

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 21

Elektrotechnik

Nr. 420

Dipl.-Ing. Uli Christian Blessing,
Heilbronn

Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs: Modellierung, Simulation und Bewertung

Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs: Modellierung, Simulation und Bewertung

Von der Fakultät Informatik, Elektrotechnik und Informationstechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Uli Christian Blessing
aus Heilbronn

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Jörg Roth-Stielow
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht
Tag der mündlichen Prüfung: 26.09.2019

Institut für Leistungselektronik und
Elektrische Antriebe der Universität Stuttgart

2020

Fortschritt-Berichte VDI

R^eihe 21

Elektrotechnik

Dipl.-Ing. Uli Christian Blessing,
Heilbronn

N^{r.} 420

**Antriebsstrang
eines Hybridfahrzeugs:
Modellierung,
Simulation und
Bewertung**

VDI verlag

Blessing, Uli Christian

Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs: Modellierung, Simulation und Bewertung

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 21 Nr. 420. Düsseldorf: VDI Verlag 2020.

170 Seiten, 93 Bilder, 5 Tabellen.

ISBN 978-3-18-342021-6, ISSN 0178-9481,

€ 62,00/VDI-Mitgliederpreis € 55,80.

Für die Dokumentation: Hybrid Antrieb – Simulation – Verbrauchsberechnung – Hybrid Fahrzeug – Doppelkupplungsgetriebe – Betriebsstrategie – elektrischer Antrieb – Fahrzeug Validierung – E-Maschine – Leistungselektronik

In dieser Arbeit wird am Beispiel eines hybridisierten Doppelkupplungsgetriebes und einer elektrisch angetriebenen Hinterachse eine Simulationsmethodik für die Entwicklung von hybriden Antriebssträngen vorgestellt und deren Tauglichkeit mittels eines Demonstratorfahrzeuges verifiziert. Die Simulationsmethodik berücksichtigt dabei die unterschiedlichen Entwicklungsphasen von der Systemanforderung zum Systementwurf, über die Integration bis hin zur Validierung. Für die Anforderungsanalyse bzw. den Entwurf wird ein vereinfachtes quasistationäres Verbrauchsberechnungsmodell vorgestellt und unterschiedliche Konfigurationen eines hybriden Antriebsstranges analysiert. Ein detailliertes längsdynamisches Simulationsprogramm wird für die Untersuchung und Validierung von realen Komponenten zu einem späteren Entwicklungszeitpunkt beschrieben. Um beide Simulationsprogramme realitätsnah betreiben zu können, wird eine allgemeine Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge erläutert. Außerdem werden Getriebefunktionalitäten vorgestellt, welche die Fahrbarkeit verbessern und damit die Kundenakzeptanz erhöhen.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at
www.dnb.de.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Teamleiter in der Entwicklung bei der GETRAG GmbH & Co. KG in Untergruppenbach.

Für die Betreuung der Arbeit und seine vielen wertvollen Anregungen möchte ich zunächst meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Jörg Roth-Stielow danken. Ebenso gilt mein Dank Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht für die Übernahme des Mitberichts.

Ausserdem danke ich der GETRAG für die finanzielle Ausstattung des Projekts und meinem Vorgesetzten Dipl.-Ing. Matthias Beck, ohne die meine Dissertation nicht möglich gewesen wäre.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinen Kollegen für das stets angenehme Arbeitsklima und die vielfältigen fachlichen Anregungen. Dies gilt besonders für Herrn Dipl.-Ing. Alexander Strube und Dr. rer. nat. Bernd Blankenbach, die mit ihren Ratschlägen wesentlich zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinen Kollegen Dipl.-Ing. Ingo Matusche, Dipl.-Ing. Thomas Hoffmeister, Dipl.-Ing. Thorsten Stepper und Dipl.-Ing. Tibor Niedermayer für die Unterstützung während des Aufbaus und der Inbetriebnahme des Hybrid-Demonstratorfahrzeugs.

Einen großen Anteil am Gelingen der Arbeit hatten auch meine Eltern, die mir auf vielerlei Art Unterstützung zuteil werden ließen und mir dadurch das Promotionsvorhaben erleichterten.

Für meine Eltern

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-------------|
| Abkürzungsverzeichnis | IX |
| Symbolverzeichnis | X |
| Kurzfassung | XX |
| Abstract | XXII |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Zielsetzung | 2 |
| 1.2 Struktur und Aufbau | 3 |
| 2 Stand der Technik | 5 |
| 2.1 Hybridfahrzeuge | 5 |
| 2.1.1 Komponenten eines Hybridsystems | 5 |
| 2.1.2 Beschreibung der hybriden Betriebsmodi | 7 |
| 2.1.3 Meilensteine der Hybridfahrzeug-Entwicklung | 10 |
| 2.1.4 Kraftstoff-Einsparpotenziale durch die Hybridisierung | 12 |
| 2.1.5 Hybrid-Kategorien | 17 |
| 2.1.6 Ausführungsbeispiele von Hybridantriebssträngen | 19 |
| 2.2 Simulationstools | 23 |
| 2.2.1 Wissenschaftliche Ansätze | 23 |
| 2.2.2 Kommerzielle Simulationstools | 24 |
| 2.3 Betriebsstrategie | 26 |
| 3 Hybrid-Demonstratorfahrzeug | 28 |
| 3.1 Basisfahrzeug | 28 |
| 3.2 Hybrid-DKG | 29 |
| 3.2.1 Funktionen und Eigenschaften | 29 |
| 3.2.2 Elektrische Komponenten | 32 |
| 3.3 Elektrisch angetriebene Hinterachse | 33 |
| 3.4 Antriebsstrang-Konfigurationen des Fahrzeugs | 33 |

| | |
|--|-----------|
| 4 Betriebsstrategie | 35 |
| 4.1 Fahrprogramme | 36 |
| 4.2 Realisierungsvarianten des Fahrerwunsches | 37 |
| 4.3 Momentenaufteilung und Gangwahlstrategie | 38 |
| 4.3.1 Momentenaufteilung | 39 |
| 4.3.2 Gangwahlstrategie | 43 |
| 4.4 Funktionaler Ablauf der Betriebsstrategie | 45 |
| 4.4.1 Vereinfachter Zustandsautomat | 46 |
| 4.4.2 Einflussgrößen auf die Nutzung der EM | 48 |
| 4.4.3 Leistungsgrenzwerte für den Betrieb der EM | 51 |
| 5 Methoden zur Simulation | 55 |
| 5.1 Vereinfachte quasistationäre Verbrauchsberechnung | 56 |
| 5.1.1 Beschreibung der Simulationsmodelle | 58 |
| Modul Fahrzeug | 58 |
| Modul Getriebe | 60 |
| Modul VM | 63 |
| Modul EM | 64 |
| Modul Leistungselektronik | 65 |
| Modul Hochvoltbatterie | 66 |
| 5.1.2 Simulationsergebnisse der Verbrauchsberechnung | 69 |
| Konventionelles Handschaltgetriebe (M1) | 69 |
| Handschaltgetriebe mit Stopp/Start-Funktionalität (M2) | 70 |
| Konventionelles DKG (D1) | 71 |
| DKG mit Stopp/Start-Funktionalität (D2) | 72 |
| DKG mit elektrischer Hinterachse (H1) | 73 |
| Hybrid-DKG mit EM an Teilgetriebe 1 (H2) | 74 |
| Hybrid-DKG mit EM an Teilgetriebe 2 (H3) | 76 |
| Hybrid-DKG mit umkoppelbarer EM (H4) | 77 |
| 5.1.3 Simulation der maximalen Längsdynamik | 78 |
| 5.1.4 Bewertung der Ergebnisse der Verbrauchsberechnung und der Längsdynamiksimulation | 79 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 5.2 | Programm für detaillierte Simulation der Längsdynamik | 84 |
| 5.2.1 | Modellierung des elektrischen Systems | 84 |
| | Modellbildung und Regelung der EM | 84 |
| | Modellierung des PWR | 89 |
| | Modellierung der Batterie | 93 |
| | Modellierung der EKK | 95 |
| 5.2.2 | Modellierung des VM | 96 |
| | Modellbildung des Zylinders | 97 |
| | Modellbildung des Kurbeltriebs | 103 |
| 5.2.3 | Modellierung des Antriebsstranges der Vorderachse | 105 |
| | Modellbildung des Zwei-Massen-Schwungrads (ZMS) | 106 |
| | Modellbildung des DKG | 107 |
| | Modellbildung des Differenzials und der Seitenwellen | 114 |
| 5.2.4 | Modellierung des Antriebsstranges der Hinterachse | 115 |
| 5.2.5 | Modellierung des Fahrzeugs | 116 |
| 5.3 | Simulation unterschiedlicher Betriebszustandsübergänge | 118 |
| 5.3.1 | Simulation unterschiedlicher Schaltvorgänge | 119 |
| 5.3.2 | Simulation eines hybriden Anfahrvorgangs | 122 |
| 5.3.3 | Abkoppeln der EM | 123 |
| 6 | Verifikation am Fahrzeug | 127 |
| 6.1 | Verbrauchsmessungen | 127 |
| 6.1.1 | Konventionelles DKG | 128 |
| 6.1.2 | DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse | 129 |
| 6.1.3 | Hybrid-DKG | 130 |
| 6.2 | Dynamische Abläufe im Fahrzeug | 131 |
| 6.2.1 | Wiederstart des VM | 131 |
| 6.2.2 | Nachbildung des VM-Schubmoments | 135 |
| 6.2.3 | Schaltungsablauf mit EM | 136 |
| 6.2.4 | Gangwechsel beim Rekuperieren ohne Bremskraftunterbrechung | 138 |
| 7 | Zusammenfassung | 142 |

| | |
|--|------------|
| Anhang | 145 |
| A Weitere Informationen zum Demonstratorfahrzeug | 146 |
| B Begrenzungskennlinien für die Betriebsstrategie | 150 |
| C Bestimmung der Achsaufstandskräfte eines Fahrzeugs | 152 |
| Literaturverzeichnis | 156 |

Lebenslauf

Abkürzungsverzeichnis

| | |
|--------|---|
| ABS | Anti-Blockiersystem |
| CAN | Controller Area Network |
| CARB | California Air Ressource Board |
| DCM | Gleichstrommaschine |
| DKG | Doppelkupplungsgetriebe |
| EKK | Elektromagnetische Klauenkupplung |
| EM | Elektrische Maschine |
| ESP | Elektronisches Fahrstabilitätsprogramm |
| HiL | Hardware-in-the-Loop |
| KSG | Kurbelwellenstartergeneratoranordnung |
| Li-Ion | Lithium-Ionen-Batterie |
| NEFZ | Neue Europäische Fahrzyklus |
| NiMH | Nickel-Metallhydrid-Batterie |
| Pb | Bleisäure-Batterie |
| PSM | Permanenterregte Synchronmaschine |
| PWR | Pulswechselrichter |
| SiL | Software-in-the-Loop |
| SoC | Status of Charge - Ladezustand der Batterie |
| VM | Verbrennungsmotor |
| ZMS | Zwei-Massen-Schwungrad |

Symboverzeichnis

| | | |
|------------------|---|--------------------|
| α_i | Einflussgröße auf die E-Maschinenleistung | — |
| α_H | Steigungswinkel der Fahrbahn | — |
| α_{Zyl} | Wärmeübergangskoeffizient des Zylinders | W/K·m ² |
| β_i | Begrenzungsfaktor der E-Maschinenleistung | — |
| β_1 | Begrenzungsfaktor für EM-Temperatur | — |
| β_2 | Begrenzungsfaktor für PWR-Temperatur | — |
| β_3 | Begrenzungsfaktor für Temperatur der Hochvoltbatterie | — |
| β_4 | Begrenzungsfaktor für Ladezustand der Hochvoltbatterie (mot. Betrieb) | — |
| β_5 | Begrenzungsfaktor für Ladezustand der Hochvoltbatterie (gen. Betrieb) | — |
| β_6 | Begrenzungsfaktor für Wiederstartzeit des VM | — |
| β_7 | Begrenzungsfaktor für Momentenreserve des VM | — |
| Δn_{EKK} | Differenzdrehzahl der elektromagnetischen Klauenkupplung | min ⁻¹ |
| δ_{OL} | Obere Ladegrenze für das Laden der Hochvoltbatterie | — |
| δ_{UE} | Untere Ladegrenze für das Entladen der Hochvoltbatterie | — |
| $\delta_{UW/OW}$ | Untere/Obere Ladegrenze für den Wunschbereich der Hochvoltbatterie | — |
| ϵ_P | Leistungsgrenzwert für Betriebszustandswechsel ins Bremsen | W |
| $\epsilon_{s,j}$ | Zeitabhängige Schwelle der Schaltvariable s_L | — |
| ϵ_S | Leistungsgrenzwert für Betriebszustandswechsel in Schubbetrieb | W |
| ϵ_{VM} | Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors | — |
| ϵ_v | Geschwindigkeitsgrenzwert für Betriebsstrategie | km/h |
| η_{Bat} | Wirkungsgrad der Hochvoltbatterie | — |
| X | | |

| | | |
|-----------------------------|---|-------------------|
| η_{Bre} | Wirkungsgrad der Verbrennung | — |
| $\eta_{EM,Opt,G}$ | Optimaler Wirkungsgrad der E-Maschine im generatorischen Betrieb | — |
| $\eta_{EM,Opt,M}$ | Optimaler Wirkungsgrad der E-Maschine im motorischen Betrieb | — |
| $\eta_{G,EM/VM}$ | Wirkungsgrad E-Maschine/Verbrennungsmotor bis Abtriebswelle | — |
| κ | Isentropenkoeffizient | — |
| κ_L | Längsdynamische Gewichtsverlagerung | — |
| λ_{KW} | Pleuelverhältnis | — |
| $\mu_{Aus/Ein}$ | Strömungsbeiwert des ein-/ausströmenden Gases | — |
| $\mu_{K,a}$ | Reibwert der Kupplungsscheiben | — |
| $\omega_{EL/EM}$ | Elektrische/Mechanische Kreisfrequenz der E-Maschine | 1/s |
| $\phi_{EL/KW}$ | Winkellage der E-Maschine/Kurbelwelle | ° |
| ψ_J | Polradfluss der E-Maschine | Vs |
| $\psi_{G,EM/VM}$ | Wirkfaktor der Kette E-Maschine/Verbrennungsmotor bis Abtriebswelle | — |
| ρ_L | Luftdichte | kg/m ³ |
| ρ_{Kra} | Spezifische Dichte des Kraftstoffs | kg/m ³ |
| $\dot{m}_{VM,Opt}$ | Optimaler spezifischer Kraftstoffverbrauch | kg/s |
| $\ddot{\upsilon}_{Dif}$ | Übersetzung des Differentials | |
| $\ddot{\upsilon}_{eDT}$ | Gesamtübersetzung der elektrischen Hinterachse | |
| $\ddot{\upsilon}_{GEN/GVn}$ | Gangabhängige Übersetzung E-Maschine/Verbrennungsmotor | |
| $\ddot{\upsilon}_{TG1/2}$ | Übersetzung des Teilgetriebes 1/2 | |
| A_{Fzg} | Fahrzeugquerschnittsfläche | m ² |
| a_{Fzg} | Längsbeschleunigung des Fahrzeugs | m/s ² |

| | | |
|--------------------|--|------------------|
| a_{Kol} | Beschleunigung des Kolbens | m/s ² |
| $A_{V,E/A}$ | Querschnittsfläche des Einlassventils/Auslassventils | m ² |
| a_V | Vibe-Formfaktor | — |
| a_{Zi} | Inkrementelle Alterung des elektrischen Energiespeichers | — |
| A_{Zyk} | Alterung des Energiespeichers bezogen auf den Fahrzyklus | — |
| A_{Zyl} | Zylinderoberfläche | m ² |
| b_V | Vibe-Formfaktor | — |
| $C_{Bat,A/B}$ | Lang-/Kurzzeit-Kapazität der Hochvoltbatterie | F |
| $c_{K,a}$ | Federsteifigkeit der Kupplungsscheiben | N/m |
| c_W | Luftwiderstandsbeiwert | — |
| $C_{Zel,a/b}$ | Lang-/Kurzzeit-Kapazität der Batteriezelle | F |
| c_{Zyl} | Spezifische isochore Wärmekapazität | J/kg · K |
| d_{Kol} | Durchmesser des Kolbens | m |
| $E_{Bat,Zyk}$ | Energie der Hochvoltbatterie für den Fahrzyklus | kWh |
| $E_{Dio,On/Off,j}$ | Ein-/Ausschaltenergie der Freilaufdiode | Wh |
| $E_{IGB,On/Off,j}$ | Ein-/Ausschaltenergie des IGBT | Wh |
| F_{EKK} | Schaltkraft der elektromagnetischen Klauenkupplung | N |
| F_{Han} | Hangabtriebskraft | N |
| F_{Luf} | Luftwiderstandskraft | N |
| $F_{Mas,j}$ | Oszillierende Trägheitskraft des Zylinders | N |
| f_{PWM} | PWM-Frequenz des Pulswechselrichters | Hz |
| F_{Rol} | Rollwiderstandskraft | N |

| | | |
|--------------------|---|-------------------|
| f_{Rol} | Geschwindigkeitsabhängiger Rollwiderstandsbeiwert | – |
| F_{Tra} | Translatorische Beschleunigungskraft | N |
| g_{Erd} | Erdbeschleunigung | m/s ² |
| $H_{Aus/Ein}$ | Enthalpie des aus-/einströmenden Gases | J |
| H_{Blo} | Enthalpie der blow-by-Verluste | J |
| h_{Pj} | Prozentuale Bremshäufigkeit | |
| H_u | Unterer Heizwert des Kraftstoffs | J |
| $i_{\alpha/\beta}$ | Strom α/β der E-Maschine im α/β Koordinatensystem | A |
| i_{Bat} | Strom der Hochvoltbatterie | A |
| i_{EKK} | Strom der elektromagnetischen Klauenkupplung | A |
| $i_{sd/sq}$ | Strom der E-Maschine im d/q Koordinatensystem | A |
| $i_{U/V/W}$ | Strangstrom der Phase U/V/W | A |
| J_{Dif} | Trägheitsmoment des Differenzials | kg·m ² |
| J_{eDT} | Trägheitsmoment des elektrischen Achsantriebs | kg·m ² |
| $J_{EM1/2}$ | Trägheitsmoment der eDCT/eDT E-Maschine | kg·m ² |
| $J_{GEN/GVN}$ | Trägheitsmoment des E-Maschinen-/Verbrennungsmotorganges | kg·m ² |
| $J_{RV/RH}$ | Trägheitsmoment des Vorderrads/Hinterrads | kg·m ² |
| $J_{TG1/2}$ | Trägheitsmoment des Teilgetriebes 1/2 | kg·m ² |
| J_{VM} | Trägheitsmoment des Verbrennungsmotors | kg·m ² |
| $K_{EM,\mu}$ | Geschwindigkeitsproportionaler Reibanteil der E-Maschinenlagerung | – |
| $L_{d/q}$ | Längs-/ Querinduktivität der E-Maschine | H |
| L_{EKK} | Induktivität der elektromagnetischen Klauenkupplung | H |

| | | |
|-----------------|---|----|
| l_{Ple} | Länge des Pleuels | m |
| $M_{A,R}$ | Antriebsspezifisches Moment auf Radebene | Nm |
| $m_{Aus/Ein}$ | Masse der aus-/einströmenden Gase aus dem Zylinder | kg |
| m_a | Anzahl der Einflussgrößen für den jeweiligen Begrenzungsfaktor | – |
| $M_{B,R}$ | Basismoment bedingt durch Fahrzeug und Fahrzyklus auf Radebene | Nm |
| m_{Blo} | Masse des blow-by-Gemischs | kg |
| M_{BR} | Bremsmoment auf Radbasis | Nm |
| m_b | Anzahl der Bedingungen für die Betriebsstrategie | – |
| $M_{EM,Luf}$ | Elektrisches Moment der E-Maschine im Luftspalt | Nm |
| $M_{EM,max}$ | Maximales Moment der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | Nm |
| $M_{EM,opt,LP}$ | Optimales Soll-Moment der E-Maschine bei der Lastpunktanhebung | Nm |
| $M_{EM,R}$ | Moment der E-Maschine auf Radebene | Nm |
| $M_{EM,W}$ | Soll-Moment der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | Nm |
| $M_{EMi,E/V}$ | Gangabh. Moment der E-Maschine auf E-Maschinen-/Kurbelwellenbasis | Nm |
| M_{EM} | Moment der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | Nm |
| M_{FW} | Soll-Moment Fahrerwunsch auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| m_{Fzg} | Fahrzeugmasse | kg |
| $M_{Gas,j}$ | Moment des Zylinders durch den Gasdruck | Nm |
| $M_{HA/VA,max}$ | Maximal übertragbares Moment der Hinter-/Vorderachse | Nm |
| $M_{K1/2}$ | Moment der Kupplung 1/2 auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| m_{Kra} | Masse des Kraftstoffs innerhalb des Zylinders | kg |
| $M_{Mas,j}$ | Moment des Zylinders durch die rotierende Masse | Nm |

| | | |
|----------------|--|-------------------|
| M_{MR} | Momentenreserve für Betriebsstrategie | Nm |
| $M_{res,R}$ | Resultierendes Gesamtmoment auf Radebene | Nm |
| $M_{S,Dif}$ | Schleppmoment des Differenzials | Nm |
| $M_{S,eDT}$ | Schleppmoment des elektrischen Achsantriebs | Nm |
| $M_{S,Gn}$ | Gangabhängiges Getriebeschleppmoment | Nm |
| $M_{S,KW/Neb}$ | Schleppmoment der Kurbelwelle/Nebenverbraucher | Nm |
| m_{VA} | Masse der Vorderachse | kg |
| $M_{VM,max}$ | Maximales Moment des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| $M_{VM,R}$ | Moment des Verbrennungsmotors auf Radebene | Nm |
| $M_{VM,S}$ | Schubmoment des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| M_{VMi} | Gangabhängiges Moment des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| M_{VM} | Moment des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | Nm |
| m_{Zyl} | Masse innerhalb des Zylinders | kg |
| $n_{EM,max}$ | Maximale Drehzahl der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | min^{-1} |
| $n_{EM,W}$ | Solldrehzahlvorgabe für E-Maschine auf E-Maschinenbasis | min^{-1} |
| n_{EMi} | Gangabhängige Drehzahl der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | min^{-1} |
| n_{EM} | Drehzahl der E-Maschine auf E-Maschinenbasis | min^{-1} |
| n_{Rad} | Raddrehzahl | min^{-1} |
| $n_{VM,max}$ | Maximale Drehzahl des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | min^{-1} |
| n_{VM} | Drehzahl des Verbrennungsmotors auf Kurbelwellenbasis | min^{-1} |
| n_{Zyl} | Zylinderanzahl | — |
| P_{Bat} | Leistung der Hochvoltbatterie | kW |

| | | |
|-----------------|---|----------|
| $P_{BK,Bat}$ | Leistungsbedarf der Kühlpumpe der Hochvoltbatterie | W |
| $P_{BN,Fzg}$ | Mittlere Bordnetzleistung des Fahrzeugs | W |
| $P_{Dio,Dj}$ | Durchlassverluste der Diode des Pulswechselrichters | W |
| $P_{Dio,Sj}$ | Schaltverluste der Diode des Pulswechselrichters | W |
| $P_{EM,max}$ | Drehzahlabhängige Maximalleistung der E-Maschine | kW |
| P_{EM} | Leistung der E-Maschine | kW |
| P_{FW} | Fahrerwunsch-Leistung | kW |
| $P_{IGB,Dj}$ | Durchlassverluste des IGBT des Pulswechselrichters | W |
| $P_{IGB,Sj}$ | Schaltverluste des IGBT des Pulswechselrichters | W |
| P_j | Diskrete Bremsleistung | kW |
| P_{Lj} | Leistungslimitierungen der Betriebsstrategie | kW |
| P_{LP} | Soll-Generatorleistung bei der Lastpunktanhebung | kW |
| P_{SB} | Soll-Generatorleistung beim Schubbetrieb mit E-Maschine | kW |
| $P_{SG,Bat}$ | Leistungsbedarf des Batteriesteuergeräts | W |
| $P_{SG,PWR}$ | Leistungsbedarf des Pulswechselrichtersteuergeräts | W |
| P_{SL} | Soll-Ladeleistung beim Standladen | kW |
| P_{VM} | Leistung des Verbrennungsmotors | kW |
| $P_{ZK,PWR}$ | Verlustleistung des Zwischenkreises des Pulswechselrichters | W |
| p_{Zyl} | Druck im Zylinder | Bar |
| Q_{Bre} | Freigesetzte Energie der Kraftstoffverbrennung | Wh |
| Q_{wan} | Wärmeenergie der Zylinderwände | Wh |
| $R_{Bat,A/B/C}$ | Ohmscher Widerstand der Hochvoltbatterie | Ω |

| | | |
|-----------------|--|----------|
| R_{Bat} | Ohmscher Widerstand der Hochvoltbatterie | Ω |
| R_{DC} | Ohmscher Widerstand des Zwischenkreises | Ω |
| R_{EKK} | Ohmscher Widerstand der elektromagnetischen Klauenkupplung | Ω |
| R_{Gas} | Spezifische Gaskonstante von Luft | J/mol·K |
| r_{KW} | Radius der Kurbelwelle | m |
| R_P | Ohmscher Widerstand des Leistungshalbleiterzweigs | Ω |
| $r_{R,K,a}$ | Wirksamer Reibradius der Kupplungsscheiben | m |
| r_{Rad} | Geschwindigkeitsabhängiger Radius der Antriebsräder | m |
| R_S | Strangwiderstand der E-Maschine | Ω |
| r_{Ven} | Radius des Nockens | m |
| $R_{Zel,a/b/c}$ | Ohmscher Widerstand der Batteriezelle | Ω |
| R_{ZK} | Ohmscher Widerstand des Zwischenkreiskondensators | Ω |
| R_{Zul} | Ohmscher Widerstand der Zuleitung der Hochvoltbatterie | Ω |
| s_{BP} | Statussignal für Bremspedal betätigt | — |
| s_{IG} | Statussignal für aktuellen Gang | — |
| s_{Lj} | Schaltvariable für Betriebsmodi | — |
| s_{Pj} | Summenhäufigkeit der Bremsung | — |
| $ssgd$ | Statussignal für Durchführung der Gangvorgabe | — |
| $ssgv$ | Statussignal für Sollgangvorgabe | — |
| $s_{TG1/2}$ | Statussignal für aktuellen Gang im Teilgetriebe 1/2 | — |
| s_{VL} | Statussignal für Verbrennungsmotor läuft | — |
| s_{VM} | Statussignal des Verbrennungsmotors | — |

| | | |
|--------------------|--|----|
| s_{WS} | Statussignal für den Torquesplit-Wiederstart | — |
| s_{Zi} | Inkrementeller Ladehub des elektrischen Energiespeichers | — |
| s_{Zyk} | Gesamtstrecke des Fahrzyklus | km |
| SoC | Ladezustand der Hochvoltbatterie | % |
| T_{Bat} | Temperatur der Hochvoltbatterie | °C |
| t_B | Zeitdauer der gesamten Verzögerung | s |
| T_{EM} | Temperatur der E-Maschine | °C |
| T_{Life} | Lebensdauer des Fahrzeugs | h |
| T_L | Zeitdauer im Leerlauf | s |
| t_{Pj} | Anteilige Zeit der Bremsleistung | s |
| T_{PWR} | Temperatur des Pulswechselrichters | °C |
| T_{Wan} | Temperatur der Zylinderwand | °C |
| T_{Zyk} | Zeitdauer des Fahrzyklus | s |
| T_{Zyl} | Temperatur des Gases im Zylinder | °C |
| $u_{\alpha/\beta}$ | Spannung α/β der E-Maschine im α/β Koordinatensystem | V |
| $u_{Bat,Nen}$ | Nennspannung der Hochvoltbatterie | V |
| u_{Bat} | Spannung der Hochvoltbatterie | V |
| $u_{D,Dj}$ | Durchlassspannung der Freilaufdiode | V |
| u_{EKK} | Spannung der elektromagnetischen Klauenkupplung | V |
| $u_{L,Dj}$ | Durchlassspannung des IGBT | V |
| u_{sd} | Spannung der E-Maschine im d/q Koordinatensystem | V |
| u_{sq} | Spannung der E-Maschine im d/q Koordinatensystem | V |

| | | |
|-----------------|---|------------------|
| $u_{U/V/W}$ | Spannung der Phase U/V/W | V |
| $u_{Z,Nenn}$ | Nennspannung der Batteriezelle | V |
| u_{ZK} | Spannung des Zwischenkreises | V |
| U_{Zyl} | Energie im Zylinder | J |
| $v_{avg/max}$ | Mittlere/Maximale Geschwindigkeit des Fahrzyklus | km/h |
| v_{Fzg} | Fahrzeuggeschwindigkeit | m/s |
| V_{Hub} | Hubvolumen des Zylinders | ccm ³ |
| v_{Kol} | Geschwindigkeit des Kolbens | m/s |
| V_K | Kraftstoffmenge | kg |
| V_{VM} | Hubraum des Verbrennungsmotors | ccm ³ |
| $V_{Zyl,UT/OT}$ | Volumen des Zylinders beim unteren/oberen Totpunkt | ccm ³ |
| W_{Zyl} | Arbeit des Zylinders | J |
| y_{EKK} | Position der Schaltmuffe der elektromagnetischen Klauenkupplung | m |
| $y_{K,a}$ | Kupplungsposition der Kupplungsscheiben | m |
| y_{Kol} | Position des Kolbens | m |
| $y_{SW1/2}$ | Inkremeante der Schaltwalze des Teilgetriebes 1/2 | — |
| $y_{V,Ein/Aus}$ | Position des Ein-/Auslassventils | m |
| z_{EKK} | Zähnezahl der elektromagnetischen Klauenkupplung | — |
| z_{Pol} | Polpaarzahl der E-Maschine | — |

Kurzfassung

Aufgrund steigender Anforderungen an effiziente Automobil-Antriebsstränge werden vermehrt Hybrid-Antriebe eingesetzt. Speziell die Kombination aus Verbrennungsmotor und elektrischem Antrieb mit einer Batterie als Speichermedium wird sehr häufig angewandt. Um die vielfältigen Möglichkeiten einer Antriebsstrangkonfiguration kostengünstig objektiv zu bewerten, werden unterschiedliche Simulationsmethoden verwendet.

