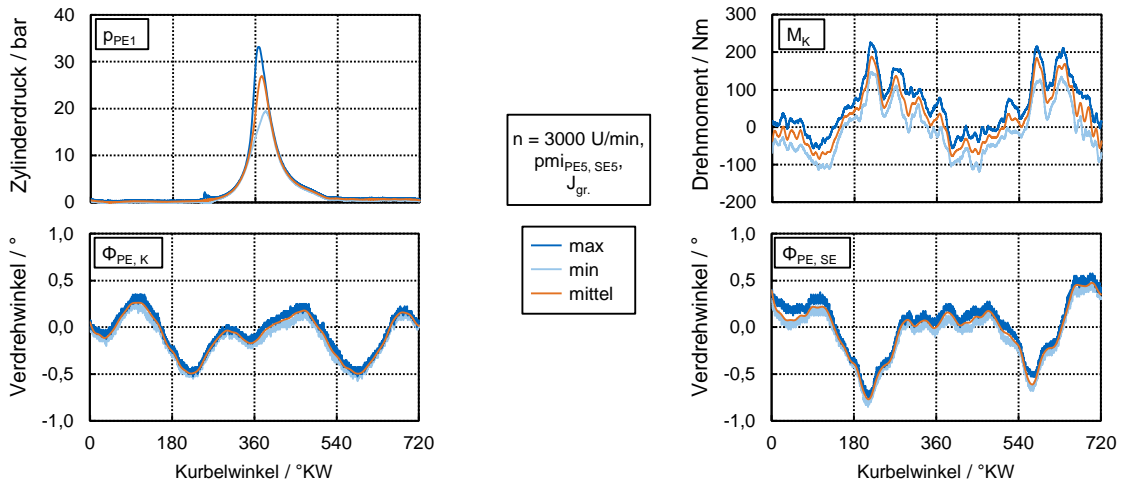


Abbildung 8-2: Min, Max und Mittelwert aus 100 Arbeitsspielen

6.5.5:

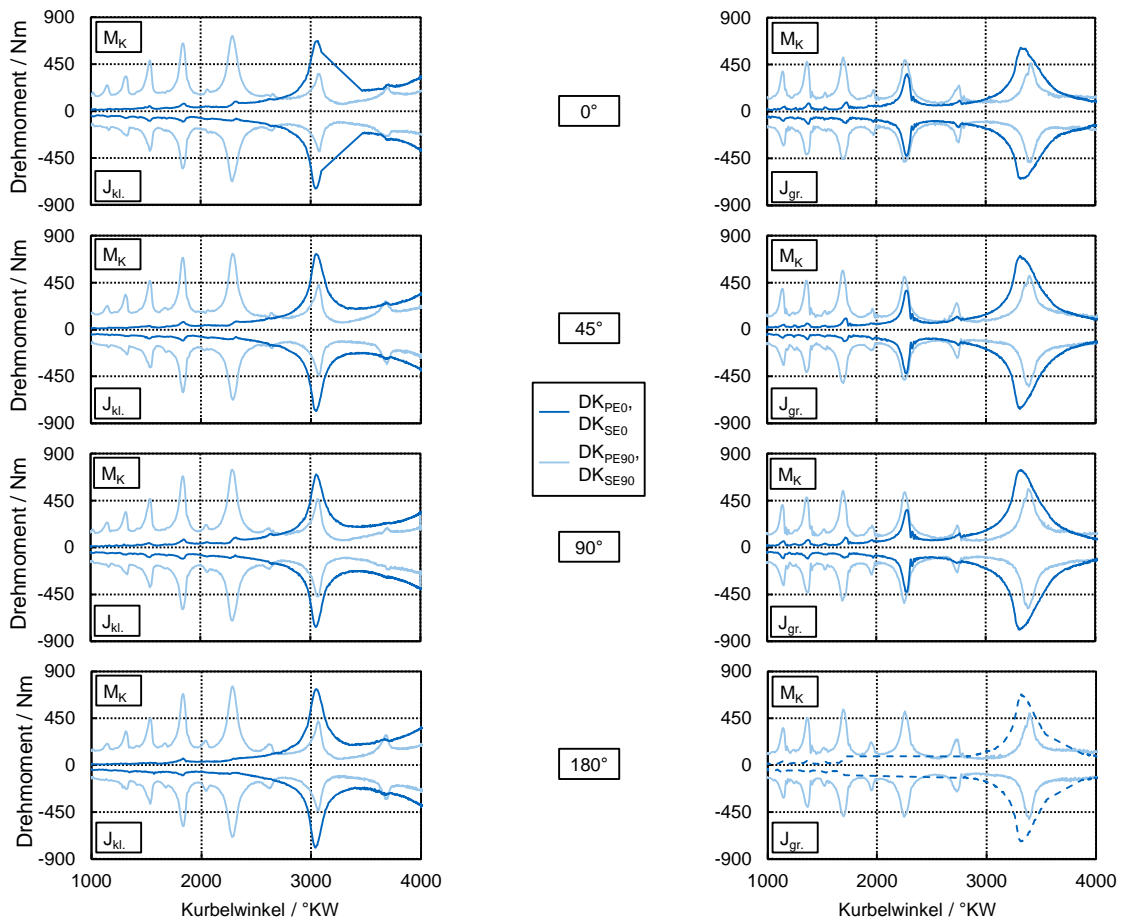


Abbildung 8-3: Resonanzanalyse - Zündabstandvariation, SCU Trägheitsvariation

7.1:

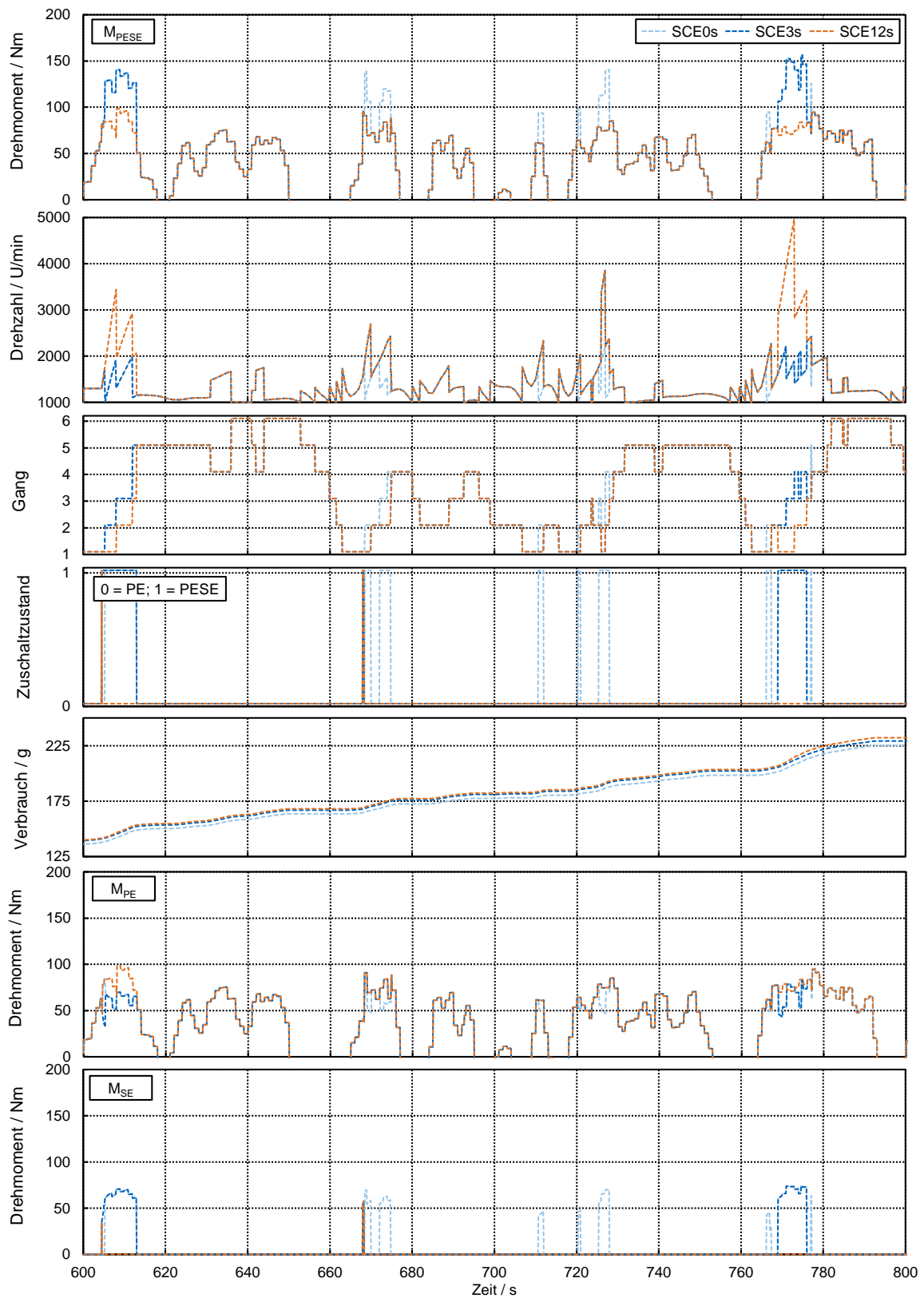


Abbildung 8-4: ZBA-WLTP: SCE Zu- / Abschaltunterdrückung; PE fiktiv, SE fiktiv