In dieser Arbeit wird am Beispiel eines hybridisierten Doppelkupplungsgetriebes und einer elektrisch angetriebenen Hinterachse eine Simulationsmethodik für die Entwicklung von hybriden Antriebssträngen vorgestellt und mittels eines Demonstratorfahrzeugs mit den beiden Antriebskonzepten verifiziert. Die Simulationsmethodik berücksichtigt dabei die unterschiedlichen Entwicklungsphasen von der Systemanforderung und dem Systementwurf, hin zur Integration und bis zur Validierung. Für die Anforderungsanalyse bzw. den Entwurf wird ein vereinfachtes quasistationäres Verbrauchsberechnungsmodell vorgestellt. Damit werden unterschiedliche Konfigurationen eines hybriden Antriebsstranges analysiert und relativ zu einem konventionellen Referenzfahrzeug hinsichtlich Verbrauch, Beschleunigungsverhalten und weiterer Kriterien diskutiert.

Die Simulationsergebnisse eines quasistationären Verbrauchsberechnungsprogramms werden mit Verbrauchsmessungen am Demonstratorfahrzeug abgeglichen. Der geringe Unterschied zwischen dem simulierten und zugehörigen gemessenen Kraftstoffverbrauch belegt die Güte der Modellierung. Für die Untersuchung und Validierung von realen Komponenten zu einem späteren Entwicklungszeitpunkt wird ein detailliertes längsdynamisches Simulationsprogramm beschrieben. Dieses Modell umfasst das zeitliche Verhalten aller für den Antriebsstrang relevanten Komponenten und beinhaltet deren wesentliche physikalischen Gesetzmäßigkeiten.

Um beide Simulationsprogramme realitätsnah zu betreiben, wird eine allgemeine Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge eingeführt. Diese ermöglicht für unterschiedliche Konfigurationen des Hybridantriebsstrangs eine optimale Momentenaufteilung und Gangwahlstrategie bei vielfältigen Fahrprogrammen.

Das detaillierte längsdynamische Simulationsmodell wird mit unterschiedlichen Versuchsmessungen eines Demonstratorfahrzeugs verifiziert und zeigt dabei eine hohe Abbildungsgenauigkeit. Mittels der Erkenntnisse aus den Simulationsprogrammen können die Fahrbarkeit und auch der Kraftstoffverbrauch optimiert werden.

Neben der reinen simulativen Betrachtung verschiedener Konfigurationen eines Hybridantriebs werden außerdem Getriebefunktionalitäten diskutiert, welche den Fahrkomfort verbessern und damit die Kundenakzeptanz erhöhen. Für den Wiederstart des Verbrennungsmotors nach dem elektrischen Fahren und bei Schaltungen während der Rekuperation werden komfortoptimierte funktionale Abläufe vorgestellt. Die Simulationsmethodik mit der dazugehörigen Betriebsstrategie wurde für zwei stark unterschiedliche Antriebsstrangkonfigurationen entwickelt. Eine Übertragbarkeit auf andere Hybridkonfigurationen ist möglich.

Abstract

Due to increasing fuel-efficiency requirements hybrid powertrains will gain significantly in importance. The combination of an internal combustion engine and an electric powertrain using a battery as energy storage is the first choice. To evaluate various possible powertrain configurations in a fast and cost-efficient manner, several simulation methods are used.

A hybridized dual clutch transmission with an electric rear axle is used in this report to demonstrate the capability of the simulation method for hybrid powertrains. The simulation results are verified in a demonstrator vehicle, that has both powertrains installed. The simulation method takes into account the different development phases starting with the system requirements, the system architecture up to the system validation with hardware tests. A simplified quasi-static fuel efficiency calculation model is used for the system requirements and system design. This simplified simulation method evaluates various hybrid powertrain topologies in regard to fuel efficiency, longitudinal acceleration and further criterias. A conventional non hybrid reference vehicle is used as base for this comparison.

The simulation results of the quasi-static fuel efficiency simulation method are verified against fuel efficiency measurements of the demonstrator vehicle. Simulated fuel efficiency results and real measurement results are matching quite well and demonstrate the quality of the simulation method. To support analysis and validation of real components at a later stage of the development a detailed longitudinal dynamic simulation method is described. This simulation method includes all essential time based dependencies of all relevant components within the powertrain using their physical basics.

A general hybrid control strategy is introduced to operate both simulation methods close to reality. For various powertrain configurations this hybrid control strategy enables a torque distribution and gear selection for different driving modes.

The simulation results of the detailed longitudinal dynamic simulation method are checked against experimental measurements in a demonstrator vehicle and show a good correlation. The results of this simulation method can be used to optimize the driveability and to improve the fuel efficiency of the vehicle.

Besides of different simulation results for various hybrid powertrains some specific transmission functionalities are discussed, which improve the driving comfort and increase the customer acceptance . Comfort optimized functional sequences of the restart of the combustion engine after

pure electric driving and for gear shifting during recuperation are presented. The simulation method with its corresponding hybrid control strategy was established for two different hybrid powertrain configurations. Its portability to other hybrid powertrains is possible.

1 Einleitung

Angesichts stetig steigender Rohstoffpreise erlangen verbrauchsoptimierte Fahrzeuge eine zunehmende Bedeutung, die auch im veränderten Verhalten potenzieller Fahrzeugkäufer erkennbar wird. Die politische Dimension einer ressourcenschonenden Mobilität wird durch eine Vielzahl von staatlichen Auflagen erkennbar. Beispiele hierfür sind die in verschiedenen US-Staaten von CARB (California Air Resource Board) initiierten Richtlinien für verbrauchsarme Neufahrzeuge oder die Klimaschutzauflagen der Europäischen Union mit der stufenweisen Einführung strengerer CO₂-Limits. Die EU-Verordnung sieht ab dem Jahr 2020 für die gesamte EU-Fahrzeugflotte einen Zielwert von 95 g CO₂/km verbindlich vor [Eur19]. Für das Jahr 2025 ist ein Zielwert von 80 g CO₂/km und für das Jahr 2030 von 60 g CO₂/km in Diskussion. Bei Nichteinhaltung dieser Grenzen werden Strafzahlungen der Hersteller fällig [Kra⁺¹⁷], [NMM19].

In Bild 1.1 sind die CO₂-Limits für unterschiedliche Automobilmärkte für die Jahre 2000 bis 2030 dargestellt. Neben elektrisch angetriebenen Fahrzeugen, stellt die Hybridisierung des An-

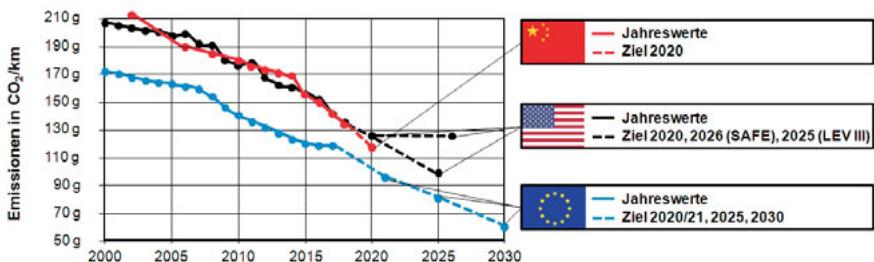


Bild 1.1: CO₂-Limits unterschiedlicher Automobilmärkte im Zeitraum von 2000 bis 2030 [Eur19]

triebsstranges hierbei ein geeignetes Mittel zur Kraftstoffeinsparung dar. Bei der Erfüllung der staatlichen Anforderungen an CO₂-Einsparungen haben Hybridantriebsstränge eine Schlüsselrolle, da sie den konventionellen Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor (VM) durch einen weiteren emissionsfreien Antrieb ergänzen. Dem Fahrer werden dabei oftmals neue Funktionalitäten und somit ein zusätzlicher Kundennutzen geboten. In der Praxis existieren zahlreiche Varianten der Hybridisierung, die z. B. ein mechanisches Schwungradspeichersystem oder ein hydraulisches Pumpen-/Speichersystem verwenden. Im PKW-Bereich dominieren aber elektrische Systeme, die eine elektrische Maschine (EM) in Kombination mit einer Batterie einsetzen.

Im Nachfolgenden bezeichnet der Begriff Hybridisierung die Kombination aus VM und mindest-

tens einer EM, die - von einer Batterie gespeist - einen Teil der Antriebsleistung bereitstellt.

Am Beispiel eines konventionellen und eines hybridisierten Doppelkupplungsgesetriebes (DKG) sowie einer rein elektrisch angetriebenen Hinterachse wird in dieser Arbeit die Hybridisierung detaillierter betrachtet. Moderne DKG mit mindestens sechs Vorwärtsgängen überzeugen in konventionellen Antriebssträngen durch einen sehr guten Wirkungsgrad und komfortable bis sehr sportlich abgestimmte, zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen [StKn09]. Solche DKG lassen sich besonders einfach durch eine oder mehrere EM erweitern.

1.1 Zielsetzung

Ausgehend von einem konventionellen DKG gibt es verschiedene Möglichkeiten der Hybridisierung. Im Rahmen dieser Arbeit soll eine die Konzeption und Auslegung des Antriebsstrangs umfassende Simulationsmethodik für die unterschiedlichen Entwicklungsphasen erstellt werden. Diese soll die Modellierung der Bestandteile des Antriebsstrangs berücksichtigen, um damit verschiedene Architektur-Varianten des Antriebsstrangs hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien bewerten zu können. Wesentliche Kriterien sind dabei der Kraftstoffverbrauch, die maximale Längsdynamik bzw. bei Messungen auch die subjektive Fahrbarkeit. Mittels der Simulationsmethodik sollen auch Analysen zu kritischen Zustandsübergängen, wie z. B. beim VM-Wiederstart oder bei Schaltungsabläufen unter Berücksichtigung der EM ermöglicht werden. Zur Konzeptionierung von hybriden, energieeffizienten Antriebssträngen wird zudem eine Betriebsstrategie notwendig, mit der die Abfolge der unterschiedlichen Betriebsmodi eines Hybridsystems, wie z. B. elektrisch Fahren, Boosten oder Rekuperation, in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrerwunsch und anderen relevanten Parametern geregelt wird. Weiterhin soll damit auch die Momentenaufteilung und Gangwahlstrategie bei Fahrszenarien mit einem hybriden Antrieb definiert werden. Als Vorgabe für den Fahrbetrieb werden hier unterschiedliche Fahrzyklen eingesetzt.

Die Funktionalität der Simulationsmethodik soll mittels Messungen an einem Demonstratorfahrzeug überprüft werden. Damit können die Architektur-Varianten eines Hybrid-DKG und einer elektrisch angetriebenen Hinterachse bewertet werden.

1.2 Struktur und Aufbau

Im Anschluss an diesen Abschnitt wird in Kapitel 2 auf den aktuellen Stand der Technik eingegangen. Hierbei werden die Komponenten und Merkmale von Hybridfahrzeugen beleuchtet, verschiedene aus der Literatur bekannte Simulationstools skizziert und auf diverse Ansätze für Betriebsstrategien eingegangen. In Kapitel 3 wird das in dieser Arbeit betrachtete Demonstratorfahrzeug mit den wesentlichen Komponenten vorgestellt. Messungen an diesem Fahrzeug werden zum Abgleich der unterschiedlichen Modelle der Simulationsmethodik genutzt. Insbesondere werden in diesem Kapitel die Funktionen und Eigenschaften des Hybrid-DKG mit der variablen Anbindung der EM und die elektrisch angetriebene Hinterachse beschrieben. Zudem werden die im Demonstratorfahrzeug realisierbaren unterschiedlichen Antriebsstrangkonfigurationen aufgelistet.

Kapitel 4 befasst sich mit der Betriebsstrategie eines Hybridantriebsstranges. Dazu werden Fahrprogramme, die Realisierung des Fahrerwunsches sowie die Gangwahlstrategie und Momentenaufteilung von EM und VM betrachtet. Zentrale Bedeutung besitzt der funktionale Ablauf der Betriebsstrategie, der durch verschiedene Einflussgrößen hinsichtlich der EM-Nutzung bestimmt wird. Schwerpunkt dieser Arbeit ist die in Kapitel 5 beschriebene umfassende Simulationsmethodik für Hybridantriebsstränge in unterschiedlichen Entwicklungsphasen. Für die frühe Entwicklungsphase wird ein vereinfachtes quasistationäres Verbrauchsberechnungsprogramm vorgestellt. Mit diesem können unterschiedliche Hybridantriebsstränge mit wenigen Parametern bei ausreichender Modellierungstiefe bewertet und Verbrauchsdaten berechnet werden.

Die Methodik wird in dieser Arbeit zu Verbrauchsberechnungen für die im Demonstratorfahrzeug realisierbaren Antriebskonfigurationen eingesetzt. In den fortgeschrittenen Entwicklungsphasen werden Programme für die detaillierte Simulation der Längsdynamik eines Fahrzeugs erforderlich. Grundlage für diese Programme sind dynamische Modelle der wesentlichen Komponenten des Antriebsstranges. Die physikalischen Modelle des elektrischen Systems, des VM und des Antriebsstranges für die Vorder- und Hinterachse werden in diesem Kapitel dargestellt. Zudem werden die Ergebnisse von Simulationen unterschiedlicher Schaltvorgänge im Hybridsystem und bei einem hybriden Anfahrvorgang gezeigt. In Kapitel 6 erfolgt die Verifikation der entwickelten Programme am Fahrzeug. Hierzu werden die Ergebnisse der Simulation und der Verbrauchsmessung am Fahrzeug verglichen. Weiterhin werden verschiedene dynamische Abläufe im Fahrzeug, wie etwa der Wiederstart des VM oder der Gangwechsel bei der Rekuperation,

1 Einleitung

verifiziert. Gemessene Fahrsituationen werden in Kapitel 6 gezeigt und die Zustandsübergänge anhand von Messschrieben näher erläutert. In Kapitel 7 werden die Erkenntnisse dieser Arbeit zusammengefasst.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird einleitend der Stand der Technik von Hybridfahrzeugen unter verschiedenen Gesichtspunkten betrachtet. Anschließend werden mehrere wissenschaftliche Ansätze zur Modellierung von Komponenten des Antriebsstranges skizziert und einige auf dem Markt verfügbare Simulationstools zur Unterstützung der Entwicklung von Fahrzeugantrieben vorgestellt. Zudem werden verschiedene bekannte Ansätze für Betriebsstrategien von Hybridfahrzeugen aufgezeigt.

2.1 Hybridfahrzeuge

Im folgenden Abschnitt werden zunächst die Komponenten eines Hybridfahrzeugs vorgestellt und die typischen Betriebsmodi eines hybriden Antriebsstranges beschrieben. Danach wird auf die Historie der Hybrid-Technik eingegangen und die wesentlichen Einsparpotenziale einer Hybridisierung dargestellt. Abschließend werden die Hybridantriebe hinsichtlich der jeweils realisierbaren Betriebsmodi in Hybridkategorien eingeteilt und Ausführungsbeispiele von Hybridantriebssträngen aufgezeigt.

2.1.1 Komponenten eines Hybridsystems

Die in Bild 2.1 schematisch dargestellten wesentlichen Antriebsstrang-Komponenten eines Hybridsystems werden im Folgenden kurz erläutert.

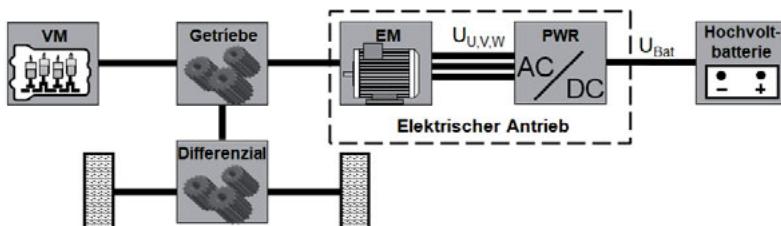


Bild 2.1: Wesentliche Antriebsstrangkomponenten eines Hybridsystems

VM

Als VM in einem Hybridsystem werden sowohl Benzin- als auch Dieselmotoren mit unterschiedlichen Zylinderzahlen in Reihen- und V-Anordnung eingesetzt. Die Aufladung kann sowohl über einen Turbolader als auch über einen Kompressor erfolgen. Der Wunsch zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs führt zu Downsizing-Maßnahmen des VM. Diese werden

durch eine reduzierte Zylinderzahl sowie einen verkleinerten Hubraum realisiert, womit geringere Reibverluste und eine Reduktion der VM-Masse erreicht werden [Sch⁺08]. Um dennoch eine genügend hohe Leistung zu erreichen, wird oftmals die Aufladung zur Erhöhung des Ladedrucks eingesetzt [Wel⁺07]. Die Kraftstoffeinspritzung unterstützt die exakte Dosierung der Menge und ermöglicht durch eine effizientere Verbrennung eine Kraftstoff-Ersparnis und eine Schadstoffreduktion. Sie ist Voraussetzung, um auch zukünftige verschärfte Emissionsvorschriften am Prüfstand wie auch im realen Straßenverkehr bei einem VM einhalten zu können [Sch15]. Diese Realisierung gelingt insbesondere unter Anwendung hoher Ladedrücke und leistungsfähiger Einspritzsysteme.

Getriebe

Die mechanische Anbindung des VM an die Räder erfolgt über ein Getriebe mit einem Differential. Dafür werden unterschiedliche Getriebeprinzipien und -bauformen eingesetzt. Die mechanische Verbindung von VM und EM wie auch deren Anbindung an die Antriebsachse kann bei Hybridantrieben auf unterschiedliche Weise erfolgen. Einige Ausführungsbeispiele werden in Abschnitt 2.1.6 dargestellt.

EM

Neben dem VM wird mindestens eine EM als weitere Antriebsmaschine eines Hybridsystems verwendet. In den Anfängen der Hybridentwicklung wurden Gleichstrommaschinen (DCM) eingesetzt. Mittlerweile werden für Fahrzeugantriebe hauptsächlich Asynchron- oder Synchronmaschinen mit permanenter oder elektrischer Erregung eingesetzt [Mat10], [PrFo16]. Die permanenterregte Synchronmaschine (PSM) besitzt eine sehr hohe Leistungsdichte und einen großen Wirkungsgrad in einem weiten Arbeitsbereich. Da sie zudem eine vorteilhafte Regelbarkeit aufweist, wird dieser Maschinentyp in der Literatur [Neu07], [Sch03], [Lu04], [Kra00] als beste Wahl bei Hybridanwendungen herausgestellt und kommt deshalb in fast allen derzeitigen Serienfahrzeugen mit Hybridfunktionalität zum Einsatz. Steigende Rohstoffpreise der Seltenerd-Magnete beschleunigen allerdings die Entwicklung alternativer EM-Konzepte.

Pulswechselrichter

Der Pulswechselrichter (PWR) besteht in Hybridfahrzeugen in der Regel aus einem Spannungszwischenkreis mit einer nachgeschalteten B6-Brücke [GMT07]. In dieser werden abhängig von der geforderten Leistung der EM als Halbleiter MOSFET (für kleine Leistungen) bzw. IGBT eingesetzt [Rei⁺19], [Yas⁺08]. Allgemeiner Trend ist die einfache Skalierbarkeit des PWR anhand des maximalen Phasenstroms, um mit Hilfe eines modularen Aufbaus Entwicklungskosten

durch Mehrfachnutzung zu sparen [SHM07].

Elektrischer Energiespeicher

Eine große Herausforderung bei Hybridfahrzeugen ist der elektrische Energiespeicher, da dieser hohe Herstellungskosten verursacht und zudem seine Lebensdauer stark durch die Temperatur bzw. Lade- und Entladevorgänge beeinflusst wird [BöMe03]. Die Lithium-Ionen-Batterie (Li-Ion) hat sich als Stand der Technik durchgesetzt, da Li-Ion sich im Vergleich zu anderen Zelltypen, wie z. B. Nickel-Metallhydrid-Batterien (NiMH), durch eine höhere Leistungs- und Energiedichte auszeichnet. Die Leistungsdichte ist dabei der Quotient aus maximal möglicher elektrischer Leistung der Batteriezelle und des Zellgewichts. In Bild 2.2 ist mit Hilfe des Ragone-Diagramms die unterschiedliche Leistungs- bzw. Energiedichte verschiedener elektrischer Energiespeicher auf Zellbasis dargestellt [Gro⁰⁸], [Fet¹⁰]. Dieses Diagramm veranschaulicht die

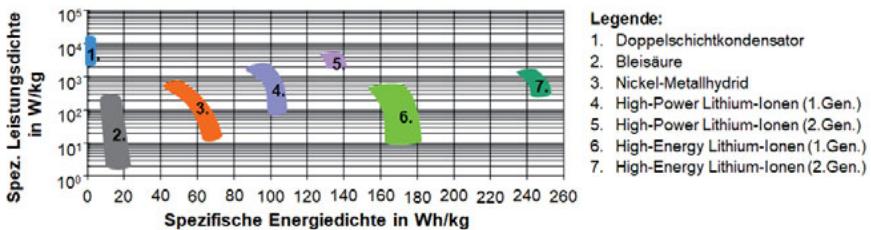


Bild 2.2: Ragone-Diagramm unterschiedlicher elektrischer Energiespeicher

sehr hohe Energiedichte aller Lithium-Ionen-Energiespeicher, daher wird dieser Energiespeicher in Elektrofahrzeugen eingesetzt. Gleichzeitig ist erkennbar, dass die Bleisäure-Batterien (Pb) die hohen Anforderungen an Energie- und Leistungsdichte nicht erfüllen können.

2.1.2 Beschreibung der hybriden Betriebsmodi

Durch die Kombination von VM und EM im Antriebsstrang eines Fahrzeugs lassen sich verschiedene Betriebsmodi realisieren. Die Effizienz eines Hybridsystems wird insbesondere durch die Betriebsstrategie bestimmt. Darunter versteht man die automatische Auswahl eines Betriebsmodus aus der Menge zur Verfügung stehenden Betriebsmodi in Abhängigkeit von

- aktuellen Werten der Zustandsgrößen und des Fahrerwunschs
- Werten der Zustandsgrößen und des Fahrerwunschs in der Vergangenheit
- prognostizierten Werten der Zustandsgrößen und des Fahrerwunschs für die Zukunft

Die Betriebsstrategie wird dabei bestimmt von unterschiedlichen Optimierungskriterien wie z. B. dem Fahrverhalten (sportlich, komfortabel) oder dem Verbrauchsverhalten. Die Möglichkeit der Auswahl zwischen einem komfortablen oder auch sportlichen Modus kann weiter zu einer hohen Akzeptanz der Nutzer beitragen. Im Folgenden werden die verschiedenen realisierbaren Betriebsmodi eines vollwertigen Hybridsystems beschrieben.

Konventionell Fahren

Zum Antrieb des Fahrzeugs wird im Betriebsmodus *Konventionell Fahren* allein der VM ohne Nutzung der EM eingesetzt. Dieser Modus wird vorwiegend in Phasen mit höheren Leistungsanforderungen an den Antrieb verwendet. Dabei wird der VM in einem Arbeitsbereich mit einem spezifisch günstigen Kraftstoffverbrauch betrieben.

Stop/Start

Im Betriebsmodus *Stop/Start* wird der VM des Fahrzeugs beim Anhalten - wie z. B. im Stau oder an einer Ampel - sofort abgeschaltet, indem Zündung und Kraftstoffzufuhr unterbrochen werden. Die elektrisch betriebenen Zusatzeinrichtungen des Fahrzeugs, wie beispielsweise Klimaanlage oder Sitzheizung, bleiben weiterhin aktiv. Während dieses Betriebsmodus wird der Ladezustand der Batterie fortlaufend überwacht. Bei Unterschreiten eines bestimmten Grenzwertes für den Ladezustand der Batterie wird der VM wieder zugeschaltet (*Standladen*). Beim Wiederanfahren des Fahrzeugs wird entweder der VM automatisch gestartet oder ein Übergang in den Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* eingeleitet.

Standladen

Sollte während der zuvor beschriebenen Stopphase der Ladezustand der Batterie einen bestimmten Grenzwert unterschreiten, wird der VM gestartet. Damit wird die als Generator arbeitende EM angetrieben, um den Ladezustand der Batterie zu erhöhen. Diese vorzeitige Beendigung der Stop-Funktion wird als *Standladen* bezeichnet. Der Betriebsmodus kommt z. B. bei ausgeprägten Stauszenarien und bei einer hohen Zahl von aktiven elektrischen Nebenverbrauchern zum Einsatz.

Elektrisch Fahren

Im Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* wird die erforderliche Antriebsleistung eines Fahrzeugs ausschließlich durch die EM bereitgestellt. Die EM muss für diesen Betriebsmodus hinsichtlich der Leistung größer dimensioniert werden. Dadurch werden lokale Emissionen vermieden und die Fahrgeräusche reduziert. In diesem Betriebsmodus wird der realisierbare Bereich der Fahrgeschwindigkeit wesentlich durch die Leistung der EM und den aktuellen Energieinhalt

der Batterie bestimmt. Der Betriebsmodus eignet sich besonders bei geringen Anforderungen an die Antriebsleistung, wie z. B. bei innerörtlichen Fahrten. Voraussetzung für die Nutzung dieses Betriebsmodus ist eine ausreichend geladene Batterie.

Lastpunktverschiebung des VM

Der spezifische Kraftstoffverbrauch eines VM ist bei Fahrsituationen mit geringen Leistungsanforderungen relativ hoch. Im Betriebsmodus *Lastpunktverschiebung* des VM wird in solchen Szenarien die EM als Generator betrieben, um damit die Batterie aufzuladen. Die Anforderung an das Abgabemoment des VM wird dadurch verändert und somit der Lastpunkt in einen Bereich mit geringem spezifischem Verbrauch verschoben.

Boosten

Im Betriebsmodus *Boosten* werden die Antriebsmomente des VM und der EM zur Beschleunigung des Fahrzeugs genutzt. Die Batterie muss hierfür einen ausreichenden Ladezustand aufweisen, um den geforderten Anteil an elektrischer Energie zum Betrieb der EM liefern zu können. Hauptanwendungsbereiche dieses Betriebsmodus sind Situationen, die ein hohes Antriebsmoment des Fahrzeugs erfordern. Beispiele hierfür sind Überholvorgänge oder auch Fahrrstrecken mit steilen Anstiegen. Der Betriebsmodus Boosten ist eine Option zur Realisierung von Downsizing-Maßnahmen.

Rekuperation

Beim Bremsen oder im Schubbetrieb des Hybridfahrzeugs fungiert die EM als Generator und lädt damit die Batterie. Bei diesem als *Rekuperation* bezeichneten Vorgang wird ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs in elektrische Energie umgewandelt und nicht wie bei konventionellen Fahrzeugen in Wärme. Die Nutzung dieses Betriebsmodus reduziert somit den Kraftstoffverbrauch wie auch den Verschleiß der Bremsscheiben und Beläge. Dieser Modus wird häufig bei geringen bis mittleren Anforderungen an die Verzögerungsleistung genutzt, die bei einer Vielzahl der alltäglichen Bremsvorgänge auftreten.

Konventionell Bremsen

Wird vom Fahrer eine größere Bremsleistung gefordert, als die durch den Generator maximal realisierbare Bremsleistung, so muss zusätzlich der Betriebsmodus *Konventionell Bremsen* angewandt werden. Dieser Modus sorgt für die Realisierung der erforderlichen additiven Bremsleistung durch eine konventionelle mechanisch-hydraulische Bremsanlage.

2.1.3 Meilensteine der Hybridfahrzeug-Entwicklung

Hybridfahrzeuge sind seit den Anfängen der Automobilgeschichte bekannt. Einige Meilensteine dieser Technologie sind in Bild 2.3 dargestellt.



Bild 2.3: Meilensteine der Hybridfahrzeug-Entwicklung

Die dazugehörigen technischen Daten des VM, der EM und der Batterie sind für diese Hybridfahrzeuge in Tabelle 2.1 aufgelistet.

Tabelle 2.1: Technische Daten verschiedener Hybridfahrzeuge

| | Verbrennungsmotor | | | Elektrische Maschine | | Batterie | |
|----------------|-------------------|----------|---------|----------------------|-----------|----------|-----------|
| | Zylinder | Leistung | Hubraum | Typ | Leistung | Typ | Kapazität |
| Lohner Porsche | 4 | 20 kW | 5,5 l | DCM | 2*3,7 kW | Pb | 24 kWh |
| VW Golf | 4 | 44 kW | 1,6 l | PSM | 7 kW | Pb | 8,0 kWh |
| Toyota Prius 1 | 4 | 43 kW | 1,5 l | PSM | 2*30 kW | NiMH | 1,3 kWh |
| Audi Duo | 4 | 66 kW | 1,9 l | PSM | 21 kW | Pb | 10 kWh |
| Honda Insight | 3 | 50 kW | 1,0 l | PSM | 10 kW | NiMH | 0,9 kWh |
| GMC Yukon | 8 | 248 kW | 6,0 l | PSM | 2*60 kW | NiMH | 1,8 kWh |
| Chevrolet Volt | 4 | 63 kW | 1,4 l | PSM | 111/53 kW | Li-Ion | 16 kWh |
| Golf GTE | 4 | 110 kW | 1,4 l | PSM | 75 kW | Li-Ion | 8,0 kWh |
| BMW 530e | 4 | 135 kW | 2,0 l | PSM | 83 kW | Li-Ion | 9,2 kWh |

Im Jahre 1896 wurde von Ferdinand Porsche erstmals ein reines Elektro-Fahrzeug vorgestellt. Dieses war mit vier Elektromotoren an den Radnaben ausgerüstet, wobei die elektrische Energie von einer Batterie bereitgestellt wurde. Allein die Batterie hatte dabei eine Masse von 410 kg. Zur Reduzierung der Fahrzeugmasse entwickelte Porsche im Jahr 1900 mit dem Lohner-Porsche das erste Hybridfahrzeug, das über einen so genannten Mixte-Antrieb verfügte. Die wesentlichen Komponenten dieses Antriebs waren: ein VM, ein direkt daran angebundener Generator

und zwei Radnabenmotoren. Die großen ungefederten Massen an den Rädern führten jedoch bei diesem Hybridantriebsstrang zu Nachteilen hinsichtlich Geschwindigkeit und Fahrkomfort.

Im Jahr 1921 wurde das Hybridfahrzeug Magnetic Model 60 von Owen auf den Markt gebracht. Der Antrieb dieses Fahrzeugs erfolgte mit zwei an der Hinterachse angebrachten Radnabenmotoren. Die elektrische Energie wurde sowohl von einer Batterie als auch von einem VM mit einem direkt angebundenen Generator im seriellen Modus bereitgestellt.

In den Jahren 1992 bis 1994 wurde in der Golf-Baureihe von Volkswagen ein Parallel-Hybridantrieb (vgl. Abschnitt 2.1.6) in Zürich mit 20 Fahrzeugen erprobt. Privatpersonen konnten bei diesem Flottenversuch die Alltagstauglichkeit des Hybridfahrzeugs testen. Wissenschaftlich betreut wurde das Projekt von der ETH Zürich [WaWa98]. Im Alltagsbetrieb ergaben sich bei den verschiedenen getesteten Batterien Probleme durch die mangelnde Zuverlässigkeit, die kurze Lebensdauer sowie die geringe Speicherkapazität.

Das erste Großserienfahrzeug mit Hybridantrieb wurde im Jahre 1997 von Toyota mit dem Modell Prius 1 vorgestellt. Zielsetzung bei der Fahrzeugentwicklung war ein geringer Kraftstoffverbrauch, welcher durch eine verbesserte aerodynamische Formgebung, Leichtlaufräder und vor allem durch den Hybridantriebsstrang in einer Powersplit-Konfiguration (vgl. Abschnitt 2.1.6) erreicht wurde. Ein günstiger Anschaffungspreis und neue Fahrerlebnisse, wie das lautlose und emissionsfreie rein elektrische Fahren bei niedrigen Geschwindigkeiten, sorgten für großes Kundeninteresse.

Nahezu zeitgleich mit Toyota wurde der Audi Duo in einer Kleinserie produziert. Bei diesem Fahrzeug wurden in die bestehende Fahrzeugplattform des Audi 80 die notwendigen Hybridkomponenten, wie Batterie und EM, integriert. Allein die Batterie erhöhte die Fahrzeugmasse um mehr als 300 kg und schränkte zudem das nutzbare Volumen des Kofferraums ein. Bedingt durch die relativ hohen Anschaffungskosten des Fahrzeugs hatte dieses Hybridkonzept keinen Markterfolg.

Mit dem Honda Insight wurde 1999 der erste Mild-Hybrid serienmäßig angeboten. Bei höheren Leistungsanforderungen nutzt dieses Hybridfahrzeug neben dem VM eine an der Kurbelwelle angebundene EM zum Vortrieb.

Die im Jahre 2004 gegründete Global Hybrid Cooperation der Hersteller General Motors, Chrysler sowie Mercedes-Benz wurde im Jahr 2005 um BMW erweitert. Gemeinsam entwickelte das Konsortium das Two-Mode-Hybridsystem. Das erste Fahrzeug mit diesem Voll-

Hybridantriebsstrang war der GMC Yukon Hybrid, der 2008 auf den Markt kam. Dessen VM wird häufig durch zwei EM im verbrauchsoptimalen Bereich betrieben. Die Batterie ermöglicht zudem rein elektrisches Fahren bei geringen Geschwindigkeiten.

Als erstes Range-Extender Fahrzeug wird der Chevrolet Volt seit 2011 serienmäßig angeboten. Dabei kann das Fahrzeug bis zu 50 km rein elektrisch fahren. Fällt der Ladezustand der Batterie unter einen gewissen Grenzwert, wird der VM gestartet, um entweder im seriellen Betrieb die Batterie wieder aufzuladen oder das Fahrzeug anzutreiben. Seit 2016 ist eine technisch überarbeitete Version verfügbar [Nie15].

Mit dem Golf GTE ist seit 2014 ein Plug-in-Hybrid auf Basis eines hybridisierten Doppelkuppungsgeschriebes mit 6 Gängen in Serie. Die EM befindet sich zwischen VM und Getriebe und nutzt eine Trennkupplung, um ohne VM elektrisch Fahren zu können. Mit einer beim Start voll geladenen Batterie ergibt sich eine elektrische Reichweite von bis zu 50 km [Jel⁺14].

Seit 2017 bietet BMW mit dem 530e eine Limousine als Plug-in-Hybrid mit einer elektrischen Reichweite von 30 km an. Als Antriebsstrang kommt ein hybridisiertes Automatgetriebe mit 8 Gängen und einer integrierten EM in Verbindung mit einem VM zum Einsatz [DAK15].

Durch das zunehmende Umweltbewusstsein der Bevölkerung wurden im letzten Jahrzehnt von den meisten Fahrzeugherstellern die Bedeutung der Hybridtechnologie erkannt, Entwicklungsaktivitäten gestartet und die Anzahl an unterschiedlichen Hybridfahrzeugen auf dem Automobilmarkt nimmt deutlich zu. In den kommenden Jahren wird die Vielzahl an Hybridfahrzeugen mit unterschiedlichen Antriebstopologien nochmals steigen.

2.1.4 Kraftstoff-Einsparpotenziale durch die Hybridisierung

Generell ergibt sich für den einzelnen Fahrer ein subjektives Einsparpotenzial eines Hybridantriebsstrangs aus der Art und der Anzahl der bei seiner spezifischen Fahrsituation realisierbaren Betriebsmodi und der damit verknüpften Verbrauchsvorteile. Eine objektive Bewertung des Potenzials unterschiedlicher Ausführungen eines hybriden Antriebsstranges erfolgt mit Hilfe genormter Fahrzyklen. Erst dadurch werden reproduzierbare und vergleichbare Ergebnisse ermöglicht.

Im Folgenden werden zunächst die für die Automobilentwicklung wichtigen Fahrzyklen vorgestellt. Danach wird auf verschiedene Aspekte zur Verbrauchsreduzierung eingegangen.

Fahrzyklen zur Beurteilung des Kraftstoffverbrauchs

Das zeitliche Verhalten der Fahrzeuggeschwindigkeit wird für die drei weltweit wichtigsten Fahrzyklen in Bild 2.4 dargestellt. Darin werden auch die jeweils typischen Kenngrößen der einzelnen Zyklen wie Gesamtstrecke s_{Zyk} , Zeitdauer T_{Zyk} sowie maximale Geschwindigkeit v_{max} und mittlere Geschwindigkeit v_{aver} aufgelistet. Bei der Automobilentwicklung werden üblicherweise auf

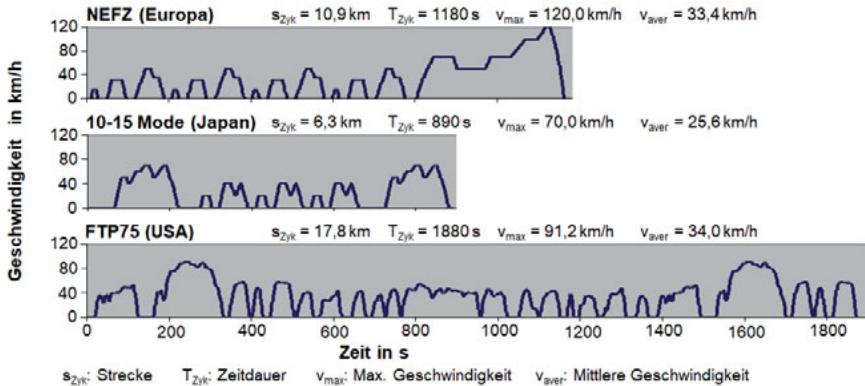


Bild 2.4: Darstellung der wichtigsten Fahrzyklen

einem Motoren- bzw. Rollenprüfstand mittels der genormten länderspezifischen Fahrzyklen die Abgasemissionen von Fahrzeugen gemessen und daraus der Kraftstoffverbrauch berechnet.

In Europa wurde der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) bis September 2018 als Referenzmodell zur objektiven Beurteilung der erzeugten Emissionen und der Bewertung des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugen eingesetzt. Auch chinesische Automobilhersteller verwenden den NEFZ zur Bewertung des Kraftstoffverbrauchs. Der Geschwindigkeitsverlauf dieses Zyklus besteht aus vier aneinander gereihten, jeweils 200 s andauernden Stadtzyklen und einer anschließenden Überlandfahrt. Die einzelnen Stadtzyklen haben jeweils Phasen mit konstanter Fahrgeschwindigkeit und zwischengeschaltete Ampelhaltephasen. Die Überlandfahrt betrachtet sowohl konstante Geschwindigkeitsbereiche auf Landstraßen als auch Autobahnfahrten mit einer Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h. Zudem wird in diesem Zyklus die Kaltstartphase durch eine Starttemperatur von 20°C berücksichtigt.

Wie der NEFZ ist auch der in Japan verwendete 10-15 Mode Fahrzyklus [NBW06] ein synthetischer Zyklus, der ein gemäßigtes Fahrverhalten abbildet. Der in den USA häufig genutzte Standard FTP75 [NBW06] für den individuellen Fahrer wurde hingegen aus einem realen

Fahrzyklus abgeleitet. Zudem werden viele weitere Fahrzyklen eingesetzt, welche die realen Alltagsbedingungen besser abbilden. Dazu gehören z. B. der Artemis-Zyklus [And04] oder die in [Ban07] eingeführte Referenzstrecke rund um Stuttgart.

Der WLTP wird seit September 2018 als nachfolgendes Messverfahren anstelle des NEFZ in Europa für Emissionen und Verbrauch bei der Zulassung von Fahrzeugen verwendet. Der Wechsel vom NEFZ hin zum WLTP wurde notwendig, um einen realitätsnahen Kraftstoffverbrauch zu ermitteln. Die wesentlichen Unterschiede der Fahrzyklen sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst:

Tabelle 2.2: Wesentliche Daten verschiedener Fahrzyklen

| | NEFZ | WLTP | 10-15 Mode | FTP75 |
|-------------------------------------|----------|----------|------------|-----------|
| Streckenlänge | 10,9 km | 23,25 km | 6,3km | 17,8 km |
| Zeitdauer T_{Zyk} | 20 min | 30 min | 15 min | 31 min |
| Maximale Geschwindigkeit v_{max} | 120 km/h | 131 km/h | 70 km/h | 91,2 km/h |
| Mittlere Geschwindigkeit v_{aver} | 34 km/h | 46 km/h | 25,6 km/h | 34 km/h |
| Standzeitanteil | 25% | 13% | 32% | 19% |

Vergleicht man die unterschiedlichen Fahrzyklen, so kann man erkennen, dass der WLTP bei der Streckenlänge, der mittleren und maximalen Geschwindigkeit sowie der Zeitdauer die höchsten Anforderungen an die Testparameter aufweist.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Einsparpotenziale verschiedener hybrider Antriebsketten anhand des NEFZ bewertet. Beliebige andere Fahrzyklen können alternativ eingesetzt werden, da die Simulationsmethodik unabhängig vom Fahrzyklus ist.

Bei Betrachtung der unterschiedlichen Betriebsmodi eines Antriebsstranges im NEFZ ergeben sich daraus vielfältige Optimierungspotenziale bei der Hybridisierung. Diese können wie folgt gegliedert werden:

Vermeidung der Leerlaufverluste

Die primäre Aufgabe des VM ist das Fahrzeug anzutreiben. Bei konventionellen Fahrzeugen läuft der VM auch im Stillstand, da es keine geeignete Komponente gibt¹, die den Wiederstart des VM komfortabel und schnell nach allen Haltephasen während der Lebensdauer des Fahrzeugs ausführen kann. Bei einem Hybridfahrzeug hingegen entfällt der Kraftstoffverbrauch in

¹ Konventionelle Fahrzeuge verfügen in diesem Kontext nicht über sogenannte Micro-Hybrid-Technik, wie beispielsweise ein auf Lebensdauer optimierter Starter und ein dazugehöriges Steuergerät mit Sensorik.

diesen Stillstandsphasen, da der elektrische Antrieb den VM schnell wiederstarten kann oder sogar direkt das Anfahren einleitet.

Zur Bewertung des Einsparpotenzials bei Vermeidung dieser Leerlaufverluste wird der NEFZ genutzt. Bei diesem Zyklus ergibt sich die gesamte Leerlauf-Zeitdauer T_L durch Summation der einzelnen Leerlaufphasen. Die im Zyklus eingesparte Kraftstoffmenge V_{Kra} kann dabei mit dessen spezifischer Dichte ρ_{Kra} gemäß

$$V_{Kra} = \frac{1}{\rho_{Kra}} \int_0^{T_L} \dot{m}_{VM} dt \quad (2.1)$$

ermittelt werden. Der darin enthaltene Kraftstoffmassenstrom im Leerlauf \dot{m}_{VM} ist abhängig von der Leerlaufdrehzahl n_L des VM und seinem Kurbelwellen-Schleppmoment $M_{S,KW}$.

Nutzung der Bremsenergie

Die für den motorischen Betrieb der EM benötigte Energie kann teilweise mittels Rekuperation durch Umwandlung der kinetischen Energie des Fahrzeugs bereitgestellt werden. Eine Referenzfahrt im NEFZ erfordert bei Fahrzeugverzögerungen eine erhebliche Bremsleistung P_{Brems} , welche die durch Fahrwiderstände resultierende Verzögerungsleistung überschreitet. Im generatorischen Betrieb der EM können diese Bremsleistungen - vermindert um den Wirkungsgrad der beteiligten Komponenten - teilweise zurückgewonnen werden. Zur Beurteilung des Rekuperationspotenzials eignet sich die relative Häufigkeit h_{Pj} des Auftretens einer bestimmten Bremsleistung P_j . Sie ist definiert durch

$$h_{Pj} = \frac{t_{Pj}}{t_B} \cdot 100 [\%] \quad (2.2)$$

Hierin wird durch t_B die gesamte Verzögerungszeit innerhalb des NEFZ ausgedrückt und t_{Pj} beschreibt die anteilige Zeit für eine angeforderte Bremsleistung im Bereich $\pm \Delta P_j$. Hierbei ist die Größe ΔP_j eine bis zwei Zehnerpotenzen kleiner als die maximale Bremsleistung. Eine weitere Kenngröße ist die Summenhäufigkeit der Bremsungen s_{Pj} . Sie wird durch die Beziehung

$$s_{Pj} = \sum_{j=1}^i h_{Pj} \quad (2.3)$$

berechnet und enthält Richtwerte über die zu installierende maximale Generatorleistung der EM. In Bild 2.5 werden beide Größen beispielhaft für die Referenzfahrt eines Mittelklassefahrzeugs mit einer Fahrzeuggmasse $m_{Fzg} = 1350$ kg im NEFZ dargestellt. Aus dem Verlauf der Kenngröße s_{Pj} wird bei diesem Beispiel deutlich, dass für eine Forderung an Bremsenergierrückgewinnung im NEFZ von ca. 90 % ein E-Antrieb mit einer generatorischen Leistung von 20 kW benötigt wird.

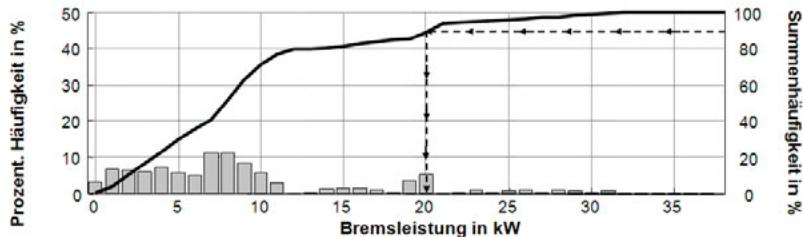


Bild 2.5: Prozentuale und Summenhäufigkeit der Bremsleistung im NEFZ

Lastpunktverschiebung des VM

Der VM befindet sich erst bei mittleren Anforderungen hinsichtlich des an der Kurbelwelle wirksamen Antriebsmomentes in einem Arbeitsbereich mit geringem spezifischem Kraftstoffverbrauch. In Bild 2.6 wird dieser Sachverhalt schematisch in der Drehzahl/Drehmomentabhängigkeit (Muschel-Diagramm) eines VM verdeutlicht. Dieses Muscheldiagramm liefert bei einem stationären Betrieb Informationen zum spezifischen Kraftstoffverbrauch eines durch Motormoment und -drehzahl definierten Arbeitspunktes des Antriebs. Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist definiert als das Verhältnis von Kraftstoffmasse pro Zeiteinheit und der abgegebenen mechanischen Leistung. Seine Einheit wird üblicherweise in g/kWh angegeben. Typische Lastprofile eines Fahrzeugs besitzen ebenso nennenswerte Anteile mit geringen Moment-Anforderungen (z. B. Betriebspunkt A in Bild 2.6). Im Betriebsmodus *Lastpunktverschiebung* werden solche niedriglastigen Betriebspunkte durch eine gezielte Erhöhung des VM-Moments um ein generatorisches Moment M_{EM} der EM in einen Bereich mit einem geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch verschoben.



Bild 2.6: VM Lastpunktanhebung

Aus Bild 2.6 wird ersichtlich, dass durch die Anforderung des zusätzlichen Moments M_{EM} der VM im Betriebspunkt B mit niedrigem spezifischem Kraftstoffverbrauch betrieben werden kann. Dieses generatorische Moment wird zur Erhöhung des Ladezustandes der Batterie genutzt und kann nachfolgend - beispielsweise im

Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* - wieder abgerufen werden.

2.1.5 Hybrid-Kategorien

Hybridantriebe lassen sich in folgende Kategorien einteilen: Micro-, Mild-, Voll- sowie Plug-in-Hybride. In den weiteren Abschnitten werden die Eigenschaften dieser Systeme vorgestellt und jeweils die realisierbaren Betriebsmodi sowie die Einsparpotenziale bei einer Referenzfahrt im NEFZ diskutiert. In Abbildung 2.7 sind für den NEFZ schematisch die Betriebsmodi der unterschiedlichen Hybrid-Kategorien dargestellt.

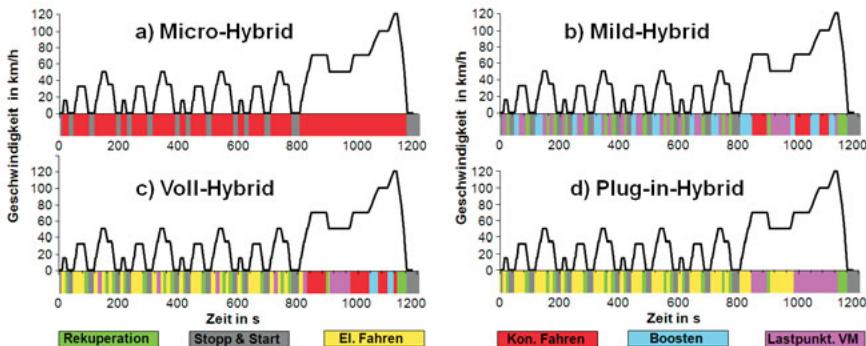


Bild 2.7: Ablauf der Betriebsmodi im NEFZ bei unterschiedlichen Hybrid-Kategorien

Micro-Hybrid

Der Micro-Hybrid weist nur geringe Modifikationen gegenüber dem Antrieb eines konventionellen Fahrzeugs auf. Fahrzeuge dieser Kategorie sind mit einem optimierten Starter ausgestattet und werden ausschließlich mit dem VM angetrieben. In manchen Publikationen wird diese Kategorie als Pseudo-Hybrid oder nicht ausgeprägte Hybridvariante bezeichnet [Sta08]. Das Potenzial hinsichtlich Verbrauchseinsparung im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeug entsteht durch die Vermeidung der verbrennungsmotorischen Leerlaufverluste im Stillstand. Eine Stopp/Start-Funktion ermöglicht den automatisierten Wiederstart des VM beim Anfahren des Fahrzeugs. Gegenüber einem konventionellen Antrieb ist die Betriebszeit des VM verkürzt, wodurch der Kraftstoffverbrauch reduziert und die Betriebsgeräusche im Stand vermieden werden. Die Anwendung dieser Hybridvariante auf den NEFZ ergibt die in Bild 2.7 a) dargestellte Lage und Dauer der beiden Betriebsmodi *Stopp/Start* und *Konventionell Fahren* mit VM. Zudem bietet diese Hybridkategorie ansatzweise die Möglichkeit des rekuperativen Bremsens. Dabei wird die herkömmliche Lichtmaschine durch eine intelligente Ansteuerung des Erregerstroms verstärkt bei Bremsphasen genutzt. Manche Fahrzeugkonzepte verwenden anstelle eines

optimierten Anlassers einen riemengetriebenen Startergenerator, der sowohl die Funktion des Generators zur Speisung der Batterie als auch den Wiederstart des VM übernimmt. Als elektrische Speicher werden in diesem Fall häufig Bleigelbatterien verwendet. Diese ermöglichen eine deutlich erhöhte Anzahl von Startvorgängen und sichern damit eine längere Lebensdauer des Systems.

Mild-Hybrid

Bei einem Mild-Hybrid besteht der Antriebsstrang aus einem VM und einer elektrischen Maschine mit einer maximalen Leistung von ca. 10 bis 15 kW pro Tonne Fahrzeuggewicht sowie einer entsprechend dimensionierten Batterie. Die EM ist in den meisten Anwendungsfällen durch einen Riementrieb mit dem VM verbunden, wodurch ein schnellerer Wiederstart des VM als bei dem zuvor beschriebenen Micro-Hybrid [ScSc08] möglich ist. Diese Art der Anbindung wird auch als P0-Hybrid bezeichnet. Erfolgt die EM-Anbindung mechanisch direkt an den VM (ohne Riemen), so wird dies P1-Hybrid genannt. Beim Bremsen und im Schubbetrieb des VM wandelt die generatorisch betriebene EM einen Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs in elektrische Energie für den Ladevorgang der Batterie um. Rein elektrisches Fahren ist bei diesen Hybridsystemen energetisch nicht sinnvoll, da der VM mitgeschleppt werden muss. Der Ablauf der Betriebsmodi für ein Mild-Hybridfahrzeug im NEFZ ist in Bild 2.7 b) dargestellt. Es ist darin zu erkennen, dass der Betriebsmodus *Boosten* vor allem beim Beschleunigen angewandt wird.

Voll-Hybrid

Der Voll-Hybrid bietet neuartige Betriebsmodi. Die installierte Maximalleistung der EM beträgt hier mindestens 20 kW pro Tonne Fahrzeuggewicht. So kann der Fahrer bei einer niederen Anforderung an das Antriebsmoment ausschließlich elektrisch und damit vollkommen emissionsfrei wie auch nahezu geräuschlos fahren. Die zeitlichen Anteile des Modus *Elektrisch Fahren* verringern die Zeittdauer des verbrennungsmotorischen Betriebs. So reduziert sich zum Beispiel bei einer Referenzfahrt gemäß dem NEFZ der CO₂-Ausstoß um ca. 20 bis 30 % verglichen zu einem baugleichen konventionellen Fahrzeug. Erst bei Geschwindigkeiten ab ca. 20 bis 60 km/h wird der VM gestartet, um damit das Fahrzeug weiter zu beschleunigen. Die Schwelle für den Wiederstart des VM ist von vielen Bedingungen abhängig, z. B. vom Ladezustand der Batterie, dem Stromverbrauch durch elektrische Zusatzgeräte oder der Temperatur des VM. Das Beschleunigungsvermögen wird durch eine ausgeprägte Boostfunktion wesentlich verbessert. Da die Batterie in der Lage ist, auch größere elektrische Leistungen aufzunehmen und wieder abzu-

geben, kann der Modus *Rekuperation* bei einem Voll-Hybrid auch bei stärkeren Bremsmanövern eingesetzt werden. Im NEFZ zeigt der Voll-Hybrid die in Bild 2.7 c) ausgeführten Betriebsmodi und deren Dauer.

Plug-in-Hybrid

Diese Hybrid-Kategorie verwendet eine sehr leistungsfähige EM und eine Batterie mit einem größeren Energieinhalt als die zuvor beschriebenen Hybrid-Kategorien. Die Bezeichnung Plug-in-Hybrid entsteht durch seine zusätzliche Option der Batterieaufladung über ein externes Stromnetz. Der elektrische Energieinhalt reicht bei rein elektrischen Fahrten für Strecken im Bereich von typischerweise 30 bis 80 Kilometern [Jel⁺¹⁴]. Die installierte Leistung der EM ermöglicht dabei für den gesamten Fahrzyklus ein rein elektrisches Fahren. Sobald eine untere Ladegrenze der Batterie erreicht wird, stellt ein sogenannter Ladungserhaltungs-Modus sicher, dass sich der Ladezustand langfristig nicht weiter verringert. Oftmals wird diese Hybrid-Kategorie auch als Range-Extender bezeichnet, da die rein elektrische Reichweite mit Hilfe des VM erhöht wird. Dabei wird der VM entweder als mechanischer Antrieb zu den Rädern oder als Generatorantrieb eingesetzt [Hof⁺⁰⁸], [Leo⁺⁰⁸], [Lei10], [Hüp⁺¹⁰]. Der Ablauf der Betriebsmodi im NEFZ bei einem Plug-in-Hybrid im Ladungserhaltungs-Modus ist in Bild 2.7 d) dargestellt.

2.1.6 Ausführungsbeispiele von Hybridantriebssträngen

In diesem Abschnitt werden einige typische Architekturen von Hybridantriebssträngen und die dazugehörigen Betriebsmodi vorgestellt. Es werden jedoch nur Antriebsstrangtopologien betrachtet, die ausgeprägte Hybridmodi wie z. B. *Elektrisch Fahren* oder *Boosten* zulassen [Hof14]. In Bild 2.8 sind die unterschiedlichen Ausführungsbeispiele von Hybridantriebssträngen dargestellt.

P0/1-Hybrid bzw. Kurbelwellenstartergeneratoranordnung

Bei dieser Ausführung ist die EM mit der Kurbelwelle des VM verbunden, um dadurch den Startvorgang und die Generatorfunktion des Fahrzeugs zu übernehmen. Der schematische Aufbau der Kurbelwellenstartergeneratoranordnung (KSG) - als P1-Hybrid Ausprägung - ist in Bild 2.8 a) dargestellt. Durch die mechanische Kopplung der beiden Antriebe werden mittels der Betriebsstrategie die Betriebsmodi *Boosten*, *Rekuperation*, *Stopp/Start* und *Lastpunktverschiebung* ermöglicht [War⁺⁰²]. Dieser Hybridantriebsstrang ist der Kategorie Mild-Hybrid zuzuordnen und wird von unterschiedlichen Herstellern serienmäßig angeboten [Bra04], [Abe⁺⁰⁷], [Vol⁺⁰⁹], [VWK10], [GuGe10].

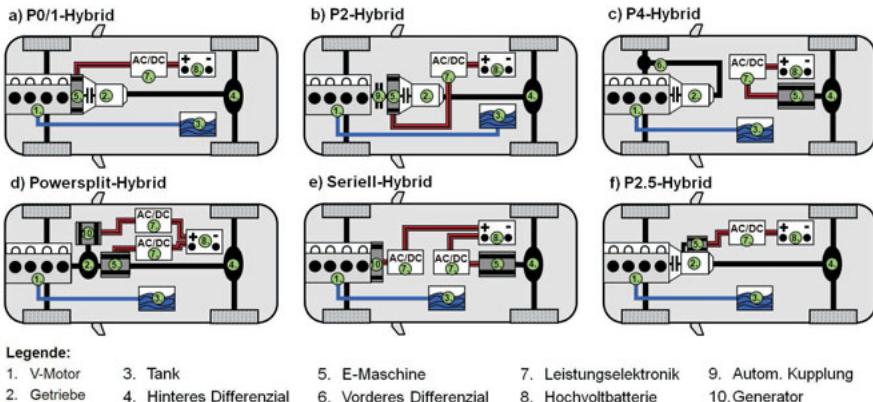


Bild 2.8: Unterschiedliche Ausführungsbeispiele von Hybridantriebssträngen

P2-Hybrid bzw. Parallel-Hybrid mit Trennkupplung

Bei einem P2-Hybrid bzw. Parallel-Hybrid mit Trennkupplung können der VM und die EM mechanisch durch ein Getriebe mit den Antriebsrädern gekoppelt werden. Die beiden Antriebssysteme können einzeln, aber auch parallel für den Fahrzeugantrieb verwendet werden. Der schematische Aufbau ist in Bild 2.8 b) dargestellt. Ein typischer Parallel-Hybrid nutzt eine automatisierte Trennkupplung, um damit auch rein elektrisches Fahren ohne VM Schleppmomente zu realisieren [Bie⁺⁰⁴], [StKi04]. Beim Parallel-Hybrid können die Betriebsmodi *Boosten*, *Elektrisch Fahren*, *Rekuperation*, *Stop/Start*, *Standladen* und *Lastpunktverschiebung* abgerufen werden. Vor allem der vom VM trennbare Elektrobetrieb, aber auch die Variabilität bei der Leistungsaddition, sind vorteilhafte Merkmale dieses Hybridkonzeptes. Allerdings wird beim Parallel-Hybrid im Vergleich zu einem konventionellen Antriebsstrang zusätzlicher Platz zwischen VM und Getriebe benötigt, welcher in der Regel zu einer Bauraumverlängerung führt [HPS08]. Ersetzt man bei einem konventionellen Automatgetriebe den Drehmomentwandler durch eine EM mit integrierter Trennkupplung, entfällt die Bauraumverlängerung [KuKi08], [Oso11], [Sch11], [DAK15]. Alternativ kann dieser Bauraum auch durch Downsizing des VM - z. B. vom Reihen-Vierzylinder auf Reihen-Dreizylinder - gewonnen werden.

P4-Hybrid bzw. Axlesplit-Hybrid

Bei dieser Ausführungsvariante gibt es keine direkte mechanische Verbindung zwischen VM und EM. Beispielsweise treibt der VM die Vorderachse und die EM die Hinterachse an. Diese

Konfiguration wird auch P4-Hybrid genannt. Der schematische Aufbau wird in Bild 2.8 c) gezeigt.

Die Momentenaddition der beiden Antriebe, z. B. im Betriebsmodus *Boosten*, erfolgt situationsabhängig über die Straße. Diese Antriebsausführung wird auch als elektrische Achse bezeichnet. Für die Realisierung des Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* wird zudem ein leistungsstarker Anlasser benötigt, da ansonsten der Wiederstart des VM nicht in allen Fahrsituationen möglich ist. Dieses Hybridkonzept lässt sich in die Kategorien Mild- bis Plug-in-Hybrid einordnen. Der Axlesplit-Hybrid hat im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeug gleicher Bauart eine gewisse Allradfunktionalität als Zusatznutzen, da beide Achsen angetrieben werden [Kam11]. Es können die Betriebsmodi *Stopp/Start*, *Boosten*, *Rekuperation*, *Elektrisch Fahren* und *Lastpunktverschiebung* abgerufen werden. Sofern ein separater Hochvolt-Generator, z. B. am VM angebunden ist, kann außerdem der Modus *Standladen* verwendet werden.

Powersplit-Hybrid

Der Powersplit-Hybrid ist eine Mischform zwischen paralleler und serieller Struktur. Dieser leistungsverzweigte Hybridantrieb ist ein typischer Vertreter der Kategorie Voll-Hybrid. Der schematische Aufbau dieser Hybridtopologie ist in Bild 2.8 d) dargestellt. Kernelement des Powersplit-Getriebes ist ein einfacher Planetenradsatz [Wan04], bei welchem der Elektromotor am Hohlrad, der VM am Planetenträger und der Generator am Sonnenrad angebunden sind. Die Energie bezieht der Elektromotor von der Batterie und von einer zweiten EM, die fast in allen Betriebszuständen als Generator fungiert. Mit dieser Kombination aus VM, Elektromotor und Generator agiert das Hybridsystem wie ein stufenlos verstellbares Getriebe. Der VM kann grundsätzlich drehzahl- und leistungsunabhängig vom übrigen Antrieb betrieben werden. Beide Antriebe müssen bei dieser Hybridstruktur sehr gut aufeinander abgestimmt sein, um in allen Situationen einen komfortablen, stufenlosen Anfahrvorgang zu ermöglichen. Dies ist Aufgabe der übergeordneten elektronischen Steuereinheit, die zudem die Ansteuerungen der Betriebsmodi *Elektrisch Fahren*, *Boosten*, *Rekuperation*, *Stopp/Start*, *Standladen* und *Lastpunktverschiebung* realisiert. Ebenfalls in die Kategorie der leistungsverzweigten Hybridantriebe gehört das Two-Mode-System [NTE06], [Wei⁺09], [Bra⁺09], welches anstelle eines einfachen Planetengetriebes ein Getriebe mit vier Übersetzungsstufen verwendet, um dadurch mehr mechanische Freiheitsgrade nutzen zu können.

Seriell-Hybrid

Charakteristisches Merkmal dieses Hybridantriebs ist die Hintereinanderschaltung von VM und

Generator. Der Generator wird stets vom VM angetrieben und versorgt entweder die als Fahrantrieb dienende EM oder die Batterie oder aber beide parallel. Der schematische Aufbau eines seriellen Hybridantriebsstrangs ist in Bild 2.8 e) dargestellt. Der in der Regel klein dimensionierte VM ist mechanisch nicht mehr mit den Antriebsrädern verbunden und kann durch eine spezielle Betriebsweise somit stets in einem verbrauchsoptimalen Betriebspunkt arbeiten. Die fehlende mechanische Anbindung erlaubt zudem eine hohe Flexibilität bei der Anordnung der Komponenten. Konzeptbedingt muss die EM die gesamte Leistung für den Antrieb und somit auch für die gewünschte Beschleunigung oder Steigfähigkeit zur Verfügung stellen. Die Leistung des VM und des Generators muss nur auf die mittlere benötigte Antriebsleistung ausgelegt sein. Allerdings kann beim Seriell-Hybrid das Schaltgetriebe entfallen, was den höheren Aufwand für einen stärkeren Generator und die größer zu dimensionierende Batterie wieder teilweise kompensiert. Die Antriebsleistung wird durch die serielle Verknüpfung der Komponenten aus zwei Energiequellen gespeist. Damit entsteht eine doppelte Energiewandlung, von mechanischer in elektrische Energie und umgekehrt. Die daraus resultierenden Verluste sind die entscheidenden Nachteile dieser Bauform. Es stehen die Betriebsmodi *Elektrisch Fahren* und *Rekuperation* zur Verfügung. Das Voltec-System von General Motors nutzt als wesentliche Antriebsform einen Seriell-Hybrid, der bei höheren Geschwindigkeiten den VM direkt mit den Rädern koppeln kann, um auf diese Weise das Fahrzeug bei längeren Fahrten anzutreiben [GrNi11].

P2.5-Hybrid bzw. Torquesplit-Hybrid

Der Torquesplit-Hybrid basiert auf einem konventionellen DKG und wird auch als P2.5-Hybrid bezeichnet. Dieses Getriebe besteht aus zwei Teilgetrieben, wobei meist die geraden Gänge im Teilgetriebe 2 mit der Kupplung 2 und die ungeraden Gänge im Teilgetriebe 1 mit der Kupplung 1 angeordnet sind. Ein Vorläufer des Torquesplit-Hybrids wurde im Jahr 2005 in Form eines Mild-Hybridkonzepts mit einem hybridisierten DKG vorgestellt [BDR05]. Die EM war dabei an das zweite Teilgetriebe mit den Gängen 2 und 4 angebunden. Rein elektrisches Fahren war bei diesem Konzept aufgrund der geringen Leistung des E-Antriebs nicht vorgesehen und der VM wurde stets durch Auslegen der Gänge im Teilgetriebe 2 und über die anschließend geschlossene Kupplung 2 gestartet.

Dieses Konzept verwendete jedoch noch nicht den sogenannten Torquesplit-Ansatz, der im Rahmen dieser Arbeit entstanden ist und nachfolgend in Abschnitt 3.2 erläutert wird [Ble15], [Ble⁺13]. Der schematische Aufbau des Torquesplit-Hybrids ist in Bild 2.8 f) dargestellt. Der Torquesplit-Hybrid ermöglicht im Vergleich zu den vorangegangenen Hybridantriebssträngen

einen effizienteren Betriebsmodus *Lastpunktverschiebung* des VM. Dieses Hybridkonzept lässt sich in die Kategorien Mild- bis Plug-in-Hybrid einordnen. Es können dabei die Betriebsmodi *Stopp/Start*, *Boosten*, *Rekuperation*, *Elektrisch Fahren*, *Standladen* und *Lastpunktverschiebung* abgerufen werden.

2.2 Simulationstools

Es ist heute Stand der Technik, dass Studien zu Fahrzeug- und Antriebskonzepten mit Hilfe von Simulationsbetrachtungen durchgeführt werden. Die Variantenvielfalt an Hybridantrieben forciert geradezu diese Entwicklung. Nur durch Simulationen sind optimale Lösungen mit vertretbarem Aufwand bei der Systembewertung, beim Konstruktionsentwurf und bei der Strukturoptimierung zu finden. Hierbei kommen kommerzielle wie selbst entwickelte Programme zum Einsatz. Es sind insbesondere leistungsfähige Tools zur Wirkungsgradabschätzung, zur Verbrauchsberechnung und zur dynamischen Antriebsstrangsimulation. Mit ihnen können bereits bei der Vorauslegung der Hybridkonfiguration eine Vielzahl von Anbindungsmöglichkeiten der EM und des VM hinsichtlich des Verbrauchs, der Emissionen, der Dynamik und weiterer Eigenschaften bewertet werden. Es werden im Folgenden sowohl wissenschaftliche Ansätze als auch kommerzielle Tools skizziert.

2.2.1 Wissenschaftliche Ansätze

Im Automotive-Bereich existieren eine Vielzahl an Veröffentlichungen, die den elektrischen [Men00], [Kat02] oder den mechanischen Antriebsstrang [Sch94] in unterschiedlichen Modellierungstiefen beschreiben. Je nach Schwerpunkt der Untersuchung werden dabei manche Antriebsstrangkomponenten mit einem detaillierten Teil-Modell abgebildet. Ein detailliertes mathematisches Modell für einen Antriebsstrang mit Automatik-Getriebe wird in [Tsc02] vorgestellt.

HVEC

Das Simulationsprogramm HVEC (Hybrid Vehicle Evaluation Code) wurde im Lawrence Livermore National Laboratory in Los Alamos auf Basis der Programmiersprache FORTRAN entwickelt. Es ermöglicht Simulationen von Fahrleistung, Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen von Hybrid- oder Elektrofahrzeugen mit Batterien oder auch Brennstoffzellen als Energiespeicher. Das Programm enthält Simulationsmodelle für VM, Schwungradspeicher, EM und elektrische Energiespeicher [AcSm95]. Wegen der unbefriedigenden Benutzeroberfläche wurde dieses

Simulationsprogramm nicht weiterentwickelt. Eine Anpassung der Modelle auf unterschiedliche Getriebearchitekturen ist nur mit hohem zeitlichen Aufwand möglich.

FASIMA

Das am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart entwickelte Triebstrangsimulationsprogramm FASIMA erlaubt auch die Simulation von Hybridantrieben. Das modular aufgebaute Tool nutzt einen Fahrerregler, der einem Sollgeschwindigkeitsprofil folgt. Um realitätsnahe Simulationsergebnisse zu erhalten, wird ein komponentenbasiertes Triebstrangmodell mit dazugehöriger Steuerungslogik eingesetzt. Eine grafische Benutzeroberfläche ermöglicht dabei die Auswahl der Triebstrangkomponenten [FKL98]. Der Programmkernel ist objektorientiert ausgeführt, wodurch unterschiedliche Varianten betrachtet werden können [SFL95]. Als Option kann mittels eines Aufzeichnungssystems eine beliebige Fahrtstrecke dreidimensional dargestellt werden, die danach als Sollwertvorgabe für die Fahrsimulation verwendet werden kann [FKL98]. Im Vergleich zu den zuvor genannten Simulationsprogrammen ist die Anpassung auf neue Getriebearchitekturen zeitaufwändiger.

2.2.2 Kommerzielle Simulationstools

Unterschiedliche kommerzielle Simulationstools können für die Antriebsstrang-Auslegung und Verbrauchssimulationen genutzt werden. Die im Folgenden dargestellten Simulationstools sind in den Entwicklungsabteilungen von Zuliefer- und Dienstleistungsunternehmen der Automobilindustrie und in Hochschulen für vielfältige Aufgabenstellungen der Systemauslegung im Einsatz.

AVL CRUISE

Die Entwicklungsumgebung AVL CRUISE der AVL List GmbH berücksichtigt die Anforderungen im Gesamtentwicklungsprozess. Durch die hohe Flexibilität hinsichtlich Architektur und Komponentenvariation ist AVL CRUISE bereits am Projektanfang eine gute Wahl. Integrierte Methodikmodule wie DoE (Design of Experiments) unterstützen die Optimierung hinsichtlich der geforderten Ziele während des Entwicklungsprozesses [Pel⁺07]. Das Tool ermöglicht es, unterschiedliche Konzepte hinsichtlich der Erfüllung von Zielwerten bei Fahrleistung, Emissionen, Kraftstoff- und Energieverbrauch zu bewerten [Has01]. Die Simulationsergebnisse können als Grafik oder auch in Tabellenform dargestellt werden. Neue Getriebekonzepte, die nicht mit den bestehenden Modellbibliotheken abbildbar sind, können nur mit einem sehr hohen zeitlichen Aufwand erstellt werden.

DYNA4

Das Simulationstool DYNA4 der Tesis Dynaware GmbH wurde speziell auf Fahrzeugsimulation in Echtzeit optimiert. Es können dabei sowohl längs- wie auch querdynamische Untersuchungen durchgeführt werden, die über einen Fahrerregler stimuliert werden. Als Ausgabeoberfläche steht unter anderem auch eine virtuelle Teststrecke mit längs- und querdynamischen Trajektorien zur Verfügung. DYNA4 wurde speziell für die Zusammenarbeit von unterschiedlichen Fachbereichen optimiert, bei der eine nachvollziehbare Daten- und Modellverwaltung inklusive Modelländerung und Versionsverwaltung integriert ist [Fis⁺¹¹]. DYNA4 wurde zum Teil in Kooperation mit BMW entwickelt, um das Gesamtfahrzeug und die Variantenvielfalt für den Flottenverbrauch zu simulieren [GMW09]. Es bietet eine bedarfsorientierte Modellbibliothek sowie eine flexible prozessorientierte Toolumgebung. Das Tool ermöglicht z. B. virtuelle Fahrtests in einer Software-, Modell- oder Hardware-in-the-Loop-Umgebung. Der Schwerpunkt von DYNA4 liegt auf der Gesamtfahrzeugebene mit bestehenden Architekturen; daher lässt sich eine detaillierte Getriebemodellierung mit neuen Getriebearchitekturen nur schwer umsetzen.

LMS Imagine Lab AMESIM

LMS bietet mit dem kommerziellen Simulationstool Imagine Lab AMESIM die Möglichkeit, unterschiedliche Antriebsstränge anhand von vorgegebenen Modellbibliotheken zu simulieren. Die Detaillierung der Simulationsmodelle ermöglicht eine Bewertung des Systemverhaltens im sehr niederfrequenten Bereich bis ca. 40 Hz. Als Grundlage für die Modellierung wird das eigenentwickelte AMESIM als Programmoberfläche eingesetzt, die hinsichtlich Bedienbarkeit vergleichbar mit dem Tool von Matlab/Simulink ist. Das Simulationstool ermöglicht eine offline Testvalidierung von Hardware-in-the-Loop (HiL) oder Software-in-the-Loop (SiL) Umgebungen [Col93].

SIMPLEV

Das Tool SIMPLEV (Simple Electric Vehicle Simulation Program) wurde durch das Idaho National Engineering Laboratory entwickelt. Es ist ein kommerzielles Programm, mit dem man Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen und weitere beschreibende Parameter von Elektro- und Hybridfahrzeugen simulieren kann [Col93].

VeLoDyn

Das Tool VeLoDyn (Vehicle Longitudinal Dynamics Simulation) der IAV GmbH bietet auf Basis von Matlab/Simulink eine komponentenorientierte Simulation für den Fahrzeugantriebsstrang. Die Software bietet eine Modellbibliothek mit einer Vielzahl von Antriebsstrangkomponenten

wie Motor, Kupplung, Getriebe und Fahrzeug und nutzt zudem eine Datenbankanbindung, die Modellparameter, eine Versionsverwaltung sowie Beschreibungs- und Hilfsdateien enthält [MaGe09], [Lin⁺09]. Der Schwerpunkt des Tools liegt auf der Untersuchung von Fahrbarkeitsaspekten bei unterschiedlichen dynamischen Zustandsübergängen.

Die zuvor beschriebenen kommerziellen Simulationsprogramme ermöglichen die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs eines Antriebskonzepts und bieten oftmals Aussagen über die erzielbare Längsdynamik. Diese Programme können jedoch nicht auf einfache Weise und zeitnah in der erforderlichen Modellierungstiefe an die Architektur des Hybrid-DKG angepasst werden. Für die Untersuchung von speziellen Fahrsituationen - wie dem Wiederstart des VM - und einer damit verbundenen Optimierung der Ansteuerung können die aufgeführten Programme nicht eingesetzt werden. Zudem ist eine Bewertung der Batteriealterung mittels dieser Programme nicht möglich. Aus diesem Grund wurde das in Kapitel 5.1 beschriebene vereinfachte quasistationäre Verbrauchsberechnungsprogramm entwickelt, das auch eine qualitative Bewertungsmethode der Batteriealterung ermöglicht.

2.3 Betriebsstrategie

Die Simulation eines Fahrzyklus für eine zu untersuchende Hybridkonfiguration benötigt eine Betriebsstrategie, die beispielsweise die Verteilung des angeforderten Antriebsmoments auf die EM und den VM sowie die Gangwahl des Getriebes festlegt.

In der Literatur sind unterschiedliche Ansätze für Betriebsstrategien von Hybridfahrzeugen zu finden, die in Online- und Offline-Verfahren unterteilt werden können. In [Kle03] werden am Beispiel des Autarken Hybrids der TU München unterschiedliche Online- und Offline Verfahren getestet. Die Online-Verfahren erzielen vor allem mit einer gekoppelten Prädiktion der zukünftigen Fahrtroute höhere Verbrauchseinsparungen, da damit für die anstehenden Entscheidungen der Betriebsstrategie ein größerer Informationsgehalt genutzt werden kann.

Die Offline-Verfahren werden vorwiegend für die Analyse und die Auslegung von Hybridfahrzeugen verwendet [Sam08], kommen aber auch häufig als rechenzeitschonende Methode bei Hybridfahrzeugen zum Einsatz. Der Stand der Technik für Betriebsstrategien nach diesen beiden unterschiedlichen Ansätzen wird im Folgenden skizziert.

Online-Betriebsstrategien

Für konventionelle Antriebsstränge wurden in [Büc08] unterschiedliche Energiemanagement-Strategien beispielhaft bewertet. Die Reduzierung auf die relevanten Einflussgrößen ermöglicht es, eine Priorisierung der Momentenaufteilung durchzuführen [Jör08], [Fis⁺17]. Prädiktive Betriebsstrategien gewinnen bei Hybridfahrzeugen immer mehr an Bedeutung, da die verbrauchsoptimale Regelung und Steuerung des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung von Umgebungs- und Vorausschauinformationen weitere Potenziale bei der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs erschließen [Töp⁺08], [Sti08], [Sit14]. Eine echtzeitfähige, prädiktive Betriebsstrategie für einen Parallel-Hybrid ist unter Berücksichtigung des verbrauchsoptimalen Energiemanagements in [Bec⁺05] beschrieben. Für ein Two-Mode-Hybrid-System wird eine heuristische Betriebsstrategie mit Online-Optimierung in [Gru10] dargestellt. Es werden vermehrt auch Informationen der Fahrstrecke aus dem Navigationssystem für die Optimierung der Betriebsstrategie eingesetzt [Rab⁺11], [Töp⁺10].

Offline-Betriebsstrategien

Oftmals sind die online-fähigen Betriebsstrategien sehr rechenintensiv und auch schwierig zu kalibrieren. Für das Two-Mode-Hybrid-System wurde daher in [Chr⁺10] ganz bewusst eine Offline-Betriebsstrategie auf Basis der Verlustleistungen aller Komponenten gewählt. Anhand der Linie des geringsten Kraftstoffverbauchs eines VM wird beispielhaft eine Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge in [Bie08] vorgestellt. Mittels der Auswertung von Messdaten einer Fahrzeugflotte kann die Betriebsstrategie verbrauchsoptimiert beeinflusst werden [Rin⁺18].

Generell kann man feststellen, dass eine Offline-Betriebsstrategie die Ermittlung der Verbrauchsvorteile mit geringer Rechenzeit ermöglicht. Weitere Potenziale können durch Online-Verfahren erschlossen werden, wobei der Aufwand für die Online-Fähigkeit sehr hoch ist. In dieser Arbeit wird in Kapitel 4 eine Offline-Betriebsstrategie für ein Torquesplit-Hybrid-DKG vorgestellt. Diese Offline-Strategie nutzt dabei als weiteren Freiheitsgrad für die Optimierung auch die freie Gangwahl für die EM. Die in Kapitel 5.1 dargestellten Verbrauchssimulationen verwenden diese Betriebsstrategie, um damit die Kraftstoff-Einsparungen erzielen zu können.

3 Hybrid-Demonstratorfahrzeug

Ein hybrider Antriebsstrang steigert die Komplexität im Vergleich zu einem konventionellen System beträchtlich. Um kundenspezifisch geeignete Hybrid-Lösungen anzubieten, ist ein gut abgestimmtes Zusammenspiel der beteiligten hybriden Komponenten notwendig. In einem Kooperationsprojekt entwickelten GETRAG und die Robert Bosch GmbH Antriebsstrang-Lösungen für Hybridfahrzeuge. Ziel dieser Zusammenarbeit war die Entwicklung und Realisierung von Hybrid-Doppelkupplungssystemen und hybriden Achsen bei Nutzung eines gemeinsamen Baukastensystems. Die Zusammenarbeit ermöglicht ein hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Bauraum optimiertes Systemverhalten von EM, VM, Getriebe und Bremsystem.

Um für unterschiedliche Kunden aus der Automobilbranche die bevorzugten Hybridisierungslösungen erfahrbar zu machen, wurden mehrere baugleiche Demonstratorfahrzeuge aufgebaut, die sowohl ein Hybrid-DKG für die Vorderachse als auch eine elektrisch angetriebene Hinterachse nutzen [Bla⁺09], [BlBl09]. Im Nachfolgenden werden das Basisfahrzeug, die Umbauten zur Integration der Hybridkomponenten und insbesondere die eingebauten hybridspezifischen Komponenten näher beschrieben.

3.1 Basisfahrzeug

Als Basisfahrzeug für die Hybridisierung wurde ein Mini Clubman Cooper S mit einem Sechsgang-Automatgetriebe eingesetzt. Die wesentlichen Fahrzeugdaten sind hier zusammengefasst:

- Leergewicht: 1305 kg
- Beschleunigung 0 - 100 km/h: 7,8 s
- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 9,8 / 5,4 / 7,0 Liter pro 100 km (NEFZ)

Das Fahrzeug mit Automatgetriebe hatte Vorteile beim Änderungsaufwand, da die Kommunikation mit den verschiedenen internen Steuergeräten des Basisfahrzeugs bereits darauf ausgelegt war. Als verbrennungsmotorischen Antrieb nutzt der Mini Clubman Cooper S einen Reihen-Vierzylindermotor mit Turboaufladung und Benzin-Direkteinspritzung [Kes⁰⁷]. Die Einzelheiten zum VM, zur Batterie, zum Steuergeräte-Verbund sowie zu den Umbaumaßnahmen vom Serienstand des Fahrzeugs zum Demonstratorfahrzeug sind im Anhang A beschrieben.

In den anschließenden Abschnitten werden die wesentlichen Komponenten des Antriebsstrangs betrachtet.

3.2 Hybrid-DKG

Eine zentrale Komponente des Demonstratorfahrzeugs ist das Hybrid-DKG 6HDT250 von GETRAG. Es ist die hybridisierte Variante des konventionellen DKG 6DCT250 [Bün08], [Bün09]. Es werden zunächst die Funktionen und Eigenschaften eines konventionellen DKG betrachtet; danach wird auf die spezifische Hybriderweiterung eingegangen.

3.2.1 Funktionen und Eigenschaften

Konventionelle DKG besitzen im Vergleich zu einem Wandlerautomaten einen sehr hohen mechanischen Wirkungsgrad über einen großen Arbeitsbereich. In Verbindung mit einer effizienten Gangwahlstrategie führt dies zu einem geringen Kraftstoffverbrauch. Die Funktionen eines DKG mit Hybriderweiterung werden anhand des Bilds 3.1 erläutert. Die Radsätze der Übersetzungs-

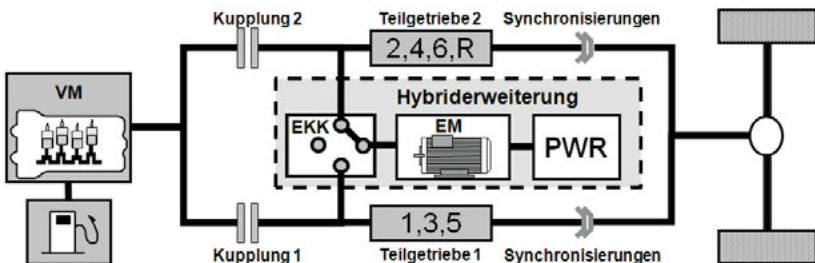


Bild 3.1: Schematische Darstellung des DKG mit Hybriderweiterung

stufen des Getriebes sind in zwei parallelen Teilgetrieben angeordnet, die jeweils eine eigene Kupplung besitzen. Die ungeraden Gänge sind im Teilgetriebe 1, die geraden Gänge und der Rückwärtsgang im Teilgetriebe 2 zusammengefasst. Die Drehmomente der beiden Teilgetriebe werden am Getriebeausgang addiert. Die parallele Anordnung ermöglicht vor einer Schaltung in das andere Teilgetriebe dort eine Vorwahl des Zielgangs. Durch das gleichzeitige Öffnen bzw. Schließen der beiden Kupplungen erfolgt dieser Schaltvorgang ohne Zugkraftunterbrechung. Ein Schaltvorgang zwischen zwei Gängen in unterschiedlichen Teilgetrieben wird als direkte Schaltung bezeichnet. Eine indirekte Schaltung hingegen ist ein Wechsel zwischen Gängen des gleichen Teilgetriebes. Dabei erfolgt in der Regel ein Gangwechsel vom aktuellen Gang in einen

Stützgang des anderen Teilgetriebes; danach wird eine zweite direkte Schaltung vom Stützgang auf den Zielgang ausgeführt. Durch die zeitliche und funktionale Abstimmung dieses Schaltvorganges ist für den Fahrer ein Unterschied zwischen direkter und indirekter Schaltung nicht zu bemerken. Vor einem Gangwechsel ist im passiven Teilgetriebe in der Regel kein Gang eingelegt, d. h. die Kupplung ist offen und sämtliche Synchronisierungen des passiven Teilgetriebes befinden sich in einer Neutral-Position. Bei einem Gangwechsel wird der Zielgang über eine mechanische Synchronisierung formschlüssig mittels einer Schaltmuffe eingelegt. Der Schaltaktuator bewegt dabei die Schaltgabel des aktiven Ganges und der Synchronpunkt des Zielganges wird angefahren. Nach Erreichen dieser Position wird mittels des Synchronrings der eigentliche Drehzahlangleich der Teilgetriebewelle realisiert. Aufgrund der geometrischen Ausprägung des Synchronrings wird durch den Aktuator eine Schaltkraft aufgebracht, die zu einem Synchronisierungsmoment führt. Sobald damit die Drehzahlendifferenz abgebaut ist, kann die Schaltmuffe in der sogenannten Freiflugphase an den Endanschlag bewegt und damit der Zielgang formschlüssig eingelegt werden.

Abhängig von der Getriebetopologie werden für die Schaltungs- und Kupplungsaktuatorik hydraulische oder elektromotorische Systeme verwendet. Aufgrund der Anforderungen an die funktionale Sicherheit des Antriebsstranges werden Doppelkupplungen stets so realisiert, dass diese im Ruhezustand geöffnet sind. Die thermische Belastung der Kupplungen wird wesentlich von den geforderten Antriebsmomenten geprägt. Daher werden bei Antriebssträngen im mittleren bis hohen Drehmomentbereich nasse Kupplungssysteme eingesetzt. Hierbei wird als Energieträger Getriebeöl verwendet, das zwischen die Kupplungsbeläge gepresst wird. Es übernimmt die z. B. beim Anfahren oder Schalten durch Reibeffekte auftretende Energie und führt sie dem Kühlsystem des Getriebes zu. Bei Antriebssträngen mit geringen Drehmomenten werden trockene Kupplungen eingesetzt, die Vorteile hinsichtlich des auftretenden Schleppmomentes besitzen [Kim⁺¹⁰].

Das konventionelle DKG 6DCT250 wird über zwei elektromotorische Schaltwalzensysteme und mechanische Reibkegelsynchronisierungen geschaltet [FBD10]. Als Doppelkupplung kommt eine elektromotorisch betätigte Variante mit trockenen Reibbelägen [Fro07], [Wag⁺⁰⁹], [Wag⁺⁰⁶] zum Einsatz. Die Kupplungsaktuatorik wird mittels eines bürstenlosen Gleichstrommotors betrieben, wobei dieser die Position der Kupplung variiert, sodass das geforderte Kupplungsmoment übertragen werden kann [Fen⁺⁰²]. Das maximale Getriebeeingangsdrehmoment beträgt 250 Nm. Durch die bedarfsgerechte Schaltungs- und Kupplungsaktuatorik bildet

das konventionelle Getriebe 6DCT250 daher eine vorteilhafte Basis für eine Hybridisierung.

Aus dem konventionellen DKG wird mittels der Hybriderweiterung das Hybrid-DKG. Der Aufbau des Torquesplit-Hybridgetriebes 6HDT250 ist in Bild 3.2 dargestellt. Die Hybriderweiterung besteht aus der EM, der elektromagnetischen Klauenkupplung (EKK) und dem PWR; diese Anordnung wird als Torquesplit-Hybrid bezeichnet. Die EM kann mittels der EKK formschlüssig an die Eingangswelle des Teilgetriebes 1 bzw. 2 angebunden oder mittels einer Neutral-Stellung abgekoppelt werden. Die EKK verwendet eine verschiebbare Muffe mit integrierten Permanentmagneten; dadurch kann jede Endposition der Kupplung ohne Hilfsenergie gehalten werden.

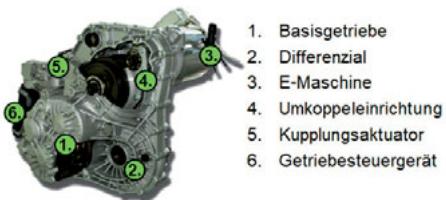


Bild 3.2: Torquesplit-Hybridgetriebe

Im Gegensatz zum gängigen Parallel-Hybrid mit Trennkupplung (P2-Hybrid), bei dem das Summenmoment der beiden Antriebe stets vor dem Getriebe addiert wird, kann bei Einsatz eines Torquesplit-Hybrids der VM und die EM an beide Teilgetriebe angebunden werden. Die Drehmomente von VM und EM werden dadurch

über unterschiedliche Getriebepfade geleitet und erst auf der Abtriebswelle summiert. In dieser Hybridkategorie wird somit eine Aufteilung des Gesamtmoments über das gleiche als auch über unterschiedliche Teilgetriebe ermöglicht [BBK08], wodurch die konstruktiven Freiheitsgrade konsequent genutzt werden können. In Bild 3.3 sind die unterschiedlichen Konfigurationsmöglichkeiten des Torquesplit-Hybrids dargestellt, die Summationspunkte der Momente werden darin blau markiert. In Konfiguration a) entsteht das Summenmoment der beiden An-

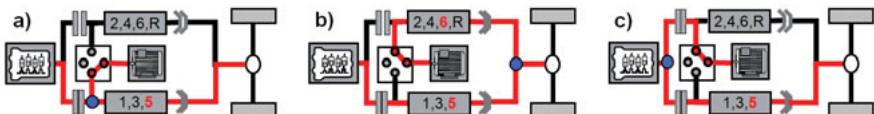


Bild 3.3: Unterschiedliche Möglichkeiten der Momentensummarion des Torquesplit-Hybrids

triebe im gleichen Teilgetriebe. Dagegen werden in Konfiguration b) die Momente der beiden Antriebe an der Abtriebswelle und in Konfiguration c) die Momente am Getriebeingang addiert. Besonders dynamisch kann der VM dank des Torquesplit-Effekts aus elektrischer Fahrt

wieder gestartet werden. Zum Beispiel wird die im zweiten Gang mit den Rädern gekoppelte EM genutzt, um den Wiederstart im passiven Teilgetriebe mit dem größtmöglichen Gang 5 einzuleiten [BlSt11]. Dadurch kann entweder eine höhere Startdynamik erreicht oder der Momentenvorhalt der EM reduziert werden.

3.2.2 Elektrische Komponenten

Im Hybrid-DKG wird eine angeflanschte PSM mit einem maximalen Drehmoment von 108 Nm eingesetzt. Die EM deckt dabei einen Drehzahlbereich zwischen 0 - 18.000 min⁻¹ ab. Die hochdrehende EM ist in Bild 3.4 dargestellt. Ihre thermische Verlustenergie wird über den wassergekühlten Statormantel abgeführt. Da die Temperaturbereiche der Betriebspunkte von EM und VM des betrachteten Hybridsystems übereinstimmen, können beide Antriebe in ein gemeinsames Kühlungssystem eingebunden werden. Die PSM wird von einem dreiphasigen PWR betrieben, der als Leistungshalbleiter IGBT-Module nutzt.



Bild 3.4: PSM des Hybridgetriebes

Der maximale dauerhaft zulässige Phasenstrom des Wechselrichters beträgt 300 A. Seine Kühlung wird über einen separaten Niedertemperaturkreislauf sichergestellt, der eine maximale Eingangstemperatur von 70° C aufweist. Über einen CAN-Kommunikationsbus kann eine

Momenten-, Drehzahl- oder Spannungsregelung der EM konfiguriert werden. Bei sicherheitskritischen Situationen oder im Fehlerfall, kann die EM auch in einen aktiven Kurzschlussbetrieb geschaltet werden.

Bei konventionellen Fahrzeugen wird das erforderliche 12 V Bordnetz durch die Lichtmaschine gespeist, die über eine Riemenübersetzung vom VM angetrieben wird. In ausgeprägten Hybridelektrofahrzeugen wird diese Funktion von einem DC/DC-Wandler übernommen. Im Demonstratorfahrzeug wird dieser Wandler mit der Ausgangsspannung von 12 V im Gehäuse des PWR untergebracht, womit ein gemeinsamer Wasserkühlkörper genutzt werden kann.

3.3 Elektrisch angetriebene Hinterachse

Im Demonstratorfahrzeug ist als weitere Hybridlösung eine elektrisch angetriebene Hinterachse verbaut. Bei ausreichendem Ladezustand der Batterie kann durch diese zusätzlich angetriebene Achse die Fahrzeugtraktion verbessert werden.



Bild 3.5: Elektrisch angetriebene Hinterachse

1. E-Maschine
2. Elektromagnetische Klauenkupplung (EKK)
3. Radsatz Stufe 1
4. Radsatz Stufe 2
5. Differential

Die elektrische Achse ist in koaxialer Bauform aufgebaut. Ein Planetenrad-differenzial und zwei Planetenradstufungen mit einer Gesamtübersetzung von $\dot{u}_{eDT} = 8,6$ ermöglichen eine maximale Fahrzeuggeschwindigkeit von 170 km/h bei der maximalen Drehzahl der EM. Der Aufbau der elektrischen Achse wird in Bild 3.5 dargestellt. Der elektrische Antriebsstrang kann über eine elektromagnetische Klauenkupplung (EKK) von den beiden Untersetzungsstufen des Planetenradsatzes abgekoppelt werden. Dieser zusätzliche mechanische Freiheitsgrad ermöglicht eine Reduktion der Trägheitsmomente bei Sicherheitsbremsungen und verringert die Schleppmomente. Weiterhin wird dadurch eine Überschreitung der Maximaldrehzahl der EM vermieden. Der Drehzahlbereich dieser EM variiert zwischen 0 - 12.500 min⁻¹ bei einem maximalen Drehmoment von 180 Nm.

Eine elektrische Ölpumpe dient zur Schmierung der Planetenradstufen und gleichzeitig für die Kühlung von Stator und Rotor der PSM. Zur Verbesserung des Wärmeaustausches wird der Kühlkreislauf dieser elektrischen Achse mittels einer Ölpumpe über einen Kühler an die Fahrzeug-Frontschürze geführt. Der PWR der elektrischen Achse ist baugleich mit der in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Einheit.

3.4 Antriebsstrang-Konfigurationen des Fahrzeugs

Ausgehend von den vielen mechanischen Freiheitsgraden des Torquesplit-Hybrid-DKG können zahlreiche Hybrid-Konfigurationen dargestellt werden. Das betrachtete Getriebe kann als konventionelles Getriebe betrieben werden, indem man die EKK in der Neutral-Position hält. Auch der fahrdynamische Einfluss der elektrisch angetriebenen Hinterachse, kann durch die Abkopplung der EM in dieser Antriebseinheit minimiert werden.

Der systemtechnische und konstruktive Aufbau des Hybrid-DKG ermöglicht die Analyse und Bewertung der folgenden unterschiedlichen Antriebsstrang-Konfigurationen mit einer E-Maschine [BBR08]:

- D1: Rein konventioneller Antriebsstrang mit DKG
- D2: Rein konventioneller Antriebsstrang mit DKG und Stopp/Start-Funktionalität
- H1: Hybrider Betrieb mit konventionellem DKG und elektrisch angetriebener Hinterachse
- H2: Hybrider Betrieb mit Torquesplit-Hybrid-DKG und festangebundener EM an Teilgetriebe 1
- H3: Hybrider Betrieb mit Torquesplit-Hybrid-DKG und festangebundener EM an Teilgetriebe 2
- H4: Hybrider Betrieb mit Torquesplit-Hybrid-DKG und umkoppelbarer EM.
Damit wird eine Anbindung an beide Teilgetriebe ermöglicht.

Die unterschiedlichen Antriebsstrang-Konfigurationen werden über Softwarebefehle frei geschaltet; dadurch kann bei Versuchsfahrten mit dem Demonstratorfahrzeug die große Bandbreite an Hybridisierungsvarianten dargestellt werden.

Für das in Kapitel 5.1 vorgestellte inverse Verbrauchsberechnungsprogramm wird als weitere Referenz für die Verbrauchsberechnung noch ein Antriebsstrang mit einem Handschaltgetriebe betrachtet. Dazu wird in der Simulation das serienmäßig verbaute Sechsgang-Handschatlgetriebe von GETRAG ohne und mit Stopp/Start-Funktionalität genutzt. Diese beiden Konfigurationen werden wie folgt bezeichnet:

- M1: Konventionelles Handschaltgetriebe
- M2: Konventionelles Handschaltgetriebe mit Stopp/Start-Funktionalität

4 Betriebsstrategie

Bei einem konventionellen Antriebssystem hat der Fahrer anhand des Gas- bzw. Bremspedals einen direkten Zugriff auf das jeweilige Aggregat [Kle03]. Bei einem ausgeprägten Hybridsystem hingegen kann die Fahrerwunschanforderung mittels unterschiedlicher Aggregate umgesetzt werden; die EM und auch der VM alleine können das Fahrzeug antreiben und zudem kann das angeforderte Antriebs- bzw. Bremsmoment innerhalb der Betriebsgrenzen beliebig auf diese beiden Hybridkomponenten aufgeteilt werden. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Fahrerwunsch und Betriebsverhalten der beiden Antriebe ist somit bei einem Hybridfahrzeug nicht mehr gegeben. Daher wird eine geeignete Betriebsstrategie erforderlich, die eine situationsgerechte Interpretation des Fahrerwunsches hinsichtlich des Einsatzes der EM und des VM ermöglicht [Fri03]. In Bild 4.1 wird die Einbindung der Betriebsstrategie zwischen Fahrerwunsch und Hybridantrieb verdeutlicht.

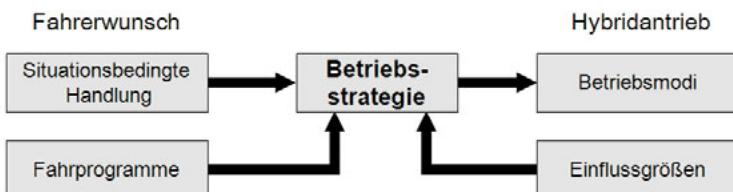


Bild 4.1: Schematische Darstellung der Schnittstellen der Betriebsstrategie

Der Fahrerwunsch wird primär durch situationsbedingte Handlungen wie Gasbetätigung und Bremseingriffe bestimmt. Zudem hat der Fahrer auch mittelfristige Zielsetzungen, die sich durch die Auswahl eines Fahrprogramms für ökonomisches bis hin zu sportlichem Fahren erfüllen lassen. Mittels dieser Informationen wird von der Betriebsstrategie eine Entscheidung zwischen den realisierbaren Betriebsmodi der Hybridantriebe getroffen; es sind jedoch Einflüsse durch die aktuellen Systemgrößen zu berücksichtigen [Bac05], [Ble12]. Innerhalb der Betriebsmodi können durch die Strategie weitere Freiheitsgrade des Hybridsystems genutzt werden, die sich durch eine optimierte Gangwahl und die effiziente Teilung des geforderten Moments auf den VM und die EM ergeben. Der für die Betriebsstrategie erforderliche Austausch von Daten, ihre Analyse und die daraus resultierenden Aktivitäten werden im Hybridmanager durchgeführt.

Im Folgenden werden zunächst Beispiele für Fahrprogramme und verschiedene Realisierungsvarianten des Fahrerwunsches vorgestellt. Danach werden die Kriterien einer effizienten Momen-

tenaufteilung und die Gangwahlstrategie beleuchtet. Abschließend wird der funktionale Ablauf der Betriebsstrategie beschrieben.

4.1 Fahrprogramme

Vor allem die Hersteller von konventionellen Fahrzeugen mit Automatikgetrieben oder automatisierten Schaltgetrieben bieten dem Fahrer unterschiedliche Fahrprogramme an, um damit die große Bandbreite der individuellen Erwartungshaltung zu befriedigen. Die damit verbundene Charakteristik dieser Fahrprogramme kann bei Einsatz eines Hybridantriebs noch stärker ausgeprägt werden. Es werden im Folgenden exemplarisch die Programme Eco-Modus, Normal-Modus und Sport-Modus vorgestellt.

Eco-Modus

Bei diesem Fahrprogramm hat ein minimaler Kraftstoffverbrauch oberste Priorität. Um dieses Ziel zu erfüllen, werden Fahrszenarien mit geringer Leistungsanforderung im Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* abgedeckt, sofern dies der Ladenzustand der Batterie erlaubt. Zudem ist eine möglichst effiziente Nutzung des VM bei zeitweiliger Deaktivierung notwendig. Einhergehend mit diesen Anforderungen reduziert sich dabei die vorgehaltene Leistungsreserve. Die Gangwahl wird unter dem Gesichtspunkt des niedrigsten Kraftstoffverbrauchs bzw. besten Wirkungsgrads gewählt. Die Schaltungen werden mit sehr geringer Dynamik und sehr hohem Komfort ausgeführt.

Normal-Modus

Dieses Fahrprogramm hat einen hohen Fahrkomfort als Zielsetzung. Dies kann mit einem stark gedämpften Antriebsstrang erreicht werden, sodass die durch Eigenfrequenzen verursachten Vibrations- oder Brummgeräusche nur sehr kleine Amplituden aufweisen. Zudem müssen Schaltvorgänge und Betriebszustandsübergänge stetig verlaufen. Im Idealfall sollte dabei der Fahrer einen Schaltvorgang ruckfrei erleben und nur an der Anzeige des Drehzahlmessers wahrnehmen.

Sport-Modus

Im Fahrprogramm Sport-Modus steht ein dynamisches Ansprechverhalten der beiden Antriebe im Vordergrund, womit eine möglichst hohe Längsbeschleunigung realisierbar wird. Das Programm mobilisiert bei Bedarf die vollständige Leistungsreserve des Antriebsstranges. In diesem Fahrprogramm erfolgt in der Regel die Bewertung der Fahrzeugcharakteristik durch die

Beschleunigungszeit von 0-100 km/h, anhand der Elastizitätsmessungen während eines Zwischenfalls von 80-120 km/h in unterschiedlichen Gängen oder auch durch die Rundenzeiten auf ausgewählten Rennstrecken. Die Dauerhaltbarkeit, der Fahrkomfort und insbesondere der Kraftstoffverbrauch spielen hierbei nur eine untergeordnete Rolle. Die Gangwahl erfolgt unter dem Kriterium eines dynamischen Fahrverhaltens. Die Schaltungen sollen vom Fahrer durch einen schnellen Drehzahlangleich oder einen Ruck aktiv erlebt werden.

4.2 Realisierungsvarianten des Fahrerwunsches

Ausgeprägte Hybridantriebe verfügen über eine Vielzahl an Betriebsmodi, wie *Elektrisch Fahren*, *Rekuperation*, *Boosten*, *Lastpunktverschiebung des VM* oder *Konventionell Fahren*. Da es zudem noch Freiheitsgrade in der Gangwahl und Momentenaufteilung für beide Antriebskomponenten gibt, kann das vom Fahrer gewünschte Antriebsverhalten in verschiedener Weise umgesetzt werden. In zwei Ausführungsarten eines Hybridsystems werden diese Realisierungen des Fahrerwunsches verdeutlicht, wobei eventuelle Einschränkungen durch den Ladezustand der Batterie unberücksichtigt bleiben.

In Bild 4.2 a) ist bei einem Hybridsystem mit konventionellem DKG und elektrisch angetriebener Hinterachse (Antriebsstrang-Konfiguration H1) das mögliche Summenmoment der beiden Antriebsachsen bei unterschiedlichen Betriebsmodi über der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt.

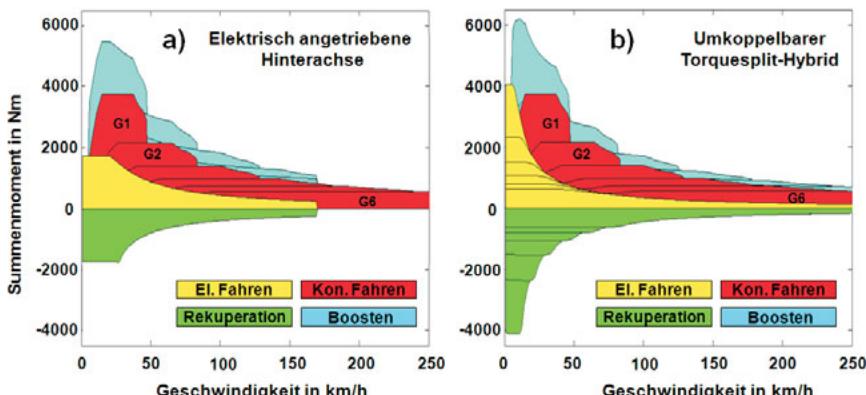


Bild 4.2: Momentenbereich von elektrisch angetriebener Hinterachse und Torquesplit-Hybrid

Bei geringen Verzögerungsleistungen wird im Betriebsmodus *Rekuperation* das angeforderte Bremsmoment allein durch die EM realisiert. Sofern die benötigte Verzögerungsleistung die momentane generatorische Leistungsgrenze der EM überschreitet, wird das konventionelle Bremsystem mit benutzt. Bei einer Anforderung mit geringer Beschleunigungsleistung wird das Wunschtriebsmoment im Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* allein durch die EM umgesetzt, da ein VM üblicherweise bei geringen Leistungen einen schlechten spezifischen Kraftstoffverbrauch aufweist. Die Überschreitung der aktuell möglichen motorischen Leistungsgrenze der EM führt zum Wiederstart des VM und einem Wechsel in den Betriebsmodus *Lastpunktverschiebung des VM*. Die Gangwahlstrategie definiert bei gegebener Geschwindigkeit einen optimalen Gang hinsichtlich des Fahrerwunsches unter Berücksichtigung der zulässigen Komponentengrenze.

Sofern der Fahrer die maximale Antriebsleistung nutzen möchte, werden durch den Boost-Modus die Antriebsmomente von EM und VM gemeinsam zur Beschleunigung eingesetzt. Anforderungen im mittleren Leistungsbereich können allein durch den VM oder durch eine Lastpunktverschiebung des VM bei Einsatz der EM abgedeckt werden. Hier entscheidet die Betriebsstrategie, wie der Fahrerwunsch umgesetzt wird.

In Bild 4.2 b) wird für einen Hybridantrieb mit DKG und umkoppelbarer EM (Antriebsstrang-Konfiguration H4) das Summenmoment der beiden Antriebe bei unterschiedlichen Betriebsmodi abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Wegen der umkoppelbaren EM und der damit nutzbaren Vielzahl an Gängen ergibt sich in dieser Hybridarchitektur im Vergleich zu den Ergebnissen aus Bild 4.2 a) sowohl im motorischen als auch generatorischen Betriebsfall ein deutlich größerer Betriebsbereich des realisierbaren Summenmoments.

4.3 Momentenaufteilung und Gangwahlstrategie

Die folgenden Betrachtungen zur Momentenaufteilung zwischen VM und EM wie auch zur Gangwahlstrategie sind für alle in Kapitel 3.4 aufgeführten Konfigurationen des Hybridantriebsstranges gültig. Es werden hierfür zunächst die erforderlichen grundlegenden physikalischen Zusammenhänge für eine quasistationäre Fahrzeugbewegung dargestellt. Durch die aus dem Fahrerwunsch abgeleitete Anforderung für die Leistung P_{FW} ergibt sich bei gegebener Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} ein auf die Radebene bezogenes Antriebsmoment $M_{res,R}$ gemäß:

$$M_{res,R} = \frac{r_{Rad}}{v_{Fzg}} \cdot P_{FW} \quad (4.1)$$

In dieser Gleichung beschreibt r_{Rad} den geschwindigkeitsabhängigen Radius der Antriebsräder. Zur Vereinfachung der Betrachtung werden hier die Verluste des Antriebsstrangs durch Wirkungsgrade abgebildet¹. Die Leistung P_{FW} wird dann durch Überlagerung der Leistungen von P_{VM} von VM und P_{EM} von EM mittels der Gleichung

$$P_{FW} = \psi_{G,VM} \cdot P_{VM} + \psi_{G,EM} \cdot P_{EM} \quad (4.2)$$

dargestellt. Der darin enthaltene Wirkfaktor $\psi_{G,VM}$ wird mit dem Gesamtwirkungsgrad $\eta_{G,VM}$ der Leistungsübertragung zwischen VM und Abtriebswelle gemäß

$$\psi_{G,VM} = \begin{cases} \eta_{G,VM} & \text{für } M_{VM} > 0 \text{ (Zugbetrieb)} \\ \frac{1}{\eta_{G,VM}} & \text{für } M_{VM} < 0 \text{ (Schubbetrieb)} \end{cases} \quad (4.3)$$

bestimmt, wobei M_{VM} das Moment des VM beschreibt. In analoger Weise wird der Wirkfaktor $\psi_{G,EM}$ in Gl. 4.2 durch den Gesamtwirkungsgrad $\eta_{G,EM}$ der Leistungsübertragung zwischen EM und Abtriebswelle mit dem Moment der EM M_{EM} berechnet:

$$\psi_{G,EM} = \begin{cases} \eta_{G,EM} & \text{für } M_{EM} > 0 \text{ (motorischer Betrieb)} \\ \frac{1}{\eta_{G,EM}} & \text{für } M_{EM} < 0 \text{ (generatorischer Betrieb)} \end{cases} \quad (4.4)$$

Bei Verwendung der Drehzahlen n_{VM} des VM und n_{EM} der EM entsteht aus Gl. 4.2:

$$P_{FW} = \frac{30}{\pi} (\psi_{G,VM} \cdot M_{VM} \cdot n_{VM} + \psi_{G,EM} \cdot M_{EM} \cdot n_{EM}) \quad (4.5)$$

Zur Realisierung der geforderten Leistung P_{FW} gemäß dieser Gleichung gibt es in den unterschiedlichen Hybridkonfigurationen und den jeweils möglichen Betriebsmodi mehrere Freiheitsgrade. Beispiele hierfür sind die Gangübersetzung der Anbindung des VM bzw. der EM und die Aufteilung von $M_{res,R}$ auf die Momente M_{VM} und M_{EM} der beiden Antriebeinheiten. Diese Freiheitsgrade werden zur Optimierung eines gewählten Kriteriums, wie z. B. minimaler Kraftstoffverbrauch, genutzt.

4.3.1 Momentenaufteilung

Bei gleichzeitiger Nutzung beider Antriebe kann die Momentenaufteilung anhand des Vorzeichens der Momente des VM M_{VM} und der EM M_{EM} untergliedert werden.

¹ In Kapitel 5 werden diese Verluste durch Schleppmomente berücksichtigt.

$M_{VM} > 0$ und $M_{EM} > 0$

Bei hohen Momentenanforderungen liefern im Betriebsmodus *Boosten* beide Antriebe ein positives Moment. Die Überlagerung der beiden Einzelmomente wird oftmals kurzzeitig genutzt, um das dynamische Verhalten des Fahrzeugs zu verbessern. Speziell VM mit Turbolader leiden bei niederen Drehzahlen unter dem zeitlich verzögerten Ladedruckaufbau, dem sogenannten Turboloch. Ursache hierfür ist ein zu geringer Abgasdruck, der zu einer nicht ausreichenden Beschleunigung des Verdichters des Turboladers führt. Dieses Response-Verhalten des Antriebs kann durch Nutzung der EM verbessert werden [EES08], da hiermit bereits kurzfristig ein höheres Gesamtantriebsmoment bereitgestellt werden kann. Bild 4.3 veranschaulicht prinzipiell die unterschiedlichen Freiheitsgrade für ein Torquesplit-Hybrid DKG gemäß Bild 3.2 in Kombination mit einem VM mit Turbolader beim *Boosten*. Die blaue Linie im Muscheldiagramm des VM zeigt das ohne Ladedruck maximal mögliche Moment des Antriebs. Um dem Fahrer ein stets vergleichbares dynamisches Verhalten des Fahrzeugs zu vermitteln, wird das gangabhängige Moment der EM genutzt, um eine erhöhte Anforderung des Fahrers in kürzester Zeit durch ein elektromotorisches Moment erfüllen zu können. Es wird in diesem Bild exemplarisch angenommen, dass der VM in Gang 5 des Teilgetriebes 1 betrieben wird. Im unteren Teil des Bildes 4.3 ist der motorische Gesamtwirkungsgrad von EM, PWR und HV-Batterie im Arbeitsbereich der EM dargestellt.

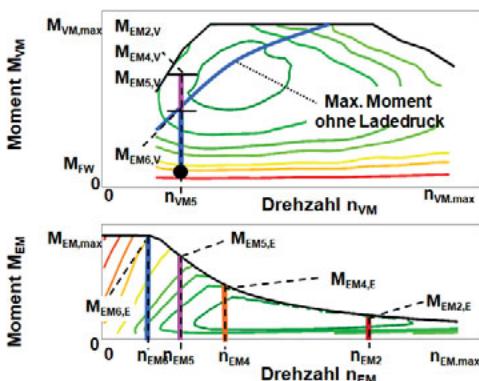


Bild 4.3: Momentenaddition von EM und VM

einer Übersetzungsstufe zwischen EM und Getriebeeingang ergeben sich aus den Momenten der EM die auf Kurbelwellenniveau übersetzten erhöhten Momente $M_{EM2,V}$, $M_{EM4,V}$, $M_{EM5,V}$ und

Die möglichen Gangkombinationen der EM im betrachteten Torquesplit-Hybrid werden für dieses Beispiel in Bild 4.4 veranschaulicht. Die EM kann mit demselben Gang 5 wie der VM oder in Teilgetriebe 2 mit einem der Gänge 2, 4 und 6 verbunden sein. Die daraus resultierenden EM-Drehzahlen n_{EM2} , n_{EM4} , n_{EM5} und n_{EM6} wie auch die zugehörigen gangabhängigen maximalen EM-Momente $M_{EM2,E}$, $M_{EM4,E}$, $M_{EM5,E}$ und $M_{EM6,E}$ sind in Bild 4.3 dargestellt. Aufgrund

$M_{EM6,V}$. Es ist ersichtlich, dass die Anbindung der EM in Gang 6 im Grunddrehzahlbereich erfolgt und deshalb in diesem Gang nicht die volle elektromotorische Leistung bereitgestellt werden kann. Die Drehzahlen der weiteren elektromotorischen Gänge 2, 4 und 5 hingegen

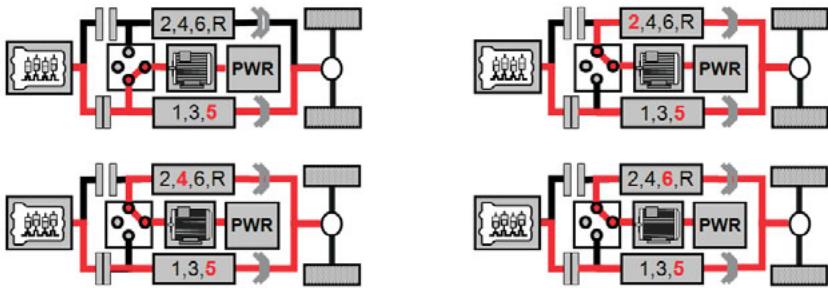


Bild 4.4: Schematische Darstellung der Gangkombinationsvarianten des Torquesplit-Hybrids

liegen bereits im Feldschwächbereich, wodurch mit diesen Gangkombinationen - bezogen auf den VM - ein höheres Moment abgerufen werden kann. Bei der für den Betriebsmodus *Boosten* diskutierten Momentenkombination wird in den meisten Einsatzfällen stets das maximal erzielbare elektrische Moment des gewählten Ganges - unabhängig von Betrachtungen der Antriebs-Wirkungsgrade - abgerufen. Dies resultiert aus der kurzen Verweilzeit im Modus *Boosten*, bei der die Agilität des Antriebs gegenüber Verbrauchsgesichtspunkten favorisiert wird. Das dabei maximal realisierbare Gesamtmoment des Hybridantriebs wird allerdings begrenzt durch die Momenten-Limitierungen der Antriebskomponenten am betrachteten Betriebspunkt.

$M_{VM} > 0$ und $M_{EM} < 0$

Die in diesem Abschnitt betrachtete spezielle Kombination der Einzelmomente mit unterschiedlichen Vorzeichen ist energetisch nur sinnvoll, sofern das Summenmoment der beiden Antriebe positiv ist. Bei dieser als *Lastpunktanhebung des VM* bezeichneten Betriebsweise werden der VM im Lastbetrieb und die EM im Generatorbetrieb zeitgleich eingesetzt. Dabei ist das resultierende Gesamtmoment der beiden Antriebe in Einklang mit der Momentanforderung des Fahrprogramms zu bringen. Das Prinzip dieser Hybridfunktion wird an einem in Bild 4.5 gezeigten Beispiel verdeutlicht. Betrachtet wird wiederum ein Torquesplit-Hybrid mit den in Bild 4.4 gezeigten möglichen Gangkombinationen. Ausgangspunkt ist ein Fahrerwunsch bei einer VM-Drehzahl n_{VM5} und dem zugehörigen angeforderten Moment

M_{FW} im Gang 5. Mittels dieses Hybridantriebs können je nach Ganganbindung der EM die Drehzahlen $n_{EM2}, n_{EM4}, n_{EM5}$ und n_{EM6} für die Lastpunktanhebung genutzt werden.

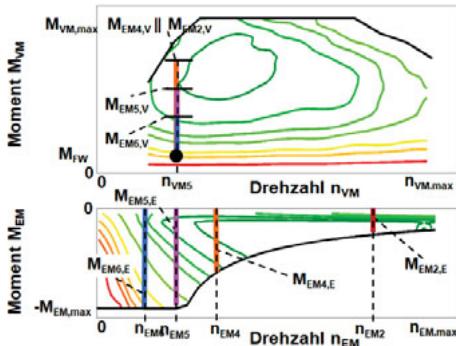


Bild 4.5: EM gangabhängige Lastpunktanhebung

ermöglichen die jeweils im Feldschwächbereich der EM liegenden Drehzahlen n_{EM2} und n_{EM4} . Das VM-Moment könnte dabei um die größeren Momente $M_{EM2,V}, M_{EM4,V}$ angehoben werden. Unter dem Aspekt des Wirkungsgrades der EM ist ihre Anbindung an Gang 2 die beste Wahl, da die zugehörige Drehzahl n_{EM2} im Vergleich zu den anderen möglichen Drehzahlen in einem Bereich mit dem höchsten Wirkungsgrad liegt. Anhand einer Gesamtwirkungsgradbetrachtung kann das optimale generatorische Moment $M_{EM,opt,LP}$ innerhalb der möglichen Freiheitsgrade bestimmt werden. Die Entscheidung berücksichtigt die Effizienz von VM, Batterie und EM inklusive der Leistungselektronik. Das Generatormoment mit dem höchsten Gesamtwirkungsgrad wird schließlich unter Beachtung von Fahrbarkeitsaspekten für die Lastpunktanhebung des VM genutzt. Eine EM-Anbindung an Gang 2 führt hier zu einem Betrieb nahe der Drehzahlgrenze, weshalb die Ankopplung über Gang 4 vorzuziehen ist.

$M_{VM} < 0$ und $M_{EM} > 0$

Diese Kombination der beiden Antriebsmomente scheidet im stationären Betrieb aus energetischen Aspekten aus. Hierbei würde das Schubmoment des VM durch das Moment der motorisch betriebenen EM verringert werden. Diese Momentenkombination tritt kurzfristig nur beim Wiederstart des VM während einer elektrischen Fahrt auf.

$M_{VM} < 0$ und $M_{EM} < 0$

Im Betriebsmodus *Rekuperation* dient diese Momentenkombination zur Fahrzeugverzögerung,

Ist die EM in Gang 6 angebunden, befindet sich die dazugehörige EM-Drehzahl im Grunddrehzahlbereich. Im Vergleich zu den anderen möglichen Anbindungen der EM ist dadurch nur das Generatormoment $M_{EM6,V}$ bezogen auf die Kurbelwelle möglich. Sofern die EM den gleichen Gang 5 wie der VM nutzt, kann das Moment für die Lastpunktanhebung um das generatorische Moment $M_{EM5,V}$ angehoben werden.

Als weitere Varianten können die Gänge 2 und 4 für die EM verwendet werden. Dies

wobei der laufende VM im Schubbetrieb und die EM als Generator betrieben werden. Sofern der Fahrer weder das Brems- noch das Gaspedal betätigt, ist durch die Fahrzeuggeschwindigkeit und einen gegebenen VM Gang das Schubmoment des VM $M_{VM,S}$ als Sollgröße für das Fahrerwunschmoment definiert. Je nach Betriebsstrategie kann der VM auch abgeschaltet werden. Sofern für das Fahrerwunschmoment gilt: $M_{FW} < (M_{EM} + M_{VM,S})$, stellt die EM ein Generatormoment und der VM verzögert mit seinem Schubmoment, um dem Fahrerwunsch gerecht zu werden. Überschreitet das gewünschte Verzögerungsmoment die Summe der beiden negativen Antriebsmomente, wird das restliche erforderliche Bremsmoment durch die konventionelle Bremsanlage bereitgestellt.

4.3.2 Gangwahlstrategie

Die Gangwahlstrategie ermittelt in Abhängigkeit vom Fahrerwunsch und aktuellen Betriebsmodus des Hybridantriebs den optimalen Gang für den VM und die EM bzw. im Mischbetrieb für beide Antriebe.

Verbrauchsoptimaler Gang des VM

Jede im Fahrbetrieb nutzbare Gangwahl eines VM muss bei einer gegebenen Antriebsleistung und Fahrzeuggeschwindigkeit innerhalb des zulässigen Betriebsbereiches liegen. Der verbrauchsoptimale Gang des VM besitzt innerhalb dieser nutzbaren Gänge für die gegebene Anforderung den kleinsten spezifischen Kraftstoffverbrauch. Der Betriebsbereich mit dem kleinsten spezifischen Kraftstoffverbrauch ist durch $\dot{m}_{VM,opt}$ gekennzeichnet.

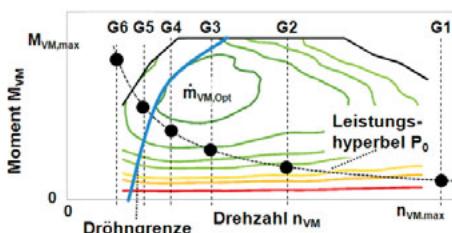


Bild 4.6: Betriebspunkte des VM

In Bild 4.6 sind exemplarisch für eine vom Fahrer angeforderte Antriebsleistung P_0 bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit v_{P0} mögliche Betriebspunkte in Abhängigkeit des Ganges dargestellt. Die Gang 1 zugeordnete Drehzahl n_1 überschreitet die zulässige Maximaldrehzahl des VM $n_{VM,max}$, während die in Gang 6 auftretende Drehzahl n_6 unterhalb der erlaubten

Minimaldrehzahl liegt; somit können diese beiden Gänge nicht genutzt werden. Eine weitere Einschränkung des Betriebsbereiches entsteht durch eine drehzahlabhängige Dröhngrenze. Diese

applikativ ermittelte Kennlinie sollte im stationären Betrieb nicht unterschritten werden. Unterhalb dieses Drehzahlbereiches entstehen aufgrund der Momentenwelligkeit des VM Schwingungen, die vom Fahrer als unangenehm bewertet werden.

Die mit Gang 5 verbundene Drehzahl n_5 liegt unterhalb der Dröhngrenze und kann daher auch nicht genutzt werden. Vergleicht man den spezifischen Kraftstoffverbrauch für die bei den Gängen 2, 3 und 4 auftretenden Drehzahlen wird ersichtlich, dass bei der betrachteten Anforderung Gang 4 die verbrauchsgünstigste Wahl darstellt.

Sportlichkeitsoptimaler Gang des VM

Der optimale Gang hinsichtlich des Kriteriums Sportlichkeit ist durch die maximal erzielbare Leistung definiert. Die Drehzahl muss beim Beschleunigen in den nächst höheren Gang so gewählt werden, dass der Betriebspunkt nahe der Drehzahl mit der maximalen Leistung liegt.

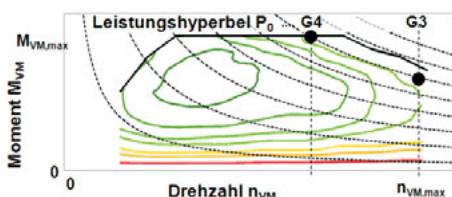


Bild 4.7: Sportliche Betriebspunkte des VM

Sportlichkeit deutlich höhere Drehzahlen, die oftmals nahe der maximal zulässigen Drehzahl des VM $n_{VM,max}$ liegen.

Wirkungsgradoptimaler Gang der EM

Der wirkungsgradoptimale Gang für die EM ergibt sich durch den Betriebspunkt, der innerhalb des Arbeitsbereichs den höchsten Wirkungsgrad in der Gesamtkette der elektrischen Komponenten besitzt. Bild 4.8 zeigt im Kennfeld der EM Linien mit konstantem Gesamtwirkungsgrad der Kette EM, Leistungselektronik, Verkabelung und Hochvoltbatterie. Exemplarisch dargestellt werden zwei Fälle, bei denen unterschiedliche Temperaturen T_{EM} der EM, T_{PWR} des PWR und T_{Bat} der Batterie und auch unterschiedliche Ladezustände SoC der Batterie auftreten. Durch die Temperatur T_{Bat} und den Ladezustand verändert sich der Innenwiderstand der Batterie, wodurch die Lage des optimalen Wirkungsgradbereichs der elektrischen Komponenten beeinflusst wird. Fall a) zeigt den Gesamtwirkungsgrad für günstige und Fall b) für

In Bild 4.7 ist für eine maximale Leistungsanforderung P_0 eine Schaltung von Gang 3 in Gang 4 bei gleicher Leistung dargestellt. VM stellen üblicherweise die maximale Leistung erst bei hohen Drehzahlen zur Verfügung. Im Gegensatz zur verbrauchsoptimalen Gangwahlstrategie ergeben sich bei einer Gangwahl hinsichtlich

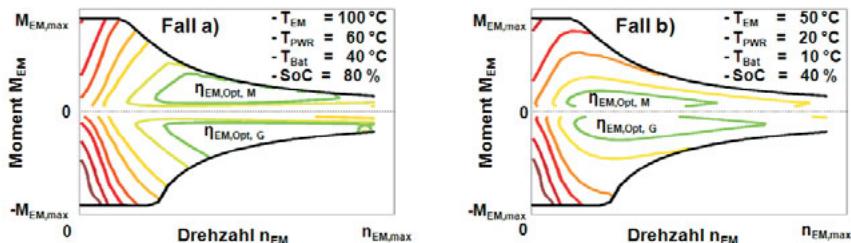


Bild 4.8: Gesamtwirkungsgrad der elektrischen Komponenten für zwei unterschiedliche Fälle

erer schlechte Bedingungen der Einflussgrößen. Der Arbeitsbereich mit einem sehr hohen Wirkungsgrad wird für den motorischen und generatorischen Betrieb mit $\eta_{EM,Opt,M}$ bzw. $\eta_{EM,Opt,G}$ bezeichnet. Eine Gangwahl unter dem betrachteten Wirkungsgrad-Aspekt führt in Fall a) zu einem Betriebspunkt bei mittleren bis hohen Drehzahlen und Momenten während in Fall b) ein Betriebspunkt bei geringeren Leistungen vorteilhaft ist. Es ist ersichtlich, dass aufgrund der Vielzahl von unterschiedlichen Einflüssen eine allgemein gültige Regel nicht ableitbar ist. Bei Kenntnis aller Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad kann jedoch für jede einzelne Komponente der Kette der zugehörige Wirkungsgrad bestimmt und daraus der Gesamtwirkungsgrad berechnet werden [Knö+10].

Sportlichkeitsoptimaler Gang der EM

Aus Bild 4.8 wird der große Drehzahl-Bereich der Feldschwächung der EM ersichtlich. In diesem Bereich kann die EM nahezu die gleiche Antriebsleistung bereitstellen. Bei sportlicher Fahrweise will der Fahrer auch die maximale Leistung der EM nutzen, daher muss bei der Gangwahl der EM sichergestellt werden, dass deren Drehzahl im Feldschwächbereich liegt.

Gangwahl bei Mischbetrieb

Im Mischbetrieb müssen für beide Antriebe die vom Fahrer gewünschten Kriterien erfüllt werden. Die Gangwahl des jeweiligen Antriebes kann dabei anhand der zuvor beschriebenen Optionen bestimmt werden, sofern Restriktionen bezüglich des Summenmomentes beider Antriebe in den betroffenen Komponenten berücksichtigt werden.

4.4 Funktionaler Ablauf der Betriebsstrategie

In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Zusammenhänge bei der Umsetzung der Betriebsstrategie im Hybridmanager erklärt. Hierfür wird zunächst ein vereinfachter Zustandsautomat

beschrieben. Anschließend werden verschiedene Einflussgrößen zur Nutzung der EM vorgestellt und die daraus resultierenden Leistungsgrenzwerte erläutert.

4.4.1 Vereinfachter Zustandsautomat

Ein aus Gründen der Übersichtlichkeit vereinfachter Zustandsautomat der Betriebsstrategie für Betriebsmodi-Wechsel ist in Bild 4.9 für positive Fahrzeuggeschwindigkeiten v_{Fzg} dargestellt. Die wichtigste physikalische Größe für Aktionen der Betriebsstrategie ist die aus dem Fahrerwunsch abgeleitete Anforderung für die Leistung P_{FW} . Das Vorzeichen dieser Größe und der

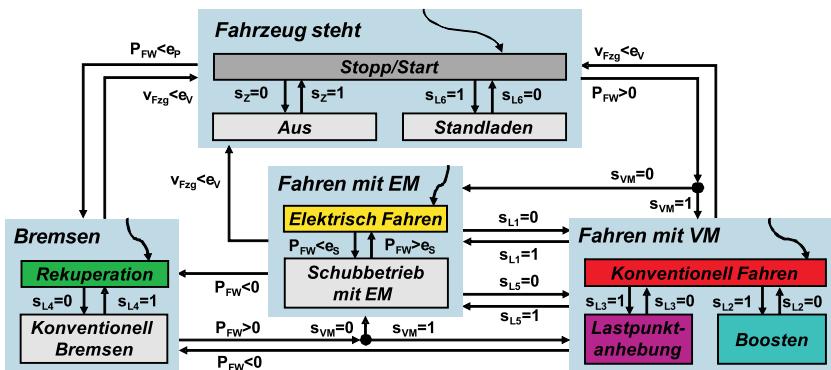


Bild 4.9: Zustandsautomat der Betriebsstrategie mit Betriebsmodi

Leistungsgrenzwert ϵ_P entscheiden, ob das Hybridsystem vom initialen Makrozustand *Fahrzeug steht* zu einem Fahrzustand oder zum Makrozustand *Bremsen* übergeht. Bei $P_{FW} > 0$ wird das System abhängig vom Statussignal für den VM

$$s_{VM} = \begin{cases} 1 & \text{VM läuft} \\ 0 & \text{VM abgeschaltet} \end{cases} \quad (4.6)$$

in einen der Makrozustände *Fahren mit EM* bzw. *Fahren mit VM* übergeführt. Da vor Fahrtbeginn der VM abgeschaltet ist, erfolgt bei ausreichend geladener Batterie zunächst der Übergang zum Zustand *Elektrisch Fahren*.

Alle Zustände dieses Automaten, die einen Einsatz der EM mit der Leistung $P_{EM} \neq 0$ benötigen, werden bezüglich der aktuell angeforderten elektrischen Leistung relativ zur momentan

realisierbaren Leistung mittels den Schaltvariablen s_{Lj} gemäß

$$s_{Lj} = \begin{cases} 1 & \text{angeforderte elektrische Leistung realisierbar} \\ 0 & \text{angeforderte elektrische Leistung nicht realisierbar} \end{cases} \quad j = 1, \dots, 6 \quad (4.7)$$

überwacht. Die Betriebszustandsübergänge werden dabei durch die Schaltvariablen s_{L1}, \dots, s_{L6} beschrieben. Die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Einflussgrößen des Systems und deren Auswirkung auf die Schaltvariablen werden in Kapitel 4.4.2 bzw. 4.4.3 dargestellt. Mittels der Schaltvariablen $s_{L1} = 0$ wird bei einer zu hohen Leistungsanforderung für den motorischen Betrieb der EM der Zustand *Elektrisch Fahren* verlassen und es wird in den Makrozustand *Fahren mit VM* übergegangen. Von dort aus könnte das Hybridsystem bei einer reduzierten Leistungsanforderung bzw. verbesserten Bedingungen für den Einsatz der EM mit der Schaltvariablen $s_{L1} = 1$ wieder zum Makrozustand *Fahren mit EM* zurückkehren. Betrachtet man in diesem Makrozustand eine Leistungsanforderung gemäß $0 \geq P_{FW} > \epsilon_s$ mit dem kleinen Leistungsgrenzwert ϵ_s , so wird aus dem Zustand *Elektrisch Fahren* in *Schubbetrieb mit EM* übergegangen. Darin wird mit der EM im Generatorbetrieb ein definiertes Schubmoment realisiert, das zur selben Fahrzeugverzögerung wie beim Schubbetrieb des VM führt. Unterschreitet dabei die Geschwindigkeit v_{Fzg} einen Grenzwert ϵ_v , so erfolgt ein Übergang zum Makrozustand *Fahrzeug steht*, während bei einer negativen Leistungsanforderung zum Makrozustand *Bremsen* gewechselt wird. Eine Umschaltung zum Makrozustand *Fahren mit VM* erfolgt, falls mit $s_{L1} = 0$ die EM eine Begrenzung im motorischen Betrieb erfährt bzw. mit $s_{L5} = 0$ eine Limitierung im generatorischen Betrieb auftritt.

Innerhalb des Makrozustandes *Fahren mit VM* werden im Zustand *Konventionell Fahren* bei mittleren Anforderungen P_{FW} in jedem Betriebspunkt generatorische Leistungen berechnet, die das Potenzial zur Optimierung des Gesamtsystems besitzen. Liegen die ermittelten Leistungen unterhalb der aktuell zulässigen Grenzwerte für den Betrieb der EM, wird mittels der Schaltvariablen $s_{L3} = 1$ der Zustand *Lastpunktanhebung* angesteuert. Dieser Übergang kann sowohl im Zug- wie auch im Schubbetrieb des VM erfolgen. Bei hohen Leistungsanforderungen P_{FW} wird zunächst das für eine gewählte Gangstellung erzielbare maximale motorische Moment der EM ermittelt und daraus die zugehörige elektrische Leistung berechnet. Liegt dieses Resultat innerhalb der aktuellen Leistungsgrenze der EM wird mit der Schaltvariablen $s_{L2} = 1$ der Zustand *Boosten* aktiviert. Der Übergang zum Zustand *Boosten* ist nur im Zugbetrieb des VM sinnvoll. Eine Umschaltung zum Makrozustand *Fahrzeug steht* erfolgt, falls $v_{Fzg} < \epsilon_v$.

Bei einer Leistungsanforderung $P_{FW} < 0$ wird der Makrozustand *Bremsen* angesteuert. Die

Zuweisung der angeforderten Leistung an die konventionelle und elektrische Bremsressource übernimmt ein Bremskoordinator, der im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet wird. Aus energetischen Gründen wird jedoch generell die Realisierung der Leistungsanforderung durch die generatorisch betriebene EM favorisiert. Bewegt sich die vom Bremsenkoordinator angeforderte generatorische Leistung P_{EM} innerhalb des aktuell realisierbaren Bereichs der EM-Leistung, wird mittels der Schaltvariablen $s_{L4} = 1$ der Zustand *Rekuperation* aktiviert. Liegt die angeforderte EM-Leistung außerhalb dieses zulässigen Bereiches, so erfolgt die Ansteuerung des Zustands *Rekuperation* mit dem zulässigen Grenzwert. Dieser Zustand wird verlassen, falls die angeforderte Leistung P_{EM} entfällt oder sich die Leistungsgrenzwerte, z. B. durch Temperaturänderungen während der Rekuperationszeit, reduzieren.

Im Makrozustand *Fahrzeug steht* wird beim Übergang des Fahrzeuges in den Stillstand der Zustand *Stopp/Start* aktiviert, wobei der VM abgeschaltet wird. Bei einer zu geringen Ladung der Batterie wird dieser Zustand unmittelbar verlassen und mittels der Schaltvariablen s_{L6} der Zustand *Standladen* angesteuert. Diese Variable berücksichtigt die Leistungsgrenze der EM im generatorischen Betrieb bei nur geringfügig angehobener Leerlaufdrehzahl. Die Zündungsvariable s_z ist logisch mit Klemme 15 des Fahrzeubordnetzes verknüpft und ermöglicht Übergänge zwischen den Zuständen *Stopp/Start* und *Aus*.

4.4.2 Einflussgrößen auf die Nutzung der EM

Die aktuellen Einflussgrößen des Hybridantriebs - wie z. B. Komponenten-Temperaturen oder Batterie-Ladezustand - sind die wesentlichen Parameter zur Entscheidung, ob ein Wechsel in einen hybriden Betriebsmodus mit Einsatz der EM durchführbar ist. Zudem lassen sich daraus Restriktionen für einen solchen potenziellen Betriebsmodus ableiten und mittels einer Leistungsbegrenzung des EM-Betriebes formulieren.

Werden allgemein die zeitabhängigen Einflussgrößen des Hybridantriebes mit α_i bezeichnet, so können für den Betrieb der EM durch Auswertung von Messungen und Datenblättern jeweils Begrenzungsfaktoren der Leistung β_i ermittelt und durch folgende Funktionen beschrieben werden:

$$\beta_i = f\{\alpha_i\} \quad i = 1, \dots, m_a \quad (4.8)$$

Hierin kennzeichnet m_a die Anzahl der Einflussgrößen, die für alle Betriebsmodi mit Verwendung der EM von Bedeutung sind.

Mittels einer Normierung aller Begrenzungsfaktoren auf den Wertebereich [0,1] kann durch eine Bewertung mit 0 der geforderte Betrieb der EM ausgeschlossen werden. Bei der Bewertung mit 1 wird bezüglich der betrachteten Einflussgröße eine uneingeschränkte Nutzung ermöglicht. Im Zustandsautomat gemäß Bild 4.9 werden Übergänge zu Zuständen mit Einsatz der EM durch die Schaltvariable s_{Lj} durch Gl. 4.7 an realisierbare Leistungen geknüpft. Jeder Schaltvariablen s_{Lj} wird nun mit den normierten Begrenzungsfaktoren der Leistung β_i eine Limitierung für die aktuell realisierbare Leistung P_{Lj} der EM in folgender Weise zugeordnet:

$$P_{Lj} = \min \{ \beta_1, \dots, \beta_6 \} \cdot P_{EM,max} \quad (4.9)$$

Die Variable $P_{EM,max}$ charakterisiert die drehzahlabhängige maximale Leistung der EM. Für diese Größe ist, abhängig von der im betrachteten Betriebsmodus geforderten Nutzung der EM, entweder die motorische Maximalleistung $P_{EM,M,max}$ oder generatorische Maximalleistung $P_{EM,G,max}$ bei der momentanen Drehzahl zu verwenden.

In der Betriebsstrategie wird fortlaufend überprüft, ob die in einem Betriebsmodus angeforderte Leistung der EM innerhalb der zugehörigen durch Gl. 4.9 gegebenen Grenzen liegt. Damit kann gegebenenfalls ein Wechsel in einen Betriebsmodus mit EM verhindert bzw. ein solcher Betrieb beendet werden.

Im Weiteren werden mehrere systembedingte Einflussgrößen auf die Betriebsstrategie beschrieben. Die Kennlinien der daraus ermittelten Begrenzungsfaktoren β_i werden im Anhang B dargestellt.

EM-Temperatur

Die von der betrachteten PSM abgabbare Leistung ist stark von den Temperaturen des Stators und Rotors abhängig [Mat10]. Die Statortemperatur wird üblicherweise durch Temperatursensoren in den Wickelköpfen erfasst. Wegen der rotatorischen Bewegung muss die Rotortemperatur durch ein Temperaturmodell geschätzt werden. Beide Temperaturen können als Einflussgrößen zur Begrenzung einer Leistungsanforderung an die EM genutzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde das messtechnisch ermittelte Leistungskennfeld der EM zur Bestimmung der Kennlinie $\beta_1 = f(T_{EM})$ des Begrenzungsfaktors verwendet. Die Motortemperatur T_{EM} wurde in fast allen Arbeitspunkten durch die Temperatur des Stators definiert.

PWR-Temperatur

Eine weitere Einflussgröße auf das Leistungspotenzial der elektrischen Antriebskomponenten ist

die Temperatur der Halbleiter-Elemente und des Zwischenkreiskondensators, da der maximal zulässige Phasenstrom des PWR stark von der Temperatur der Leistungshalbleiter abhängt [Yas⁺⁰⁸]. Bei Temperaturen unterhalb einer definierten Grenztemperatur kann der maximal zulässige Phasenstrom genutzt werden, oberhalb dieser Limitierung wird die Leistung bis zu einer maximalen Betriebstemperatur linear abgeregelt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden diese Festlegungen mit der Kennlinie des Begrenzungsfaktors $\beta_2 = f(T_{PWR})$ dargestellt.

Temperatur der Hochvoltbatterie

Die Hochvoltbatterie kann nur innerhalb eines gewissen Temperaturfensters die maximale Leistung abgeben, da aufgrund chemischer Prozesse bei niedrigen Temperaturen der Innenwiderstand stark zunimmt. Zudem führt ein Betrieb oberhalb einer definierten maximalen Arbeits temperatur zu einer schnellen Alterung der chemischen Struktur der Batterie [Wie⁺⁰⁹]. In dieser Arbeit wird die Batterietemperatur T_{Bat} als Einflussgröße eingeführt und die daraus abzuleitende Leistungsbeschränkung mittels der Kennlinie $\beta_3 = f(T_{Bat})$ abgebildet.

Ladezustand der Batterie

Die wichtigste Einflussgröße bei der Auswahl eines Betriebsmodus ist der Ladezustand der Batterie (SoC). Dieser ergibt sich aus dem aktuellen Energieinhalt bezogen auf dessen Nominalwert in Prozent. Der aktuelle Ladezustand bestimmt bei jeglichem Fahrerwunsch das Potenzial einer motorischen bzw. generatorischen EM-Nutzung.



Bild 4.10: Ladezustandsbereich der Batterie

Einflussgröße Ladezustand im Begrenzungsfaktor $\beta_4 = f_M(SoC)$ abgebildet. Gilt für den Ladezustand beispielsweise $SoC < \delta_{UE}$, so wird der Begrenzungsfaktor $\beta_4 = 0$. Deshalb wird eine motorische Betriebsanforderung der EM abgelehnt. Für $SoC > \delta_{OW}$ dagegen wird diese Anforderung mittels $\beta_4 = 1$ uneingeschränkt zugelassen. Bei einer generatorischen Nutzung der EM wird die Einflussgröße Ladezustand im Begrenzungsfaktor $\beta_5 = f_G(SoC)$ formuliert. Eine Anforderung mit $SoC < \delta_{OL}$ wird durch den Begrenzungsfaktor $\beta_5 = 1$ ermöglicht, dagegen wird eine generatorische Betriebsanforderung bei $SoC > \delta_{OL}$ durch den Begrenzungsfaktor $\beta_5 = 0$ verworfen.

In Bild 4.10 ist schematisch das nutzbare Ladefenster einer Hochvoltbatterie dargestellt. Bei Einsatz der EM im motorischen Betrieb wird die

Wiederstartzeit des VM

Die Wiederstartzeit des gestoppten VM ist eine weitere Systemgröße, die zur Beurteilung des Übergangs vom Zustand *Elektrisches Fahren* zum Makrozustand *Fahren mit VM* dient. Diese Zeit umfasst den Hochlaufvorgang des VM bis zum Erreichen der Einkoppeldrehzahl, die der sekundärseitigen Drehzahl der Trennkupplung des VM entspricht. Sie kann mittels des aktuellen Ganges bei Wiederstart und der damit verbundenen Übersetzung sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit beim elektrischen Fahren bestimmt werden. Die Wiederstartzeit ist eine Funktion der Differenzdrehzahl $n_{Dif,W}$, welche sich aus der Differenz der sekundärseitigen Kupplungsdrehzahl des aktiven Teilgetriebes und der Drehzahl des in der Regel stehenden VM ergibt. Daher wird $n_{Dif,W}$ als Einflussgröße für den Begrenzungsfaktor β_6 verwendet. Bei längeren Phasen des elektrischen Fahrens ist $n_{VM} = 0$. Falls jedoch der Übergang zum Zustand *Elektrisches Fahren* aus dem Makrozustand *Fahren mit VM* erfolgte und aufgrund des Fahrerwunsches nach kurzer Betriebszeit der Zustand *Elektrisches Fahren* beendet wird, gilt für die Drehzahl des VM aufgrund seiner Trägheit $n_{VM} > 0$. Bei laufendem VM ist $n_{Dif,W} = 0$ und der Begrenzungsfaktor β_6 wird mit dem Wert 1 gewichtet. Die funktionale Abhängigkeit $\beta_6 = f(n_{Dif,W})$ wird in Anhang B für die Fahrprogramme Eco-Modus und Normal-Modus dargestellt. Im Fahrprogramm Sport-Modus bzw. sofern für die Begrenzungsfaktoren $\beta_1 \cdot \beta_4 = 0$ gilt, wird der VM nicht abgeschaltet und dieser Begrenzungsfaktor ist bedeutungslos.

Momentenreserve

Um ein vom Fahrerwunsch abgeleitetes erhöhtes Moment mit geringen Reaktionszeiten realisieren zu können, wird mit der Momentenreserve ein spontan abrufbares Moment vorgehalten. Damit ist in den häufigsten Fahrsituationen noch eine vom Fahrer fühlbare additive positive Längsbeschleunigung zu erzielen. Die Momentenreserve M_{MR} dient als Einflussgröße, um daraus eventuell eine Beschränkung der EM im Generatorbetrieb einzuleiten. Der daraus resultierende Begrenzungsfaktor $\beta_7 = f(M_{MR})$ ist in den Fahrprogrammen Eco-Modus und Normal-Modus unterschiedlich ausgeprägt.

4.4.3 Leistungsgrenzwerte für den Betrieb der EM

Mittels der auf den Bereich $[0 \dots 1]$ normierten Begrenzungsfaktoren $\beta_i, i = 1, \dots, 7$ kann entsprechend Gl. 4.9 für jede Schaltvariable s_{Lj} die zugehörige Limitierung der aktuell realisierbaren Leistung P_{Lj} des Einsatzes der EM ermittelt werden. Abhängig von der Art der Zu-

standsübergänge ergeben sich die folgenden Limitierungen:

$$\begin{aligned}
 P_{L1} &= \min \{\beta_1, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_6\} \cdot P_{EM,M,max} \\
 P_{L2} &= \min \{\beta_1, \beta_3, \beta_4, \beta_5\} \cdot P_{EM,M,max} \\
 P_{L3} &= \min \{\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_7\} \cdot P_{EM,G,max} \\
 P_{L4} &= \min \{\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5\} \cdot P_{EM,G,max} \\
 P_{L5} &= \min \{\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5\} \cdot P_{EM,G,max} \\
 P_{L6} &= \min \{\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_5, \beta_7\} \cdot P_{EM,G,max}
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

In der Betriebsstrategie wird fortlaufend überprüft, ob die in einem Zustand angeforderte Leistung der EM P_{EM} innerhalb der zugehörigen durch Gl. 4.10 definierten Grenzen liegt. Damit kann mittels der Schaltvariablen s_{Lj} gegebenenfalls ein Wechsel in einen Betriebsmodus mit EM verhindert bzw. ein solcher Betrieb beendet werden. In Tabelle 4.1 sind die Sollwertvorgaben für die EM in den verschiedenen Betriebsmodi aufgelistet.

Tabelle 4.1: Sollwertvorgabe für die EM in Abhängigkeit vom Betriebsmodus

| Schaltvariable | Zustandsübergang | | Limitierung der EM | Sollwert der EM |
|----------------|-----------------------|---------------------|--------------------|-------------------|
| | Quelle | Senke | | |
| $s_{L1} = 1$ | Konventionell Fahren | Elektrisch Fahren | P_{L1} | P_{FW} |
| $s_{L2} = 1$ | Konventionell Fahren | Boosten | P_{L2} | $P_{FW} - P_{VM}$ |
| $s_{L3} = 1$ | Konventionell Fahren | Lastpunktanhebung | P_{L3} | P_{LP} |
| $s_{L4} = 1$ | Konventionell Bremsen | Rekuperation | P_{L4} | P_{FW} |
| $s_{L5} = 1$ | Konventionell Fahren | Schubbetrieb mit EM | P_{L5} | P_{SB} |
| $s_{L6} = 1$ | Stopp/Start | Standladen | P_{L6} | P_{SL} |

Zudem wird darin der Zustandsübergang dargestellt, der sich für die Schaltvariable s_{Lj} bei $s_{Lj} = 1$ ergibt, sofern die Limitierung P_{Lj} der EM dies zulässt. Der Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* wird durch die Schaltvariable $s_{L1} = 1$ angefordert. Die EM hat dabei die aus der Fahrpedalcharakteristik resultierende Antriebsleistung P_{FW} umzusetzen. Mittels der Schaltvariablen $s_{L2} = 1$ wird der Betriebsmodus *Boosten* angefordert. Die Sollwertvorgabe der EM entsteht durch die Differenz aus Fahrerwunschleistung P_{FW} und der vom VM bereitgestellten Leistung P_{VM} . Der Betriebsmodus *Lastpunktanhebung* wird mit der Schaltvariablen $s_{L3} = 1$ angefordert. Die Sollwertvorgabe P_{LP} für die EM wird von der Betriebsstrategie in Abhängigkeit vom Ladezustand der Batterie festgelegt. Tritt der Fahrer das Bremspedal und ist die Schaltvariable s_{L4}

= 1, so wird der Betriebsmodus *Rekuperation* eingeleitet. Die dabei wirkende Verzögerungsleistung wird durch die EM im Generatorbetrieb aufgebracht. Der Sollwert der Generatorleistung P_{FW} ist mit der Bremspedalcharakteristik durch den Fahrerwunsch vorgegeben. Die Sollwertvorgabe P_{SB} für den *Schubbetrieb mit EM* wird durch eine gangabhängige Schubleistung eines virtuell wirkenden VM festgelegt. Im Betriebsmodus *Standladen* wird der Sollwert der Maschinenleistung P_{SL} durch die Betriebsstrategie bestimmt. Er ist insbesondere vom Ladezustand und der Leistungsaufnahme der im Leerlauf wirkenden Verbraucher abhängig.

Die in Tabelle 4.1 dargestellten Sollwerte P_{EM} werden im Zustandsautomat fortlaufend mit den Leistungslimitierungen P_{Lj} gemäß Gl. 4.10 verglichen, woraus gegebenenfalls eine Änderung der Schaltvariable s_{Lj} resultiert. Eine Änderung der Variablen s_{Lj} erfolgt mittels der in Bild 4.11 dargestellten Kennlinie.

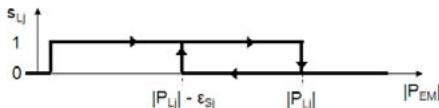


Bild 4.11: Kennlinie für Schaltvariable s_{Lj}

Um häufige Änderungen der Schaltvariablen bei Leistungsanforderungen in der Nähe der Limitierung s_{Lj} zu vermeiden, wird eine Hysteresefunktion mit einer zeitabhängigen Schwelle $\epsilon_{sj} > 0$ eingesetzt.

Die Größe ϵ_{sj} wird in der Applikationsphase festgelegt und ist je nach Fahrprogramm bzw. Fahrkomfort unterschiedlich. Die zeitabhängige Schwelle ϵ_{sj} reduziert die Anzahl der Betriebsmoduswechsel und erhöht damit die Akzeptanz des Fahrers. Die Kennlinie der Schaltvariablen $s_{Lj} = f(|P_{EM}|)$ ist gedächtnisbehaftet. Sie wird daher mit der Abtastzeit T_A in einer zeitdiskreten Form mittels den zum Zeitpunkt $t_k = k \cdot T_A$ bestimmten Größen $|P_{EM}(k)|$ und $|P_{Lj}(k)|$ berechnet. Die Gleichung für die Ermittlung der Schaltvariablen s_{Lj} lautet:

$$s_{Lj}(k) = \theta_1(k) \cdot s_{Lj}(k-1) + \theta_2(k) \quad (4.11)$$

Der Initialwert dieser rekursiven Gleichung bei einer Leistungsanforderung $|P_{EM}| > 0$ ist $s_{Lj}(0) = 1$. Die darin enthaltenen Formvariablen $\theta_1(k)$ und $\theta_2(k)$ sind durch folgende Beziehungen definiert:

$$\theta_1(k) = \begin{cases} 1 & \text{für } |P_{Lj}(k)| - \epsilon_{Lj}(k) \leq |P_{EM}(k)| \leq |P_{Lj}(k)| \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.12)$$

$$\theta_2(k) = \begin{cases} 1 & \text{für } |P_{EM}(k)| < |P_{Lj}(k)| - \epsilon_{Lj}(k) \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.13)$$

Durch diese Gleichungen werden fortlaufend die Leistungssollwerte aller Betriebsmodi mit Einsatz der EM hinsichtlich ihrer zugehörigen Limitierungen überwacht.

5 Methoden zur Simulation

Die Entwicklung neuer Produkte erfolgt nach ISO 15504 bzw. der Software Process Improvement and Capability Determination (SPICE) gemäß dem V-Modell, das vereinfacht in Bild 5.1 dargestellt ist. Es beschreibt anschaulich den Weg von der Systemanforderung bis zur abschließenden Validierung über unterschiedliche Detaillierungsgrade von Modellen für Komponenten und Systeme. Zur bestmöglichen Unterstützung der einzelnen Prozessphasen sind Simulationswerkzeuge, welche den jeweiligen Fortschritt berücksichtigen, extrem hilfreich [BBK10].

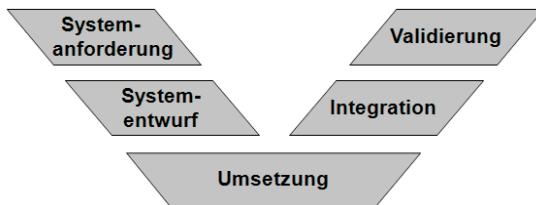


Bild 5.1: V-Modell beim Entwicklungsprozess

Am Anfang der Entwicklung eines Systems werden die Basisanforderungen definiert. Diese können bei einem Hybridantriebsstrang z. B. die erforderliche Leistung der EM, die notwendigen Kühlleistungen der Komponenten, die Größe der Batterie oder das zu erwartende Verbrauchseinsparpotenzial sein. Mit fortschreitender Entwicklung konkretisieren sich die Kenntnisse über das System und seine Parametrierung; damit wachsen auch die Anforderungen an die dazugehörige Simulationsumgebung. Es wurden in Kapitel 2.2 bereits kommerzielle bzw. frei verfügbare Simulationstools beschrieben. Aufgrund der speziellen Anforderungen an einen Hybridantriebstrang - insbesondere auch unter dem Aspekt der Getriebeentwicklung - werden in den folgenden Unterkapiteln zwei selbst entwickelte Simulationsmethoden vorgestellt, die den Entwicklungsprozess unterstützen. Mittels der in Kapitel 5.1 dargestellten quasistationären Verbrauchs berechnung können die wesentlichen Systemanforderungen zu Beginn der Entwicklung bestimmt und zudem ein Beitrag zum Systementwurf geleistet werden. Das in Kapitel 5.2 betrachtete längsdynamische Simulationsprogramm wird aufgrund seiner höheren Detailgenauigkeit bei der Modellierung der physikalischen Vorgänge zu einem späteren Entwicklungszeitpunkt, z. B. für die Validierung, eingesetzt. Beide Simulationsmethoden werden im Nachfolgenden näher beschrieben, wobei mit der in Kapitel 4 dargestellten Betriebsstrategie für den aktuellen Betriebszustand jeweils zahlreiche Simulationsdaten, wie z. B. die Momen-

tenvorgabe bzw. die Gangwahl, für die verschiedenen Betriebsmodi ermittelt werden. Die Untersuchungen werden mit dem Programm Matlab/Simulink durchgeführt, das sehr vorteilhaft bei Simulationen dynamischer Systeme ist und zudem viele Möglichkeiten der Datenausgabe bietet. Die Simulationsprogramme bestehen aus Modellen, Dateien und Skripttexten, die in der Matlab/Simulink Umgebung ausgeführt werden.

Die Simulation des Kraftstoffverbrauchs ermöglicht bereits in einem frühen Entwicklungsstadium eine erste Abschätzung des Einsparpotenzials eines Hybridantriebsstranges. Dieses Vorgehen vermeidet die kostenintensive Alternative eines realitätsnahen Versuchsaufbaus. Die Qualität des Simulationsergebnisses wird wesentlich von der Modellgüte der zu untersuchenden Komponenten geprägt. Allerdings ist es nicht zielführend, sämtliche physikalischen Eigenschaften der Komponenten in einem mathematischen Modell abzubilden. Vielmehr ist der Detailierungsgrad der verwendeten Modelle unter Berücksichtigung der erforderlichen Rechenzeit an die jeweilige Fragestellung anzupassen. Die Herausforderung bei der Modellierung besteht in der Beschränkung auf relevante Effekte und Eigenschaften hinsichtlich des Ziels der Untersuchung. Bei einer Verbrauchsberechnungs-Simulation stellen Wirkungsgrad-Kennfelder der wesentlichen Komponenten der Funktionskette einen guten Kompromiss bezüglich Rechenzeit, Modellierungstiefe und Aussagegüte dar.

Das nachfolgende Kapitel beschreibt ein quasistationäres Simulationsprogramm, mit dessen Hilfe in einer frühen Entwicklungsphase Verbrauchsprognosen getroffen werden können.

5.1 Vereinfachte quasistationäre Verbrauchsberechnung

Eine Vorgehensweise zur objektiven Bewertung des Verbrauchsverhaltens unterschiedlicher Hybridkonzeptionen ist die Simulation in der beim realen Fahrzeug auftretenden Signalflussrichtung. Dabei wird aus dem Fahrerwunsch mittels der Antriebskomponenten die Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet. Dieses Vorgehen erfordert die Einbindung eines Geschwindigkeitsreglers, welcher als Stellgröße das Drehmoment der Antriebskomponenten für den geforderten Geschwindigkeitsverlauf des betrachteten Fahrzyklus realisiert [FrNi04].

In dieser Arbeit wird dagegen ein selbstentwickeltes inverses quasistationäres Programm zur Verbrauchsberechnung eingesetzt, das speziell für die Belange der Getriebeentwicklung konzipiert ist. Die Modularität des Programms ermöglicht die Simulation eines konventionellen, hybriden oder rein elektrischen Antriebsstrangs. Im Rahmen dieser Arbeit wird lediglich auf die

Simulation der in Kapitel 3.4 dargestellten Konfigurationen des Antriebstrangs eingegangen, die alle ein DKG verwenden. Mit dieser Software wird der reale Wirkfluss eines Fahrzeugs invertiert. Dabei beginnt der Ablauf der Simulation mit dem für die Fahrzeuggeschwindigkeit notwendigen Radmoment, womit die erforderlichen Momente des VM bzw. der EM rückgerechnet werden. Die Module und die Interaktionen des Programmes zur Verbrauchsberechnung sind in Bild 5.2 dargestellt [BBR07].

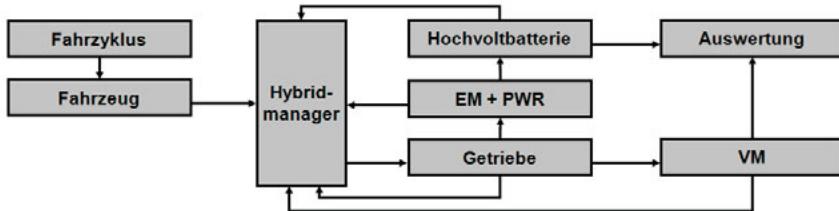


Bild 5.2: Module und Interaktionen des Programmes zur Verbrauchsberechnung

Im Startmodul Fahrzyklus ist das Geschwindigkeitsprofil und optional ein Höhenprofil der Fahrstrecke gespeichert. Diese Daten werden als Eingangsgrößen für die weiteren Module verwendet. Das Modul Fahrzeug beinhaltet die Gleichungen der Fahrzeug-Längsbewegung. Es überführt zudem die vorgegebene Geschwindigkeit in eine zeitabhängige Raddrehzahl, woraus ein vom Antriebsstrang unabhängiges Radmoment bestimmt wird. Im Modul Getriebe werden die von den Übersetzungsstufen abhängigen Parameter und Verluste einer spezifischen Konfiguration ermittelt und die Wandlung des Radmomentes realisiert.

Mit diesen Informationen werden in den quasistationären Betriebspunkten die für den ausgewählten Zyklus erforderlichen Drehzahlen und Momente des VM und der EM ermittelt. Im Modul EM wird der für den Betriebspunkt erforderliche Strombedarf anhand von Wirkungsgradkennfeldern berechnet. Der daraus resultierende Ladezustand der Hochvoltbatterie und seine momentanen Verluste werden im Modul Batterie bestimmt. Im Modul VM wird in den Betriebspunkten des betrachteten Fahrzyklus der spezifische Verbrauchswert anhand eines Kennfeldes ermittelt und daraus der erforderliche Kraftstoffbedarf berechnet.

Zentrale Bedeutung innerhalb des Programms besitzt das Modul Hybridmanager. Hier wird die Betriebsstrategie umgesetzt und der Aufruf der Programme für die Antriebskomponenten gesteuert. Zudem werden darin die erforderlichen Iterationen zwischen den Modulen Getriebe, VM und EM realisiert, um für jede Fahrsituation den optimalen Betriebsmodus und eine hinsichtlich des Wirkungsgrades optimale Gangwahl festzulegen. Der optimale Gang für den

VM wird dabei mittels eines parametrierbaren Schaltautomaten bestimmt. Die Ermittlung der jeweils günstigsten Verbrauchswerte des Antriebstranges erfolgt durch Auswertung der von den beteiligten Modulen übermittelten Daten. Beispiele hierfür sind der Ladezustand der Batterie, der spezifische Verbrauch des VM und der Wirkungsgrad der EM, die jeweils am Arbeitspunkt berechnet werden. Im Modul Auswertung werden die charakteristischen Merkmale einer Hybridkonfiguration für den Fahrzyklus ermittelt. Hierzu gehören der Kraftstoffverbrauch, die Zahl der Betriebsmodi-Wechsel und die durchgeführten Gangwechsel während des Fahrzyklus. Dieses Vorgehen erlaubt eine quantitative Aussage bezüglich des Einsparpotenzials einer Hybridkonfiguration.

Das Simulationsprogramm wurde erfolgreich mit kommerzieller Software auf Basis eines mechanischen Antriebsstranges abgeglichen und wird als Werkzeug genutzt, um in der Entwicklungsphase frühzeitig zu erkennen, welche hybride Antriebsstrangkonfiguration bezüglich Verbrauchseinsparung zu favorisieren ist [BIBl09].

5.1.1 Beschreibung der Simulationsmodelle

Die Modellierung des Hybridsystems im Programm zur Verbrauchsberechnung wird auf Komponentenebene durchgeführt. Die physikalischen Größen der Schnittstellen zwischen den wesentlichen Modellkomponenten sind in Bild 5.3 dargestellt.

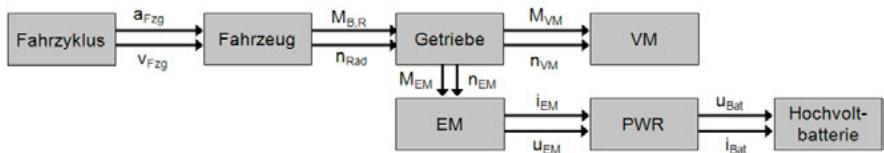


Bild 5.3: Komponentenschnittstellen des inversen Simulationsmodells

Im Folgenden werden die physikalischen Grundlagen der Modulentwicklung für das inverse Simulationsmodell dargelegt.

Modul Fahrzeug

Die Modellierung des Fahrzeugs wird auf eine Längsbewegung auf einer geneigten Fahrbahn mit einem geschwindigkeitsabhängigen Rollwiderstand beschränkt. Drehschwingungen der Antriebswellen und dynamische Effekte des VM bzw. der Kupplungen werden vernachlässigt. Bei

der Modellbildung wird das an den Rädern für einen ausgewählten Fahrzyklus eines Fahrzeugs erforderliche Moment $M_{res,R}$ aufgeteilt in ein Basismoment $M_{B,R}$ und in ein auf die Radebene bezogenes antriebsspezifisches Moment $M_{A,R}$. Im Basismoment werden dabei alle Anteile zusammengefasst, die lediglich vom Fahrzeug und Fahrzyklus abhängen. Das antriebsspezifische Moment hingegen berücksichtigt den jeweiligen Antriebsstrang sowie die bei den realisierbaren Hybridmodi auftretenden unterschiedlichen Anbindungen des VM und der EM an das Getriebe bzw. an die Antriebsachsen. Unter Vernachlässigung des Radschlupfes ergibt sich bei einem gegebenen Fahrzyklus mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und dem Radradius r_{Rad} die Radwinkelgeschwindigkeit ω_{Rad} gemäß der Beziehung:

$$\omega_{Rad} = \frac{v_{Fzg}}{r_{Rad}} \quad (5.1)$$

Das Basismoment $M_{B,R}$ wird durch Überlagerung eines translatorischen Fahrzeugmomentes $M_{B1,R}$ und eines durch die Radträgheiten bedingten rotatorischen Momentes $M_{B2,R}$ [LeNa94] mit der Gleichung

$$M_{B,R} = M_{B1,R} + M_{B2,R} \quad (5.2)$$

berechnet. Der für die Bewegung eines Fahrzeugs der Masse m_{Fzg} in Längsrichtung erforderliche translatorische Momentenanteil $M_{B1,R}$ ergibt sich aus dem Produkt des Radradius mit der Luftwiderstandskraft F_{Luf} , der Rollwiderstandskraft F_{Rol} , der Hangabtriebskraft F_{Han} sowie der translatorischen Beschleunigungskraft F_{Tra} gemäß der Beziehung

$$\begin{aligned} M_{B1,R} &= r_{Rad} (F_{Luf} + F_{Rol} + F_{Han} + F_{Tra}) \\ &= r_{Rad} \left(\frac{1}{2} \rho_L \cdot c_w \cdot A_{Fzg} \cdot r_{Rad}^2 \omega_{Rad}^2 + m_{Fzg} (f_{Rol} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H + g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + r_{Rad} \frac{d\omega_{Rad}}{dt}) \right) \end{aligned} \quad (5.3)$$

Hierin ist:

| | | | |
|------------|--------------------------------|-----------|------------------------------|
| ρ_L | - Luftdichte | c_w | - Luftwiderstandsbeiwert |
| A_{Fzg} | - Fahrzeugquerschnittsfläche | g_{Erd} | - Erdbeschleunigung |
| m_{Fzg} | - Fahrzeuggmasse | f_{Rol} | - Geschwindigkeitsabhängiger |
| α_H | - Steigungswinkel der Fahrbahn | | Rollwiderstandsbeiwert |

Mit dem Trägheitsmoment des Vorderrades J_{RV} bzw. des Hinterrades J_{RH} berechnet sich das rotatorische Moment $M_{B2,R}$ wie folgt:

$$M_{B2,R} = 2 (J_{RV} + J_{RH}) \frac{d\omega_{Rad}}{dt} \quad (5.4)$$

Das resultierende Basismoment $M_{B,R}$ aus Gl. 5.2 wirkt zusammen mit der Raddrehzahl n_{Rad} als Eingangsgröße des nachgeschalteten Getriebemodelles.

Modul Getriebe

Das für die Bewegung des Hybridfahrzeugs gemäß der Geschwindigkeitsvorgabe erforderliche Gesamtmoment $M_{res,R}$ muss durch den VM und die EM bereitgestellt werden. Im Hybridmanager wird die Betriebsstrategie realisiert und damit der Betriebsmodus, die Momentenaufteilung und die Gangwahlstrategie des jeweiligen Hybridantriebes festgelegt. Das erforderliche auf das Rad bezogene resultierende Gesamtmoment $M_{res,R}$ berechnet sich aus dem Basismoment $M_{B,R}$ und einem antriebsspezifischen Moment $M_{A,R}$:

$$M_{res,R} = M_{B,R} + M_{A,R} \quad (5.5)$$

Da zu Beginn der Simulation im Getriebemodell das Moment $M_{A,R}$ noch nicht feststeht, basiert der Entscheidungsprozess der Betriebsstrategie zunächst auf dem Basismoment $M_{B,R}$. Dieses Vorgehen ist berechtigt, da bei den meisten Fahrszenarien dieser Term im Vergleich zu $M_{A,R}$ stark dominiert. Durch den Hybridmanager wird unter dieser Annahme das Radmoment in ein VM-Moment $M_{VM,R}$ und ein EM-Moment $M_{EM,R}$ auf Radebene wie folgt zerlegt:

$$M_{res,R} = M_{VM,R} + M_{EM,R} \quad (5.6)$$

Diese Festlegung erfolgt gemäß der in Kapitel 4.3.1 dargestellten Vorgehensweise zur Momentenaufteilung. Die Auswahl eines verbrauchs- bzw. wirkungsgradoptimalen Ganges für den VM bzw. die EM wird mit der in Kapitel 4.3.2 vorgestellten Methodik zur Gangwahlstrategie durchgeführt. Mit den in Bild 5.4 dargestellten Modellparametern des Programms zur Verbrauchs-

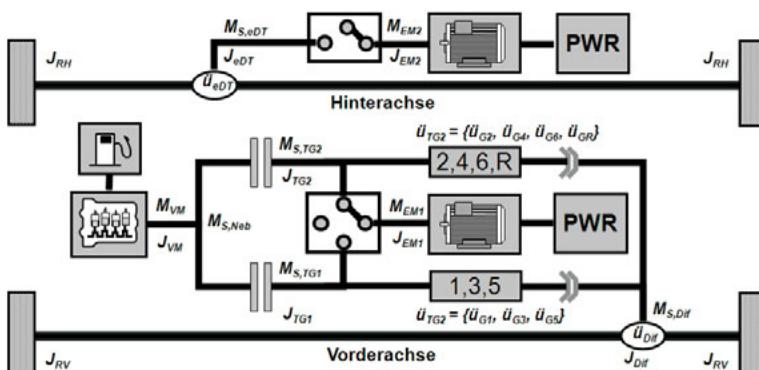


Bild 5.4: Modellparameter des Programmes zur Verbrauchsberechnung

berechnung können die wirksamen Trägheits- und Schleppmomente bestimmt und daraus das

auf Radebene bezogene resultierende Gesamtträgheitsmoment $J_{A,R}$ berechnet werden. Dieses zeigt jedoch eine hohe Abhängigkeit von der betrachteten Antriebskonfiguration. In Tabelle 5.1 ist das Gesamtträgheitsmoment $J_{A,R}$ für die in Kapitel 3.4 eingeführten unterschiedlichen Konfigurationen des Hybridantriebsstranges jeweils für den Betriebszustand (1) bzw. den Ruhezustand (0) von EM und VM dargestellt.

Tabelle 5.1: Gesamtträgheitsmoment $J_{A,R}$ für unterschiedliche Konfigurationen und Betriebsmodi

| Konfiguration | EM | VM | Gesamtträgheitsmoment $J_{A,R}$ bezogen auf Radebene |
|---------------|----|----|--|
| H1 | 0 | 0 | $J_{Dif} \cdot \ddot{\omega}_{Dif} + J_{eDT} \cdot \ddot{\omega}_{eDT}^2$ |
| | 0 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif} + J_{eDT} \cdot \ddot{\omega}_{eDT}^2$ |
| | 1 | 0 | $J_{Dif} \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2 + (J_{eDT} + J_{EM2}) \cdot \ddot{\omega}_{eDT}^2$ |
| | 1 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2 + (J_{eDT} + J_{EM2}) \cdot \ddot{\omega}_{eDT}^2$ |
| H2 | 0 | 0 | $J_{Dif} \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 0 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 0 | $((J_{EM} + J_{GE1n}) \cdot \ddot{\omega}_{GE1n}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + (J_{EM1} + J_{GE1n}^*) \cdot \ddot{\omega}_{GE1n}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| H3 | 0 | 0 | $J_{Dif} \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 0 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 0 | $((J_{EM} + J_{GEN}) \cdot \ddot{\omega}_{GEN}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + (J_{EM1} + J_{GE2n}^*) \cdot \ddot{\omega}_{GE2n}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| H4 | 0 | 0 | $J_{Dif} \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 0 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 0 | $((J_{EM} + J_{GEN}) \cdot \ddot{\omega}_{GEN}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |
| | 1 | 1 | $((J_{VM} + J_{GVn}) \cdot \ddot{\omega}_{GVn}^2 + (J_{EM1} + J_{GEN}^*) \cdot \ddot{\omega}_{GEN}^2 + J_{Dif}) \cdot \ddot{\omega}_{Dif}^2$ |

*) Terme entfallen, falls EM und VM den gleichen Gang nutzen

Jede in dieser Tabelle auftretende Übersetzung $\ddot{\omega}$ ist über die Drehzahlen bzw. Winkelgeschwindigkeiten der Antriebs- und Abtriebswelle gemäß

$$\ddot{\omega} = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} \quad (5.7)$$

definiert. Sofern der VM oder die EM bei gegebenem Gang n mit der Übersetzung $\ddot{\omega}_{GVn}$ bzw. $\ddot{\omega}_{GEN}$ aktiv ist, muss in Tabelle 5.1 das zugehörige Trägheitsmoment des Ganges J_{GVn} bzw.

J_{GEN} berücksichtigt werden.

Das bei der momentanen Fahrsituation erforderliche auf die Radebene bezogene antriebsspezifische Moment $M_{A,R}$ lässt sich allgemein mittels der folgenden Beziehung berechnen:

$$M_{A,R} = J_{A,R} \frac{d\omega_{Rad}}{dt} + M_{S,R} \quad (5.8)$$

Hierin ist $M_{S,R}$ die Summe der auf die Radebene bezogenen Schleppmomente. Anhand von Prüfstandsmessungen kann das Schleppmoment der Komponente bestimmt werden. Mittels des antriebsspezifischen Momentes $M_{A,R}$ können anschließend die Gl. 5.5 und 5.6 iterativ erneut berechnet und gegebenenfalls kann durch den Hybridmanager der Betriebsmodus bzw. die Gangwahl des Hybridantriebes hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs optimiert werden.

Aus den bekannten Größen für Drehzahl und Moment auf Radebene können mit den Informationen der Momentenaufteilung und Gangwahl die Betriebspunkte für VM und EM - jeweils charakterisiert durch Drehzahl und Drehmoment - ermittelt werden.

Die VM Drehzahl n_{VM} kann mit der konstanten Übersetzung des Differenzials $\ddot{\upsilon}_{Dif}$ und der gangabhängigen Übersetzungsstufe $\ddot{\upsilon}_{GVn}$ aus der Radwinkelgeschwindigkeit ω_{Rad} gemäß

$$\begin{aligned} n_{Rad} &= \frac{\pi}{30} \omega_{Rad} \\ n_{VM} &= n_{Rad} \cdot \ddot{\upsilon}_{GVn} \cdot \ddot{\upsilon}_{Dif} \end{aligned} \quad (5.9)$$

bestimmt werden. Das am Ausgang des VM erforderliche Moment ergibt sich aus

$$M_{VM} = \frac{M_{res,R} - M_{EM,R}}{\ddot{\upsilon}_{Dif} \cdot \ddot{\upsilon}_{GVn}} + \frac{M_{S,Dif}}{\ddot{\upsilon}_{Gn}} + M_{S,Gn} + M_{S,Neb} \quad (5.10)$$

Hierin beschreiben $M_{S,Dif}$ bzw. $M_{S,Gn}$ die temperatur-, last- und drehzahlabhängigen Schleppmomente des Differenzials und des Getriebes. Das Getriebe-Schleppmoment berücksichtigt dabei Verluste des Radsatzes (z. B. durch Lager oder Planschen der Zahnräder), der Kupplungen, der Synchronisierungen sowie der Aktuierung. Nebenverbraucher, wie z. B. die Klimaanlage oder die Lenkhilfepumpe, werden in Gl. 5.10 mittels ihres resultierenden Schleppmomentes $M_{S,Neb}$ abgebildet.

Abhängig von der Konfiguration des Antriebsstranges (H1 bis H4) wird die EM auf unterschiedliche Weise im Antriebsstrang integriert. Die EM-Drehzahl n_{EM} kann dabei gemäß

$$n_{EM} = \begin{cases} n_{Rad} \cdot \ddot{\upsilon}_{eDT} & \text{für Antriebskonfiguration H1} \\ n_{Rad} \cdot \ddot{\upsilon}_{Dif} \cdot \ddot{\upsilon}_{GEN} & \text{für Antriebskonfiguration H2 bis H4} \end{cases} \quad (5.11)$$

bestimmt werden. Dabei beschreibt \ddot{u}_{eDT} die Übersetzungsstufe der elektrisch angetriebenen Hinterachse und \ddot{u}_{GEn} ist im DKG die Übersetzung eines bezüglich des Wirkungsgrades optimalen EM-Ganges. Das Moment M_{EM} der EM kann abhängig von der Antriebskonfiguration durch die Gleichung

$$M_{EM} = \begin{cases} \frac{M_{EM,R}}{\ddot{u}_{eDT}} + M_{S,eDT} & \text{für Antriebskonfiguration H1} \\ \frac{M_{EM,R}}{\ddot{u}_{Dif}\ddot{u}_{GEn}} + \frac{M_{S,Dif}}{\ddot{u}_{GEn}} + M_{S,Gn} & \text{für Antriebskonfiguration H2 bis H4} \end{cases} \quad (5.12)$$

berechnet werden.

Modul VM

Im Modul VM wird in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -moment der Kraftstoffverbrauch ermittelt. In Phasen des Fahrzyklus mit $v_{Fzg} = 0$ wird bei einem konventionellen Antrieb der Motor mit der Leerlaufdrehzahl betrieben; bei einem Hybridsystem hingegen kann mittels des Betriebsmodus Stopp/Start der VM abgeschaltet werden.

Während eines Anfahrvorgangs mit VM herrscht im Vergleich zu einer stationären Betriebsphase ein Drehzahlüberschuss, der durch eine schlupfende Kupplung entsteht und von Motortemperatur und -moment abhängig ist. Damit kann die mit Gl. 5.9 berechnete Motordrehzahl n_{VM} erst nach der Anfahrphase zur Verbrauchsberechnung verwendet werden. Während dieser Phase wird in der Simulation eine relativ zur Leerlaufdrehzahl erhöhte konstante Anfahrdrehzahl verwendet.

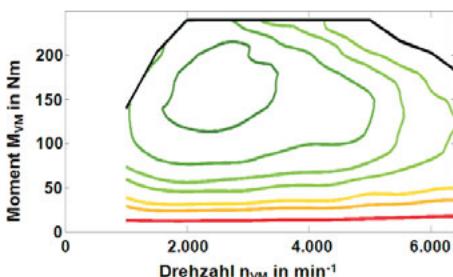


Bild 5.5: Muscheldiagramm des VM

ist typisch für einen Benzimotor mit Turbolader. Bei diesen Antrieben wird der geringste spe-

Die Verbrauchswerte werden am Motorenprüfstand für diskrete Betriebspunkte ermittelt. Dadurch kann dem VM ein spezifischer Kraftstoffverbrauch zugeordnet werden. Ein Teil dieser Informationen wird im Muscheldiagramm durch Linien mit konstantem Verbrauch dargestellt. In Bild 5.5 ist qualitativ das Muscheldiagramm für den VM des Demonstratorfahrzeugs gezeigt. Das hier gezeigte Muscheldiagramm

zifische Verbrauch bei niederen Drehzahlen und mittleren bis hohen Momenten erzielt. Unterschiede zeigen sich in der drehzahlabhängigen Funktion des Maximalmomentes. Zudem werden von manchen Herstellern hohe Anstrengungen zur Reibungsoptimierung des VM unternommen, die als Resultat insbesondere bei niederen Drehmomenten zu einem verbesserten spezifischem Kraftstoffverbrauch führen.

Im Modul VM werden die vom Antriebshersteller in diskreten Betriebspunkten ermittelten Verbrauchsinformationen genutzt. Damit wird durch Interpolation zwischen diesen Daten der auf die Zeit bezogene spezifische Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{VM} für den Betriebsbereich des betrachteten Fahrzyklus bestimmt. Der Kraftstoff-Verbrauch V_{Zyk} eines Fahrzyklus der Zeitdauer T_{Zyk} wird mittels der Kraftstoffdichte ρ_{Kra} gemäß

$$V_{Zyk} = \frac{\int_0^{T_{Zyk}} \dot{m}_{VM} dt}{\rho_{Kra} \int_0^{T_{Zyk}} v_{Fzg} dt} \quad (5.13)$$

berechnet.

Modul EM

Der Betriebspunkt der EM ist durch die mechanische Drehzahl und das Drehmoment bestimmt. Im Modul EM wird für diese physikalischen Größen im betrachteten Fahrzyklus der Wirkungsgrad ermittelt. Dazu werden die Wirkungsgradkennfelder der EM genutzt.

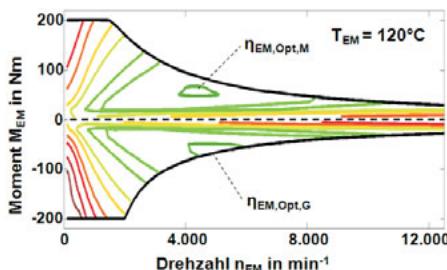


Bild 5.6: Wirkungsgradkennfeld der EM mit PWR

gestellt und zudem die Bereiche mit optimalem Wirkungsgrad für den motorischen und generatorischen Betrieb separat gekennzeichnet.

Die elektrische Leistungsaufnahme bzw. -abgabe der EM P_{EM} bei einer Drehzahl n_{EM} und einem Moment M_{EM} kann mittels der Wirkungsgrade für den motorischen bzw. generatorischen

Alle im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Wirkungsgradkennfelder wurden vom Lieferanten der EM durch Prüfstandsmessungen bestimmt. In Bild 5.6 wird exemplarisch das resultierende Wirkungsgradkennfeld für die EM der elektrisch angetriebenen Hinterachse bei einer Temperatur $T_{EM} = 120^\circ C$ gezeigt. In diesem qualitativen Kennfeld sind Linien mit konstantem Wirkungsgrad farblich abgestuft dar-

Betrieb $\eta_{EM,M}$ und $\eta_{EM,G}$ gemäß

$$P_{EM} = \begin{cases} -\frac{\pi \cdot n_{EM} \cdot M_{EM}}{30 \cdot \eta_{EM,M}} & \text{für motorischen Betrieb} \\ -\frac{\pi \cdot n_{EM} \cdot M_{EM} \cdot \eta_{EM,G}}{30} & \text{für generatorischen Betrieb} \end{cases} \quad (5.14)$$

ermittelt werden¹.

Modul Leistungselektronik

In diesem Modul wird der Wirkungsgrad der Leistungselektronik in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment der EM bestimmt. Außerdem werden für die Betriebspunkte des Fahrzyklus bei gegebener Batteriespannung u_{Bat} der notwendige Batteriestrom i_{Bat} berechnet. In Bild 5.7 wird als Beispiel das durch Prüfstandsmessungen ermittelte resultierende Wirkungsgradkennfeld für die Leistungselektronik der elektrisch angetriebenen Hinterachse bei einer Betriebstemperatur von $T_{PWR} = 60^\circ\text{C}$ dargestellt.

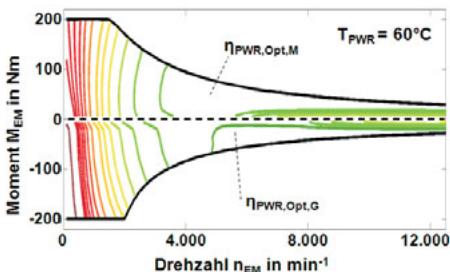


Bild 5.7: Wirkungsgradkennfeld des PWR

motorischen bzw. generatorischen Betrieb $\eta_{PWR,M}$ und $\eta_{PWR,G}$ gemäß

$$P_{PWR} = \begin{cases} \frac{P_{EM}}{\eta_{PWR,M}} & \text{für motorischen Betrieb} \\ P_{EM} \cdot \eta_{PWR,G} & \text{für generatorischen Betrieb} \end{cases} \quad (5.15)$$

berechnet werden.

¹ Das Vorzeichen der elektrischen Leistung orientiert sich an der Batterie, d. h. motorische Momente der EM bewirken dort eine Energieentnahme.

Modul Hochvoltbatterie

Für einen objektiven Vergleich unterschiedlicher Hybrid-Konfigurationen ist sicherzustellen, dass die Hochvoltbatterie zu Beginn und nach Beendigung einer Fahrstrecke mit Betriebsphasen der EM den gleichen Energieinhalt aufweist. Hierfür werden in diesem Modul die Energiezufluss bzw. -abfuhr im betrachteten Fahrzyklus bestimmt. Zudem werden inkrementelle Lade- bzw. Entladehübe ermittelt und daraus eine inkrementelle Alterung der Batterie berechnet. Mittels dieser Daten kann die im Zyklus durch Lade- bzw. Entladevorgänge auftretende relative Alterung der Batterie abgeschätzt werden.

Berechnung des Energieinhaltes

Grundlagen zur Ermittlung des Energieinhaltes der Batterie sind die von der EM bzw. Leistungselektronik während des betrachteten Fahrzyklus angeforderten elektrischen Leistungen und die Gesamtverluste der Batterie. Letztere sind abhängig von Batteriespannung u_{Bat} , Batteriestrom i_{Bat} , Batterietemperatur T_{Bat} und dem Ladezustand der Batterie SoC .

Der aktuelle Wirkungsgrad der Hochvoltbatterie η_{Bat} ergibt sich gemäß

$$\eta_{Bat} = \begin{cases} \frac{-P_{PWR}}{-P_{PWR} + i_{Bat}^2 \cdot R_{Bat} + P_{SG,Bat} + P_{BK,Bat} + P_{BN,Fzg}} & \text{für motorischen Betrieb} \\ \frac{P_{PWR} - i_{Bat}^2 \cdot R_{Bat} - P_{SG,Bat} - P_{BK,Bat} - P_{BN,Fzg}}{P_{PWR}} & \text{für generatorischen Betrieb} \end{cases} \quad (5.16)$$

wobei $P_{SG,Bat}$ der Leistungsbedarf des Steuergeräts, $P_{BK,Bat}$ die Leistung der Kühlpumpe der Hochvoltbatterie, $P_{BN,Fzg}$ die mittlere Bordnetzleistung des Fahrzeugs und R_{Bat} der von Batterietemperatur und -ladezustand abhängige ohmsche Widerstand der Batterie ist.

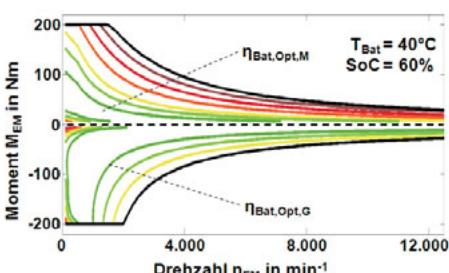


Bild 5.8: Wirkungsgradkennfeld der Batterie

Der Wirkungsgrad der Nickel-Metallhydrid-Batterie des Demonstratorfahrzeugs wird mit Gl. 5.16 für den Betriebsbereich der EM berechnet. Das Wirkungsgradkennfeld für einen typischen Arbeitspunkt der Batterie bei einer Temperatur $T_{Bat} = 40^\circ\text{C}$ und einem mittleren Ladezustand $SoC = 60\%$ ist in Bild 5.8 dargestellt. Die bei einem Betriebspunkt erforderliche Batterieleistung P_{Bat} wird

durch die Leistungsaufnahme bzw. -abgabe der Leistungselektronik und dem zugehörigen Wirkungsgrad der Hochvoltbatterie gemäß

$$P_{Bat} = \begin{cases} \frac{P_{PWR}}{\eta_{Bat}} & \text{für motorischen Betrieb} \\ \eta_{Bat} \cdot P_{PWR} & \text{für generatorischen Betrieb} \end{cases} \quad (5.17)$$

bestimmt. Die Änderung des Energieinhalts $\Delta E_{Bat,Zyk}$ der Batterie während eines Fahrzyklus der Zeitdauer T_{Zyk} wird durch

$$\Delta E_{Bat,Zyk} = \int_0^{T_{Zyk}} P_{Bat} dt \quad (5.18)$$

berechnet.

Qualitative Bewertung der Alterung

Angesichts hoher Anschaffungskosten der Batterie eines Hybridsystems sollte die Lebensdauer im Bereich der Fahrzeuglebensdauer liegen. Unterschreitet jedoch die Restspeicherkapazität nach einer gewissen Betriebszeit einen prozentualen Schwellwert von ca. 80 % der ursprünglichen Nominalkapazität, so ist in der Regel die Batterie defekt. Die Lebensdauer wird unterschieden in die kalendarische Lebensdauer und die Zykluslebensdauer [Sau10]. Die kalendarische Lebensdauer beschreibt die Alterung, die selbst ohne Belastung der Batterie erfolgt. In die Zykluslebensdauer greifen alle Mechanismen ein, die eine Zelle aufgrund ihrer Beanspruchung im Betrieb altern lassen. Dies sind neben der Temperatur vor allem Lade- und Entladezyklen bestimmter Häufigkeit und Entladetiefe. Zykluslebensdauer und kalendarische Lebensdauer überlagern sich und je nach Profil der Anwendung ist der eine oder andere Mechanismus bestimmend für den Defektzeitpunkt.

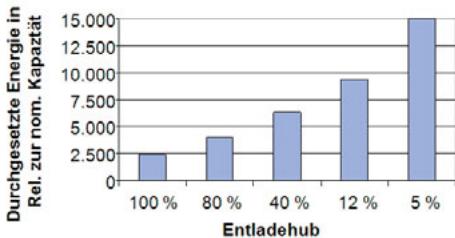


Bild 5.9: Alterung einer NiMH-Batterie [KöSc01]

Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Zykluslebensdauer der Batterie ist der prozentuale Ladehub, der durch die Ladungsänderung bei einem Lade- bzw. Entladevorgang relativ zur Gesamtkapazität der Batterie definiert ist. Gemäß [KöSc01] ergibt sich bei einem ansteigenden prozentualen Entladehub eine zunehmende Reduzierung der durchgesetzten auf die Nominalkapazität bezogene Energiemenge bis die Lebensdauergrenze erreicht wird. In Bild 5.9 ist

dies exemplarisch für eine Nickel-Metallhydrid-Batterie dargestellt. Bild 5.10 zeigt den Ladezustand einer Batterie für einen typischen Fahrzyklus eines Hybridsystems. Definiert man gemäß

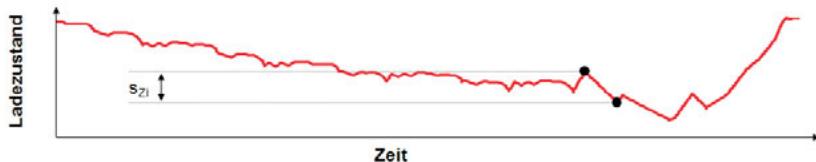


Bild 5.10: Veranschaulichung des inkrementellen Ladehubs s_{Zi} im Ladezustandsverlauf

dieses Bilds einen inkrementellen Ladehub s_{Zi} als Absolutwert der Differenz von SoC -Werten zwischen zwei benachbarten Anfangszeiten bei signifikanten Lade- bzw. Entladevorgängen, so kann für alle diese Zyklusabschnitte eine zugehörige prozentuale auf die Batterie-Lebensdauer bezogene inkrementelle Alterung a_{Zi} mittels der heuristischen Beziehung

$$a_{Zi} = f(s_{Zi}) \quad (5.19)$$

berechnet werden. Bei einem Zyklus der Zeitdauer T_{Zyk} und insgesamt k Lade- bzw. Entladehübe wird die zugehörige Alterung der Batterie A_{Zyk} durch die folgende Summation

$$A_{Zyk} = \sum_{j=1}^k a_{Zi} \quad (5.20)$$

bestimmt. Diese im Modul Hochvoltbatterie durchgeführte Berechnung der Alterung innerhalb des Fahrzyklus ist eine Prozentangabe bezogen auf die Lebensdauer der Batterie. Sie ist nützlich beim Vergleich verschiedener Hybridkonfigurationen als Kriterium für die Betriebsbelastung der Batterie mit Einfluss auf die Lebensdauer.

5.1.2 Simulationsergebnisse der Verbrauchsberechnung

Dieser Abschnitt zeigt die Ergebnisse des Programms zur vereinfachten quasistationären Verbrauchsberechnung für die unterschiedlichen in Kapitel 3.4 beschriebenen Konfigurationen des Antriebsstranges. Die Güte der Simulationsergebnisse ermöglicht eine vergleichende Bewertung der betrachteten Antriebe. Zur Gewinnung einer korrekten quantitativen Verbrauchsaussage ist die Tiefe der im Programm realisierten Modellierung jedoch nicht ausreichend.

Bei der Parametrierung der Verbrauchssimulationen wird vom VM Typ BMW N14B16 und einer Standardbereifung mit 17-Zoll Rädern ausgegangen. In der Simulation verwendete unterschiedliche Fahrzeugattribute wie z. B. Leergewicht² oder mittlere Bordnetzleistung werden für jede Antriebsstrangkonfiguration aufgelistet. Die hierbei getroffenen Festlegungen sind realistische Zielwerte einer möglichen Serienproduktion des Hybridantriebs.

Als Ergebnis werden bei allen Simulationen der Antriebskonfigurationen jeweils Geschwindigkeit und der ausgewählte Betriebsmodus im zeitlichen Verlauf des Fahrzyklus dargestellt. Zudem werden die Arbeitspunkte des VM mittels des Muscheldiagramms visualisiert. Bei Konfigurationen mit erweiterter Hybridfunktionalität werden zudem die Arbeitspunkte der EM im zugehörigen Drehmoment-Drehzahl-Diagramm aufgezeichnet und der Ladezustand der Batterie als Funktion der Zeit abgebildet. Funktionen, die zu einer Verbrauchserhöhung führen, wie z. B. die Katalysator-Beheizung oder eine aktive Getriebeerwärmung, um die inneren Schleppmomente zu reduzieren, werden nicht berücksichtigt. Da diese Funktionen bei allen Antriebskonfigurationen angewendet werden können, wird dadurch die vergleichende Bewertung dieser Varianten nicht tangiert. Die Gangwahlstrategie bzw. die Betriebsmodi wurden für eine optimale Kraftstoffreduktion angepasst.

Konventionelles Handschaltgetriebe (M1)

Zur Simulation des Fahrzeugs mit dem GETRAG-Handschaltgetriebe 6MTT300 wird eine Fahrzeugmasse von 1280 kg und eine mittlere Bordnetzleistung von 330 W verwendet. Die Ergebnisse der Simulation des betrachteten Fahrzeugs im NEFZ sind in Bild 5.11 dargestellt. Der VM läuft bei dieser Antriebskonfiguration während des gesamten Fahrzyklus. Das Muscheldiagramm dieses Bilds zeigt, dass sich ein großer Anteil der zugehörigen VM Betriebspunkte im Teillast-Bereich mit hohem spezifischem Kraftstoffverbrauch befindet. Es werden folgende

² Angaben nach Richtlinie 92/21/EG in der Fassung 95/48/EG (Masse in fahrbereitem Zustand, Kraftstoffbehälter zu 90 % gefüllt, mit Fahrer, 68 kg und Gepäck, 7kg).

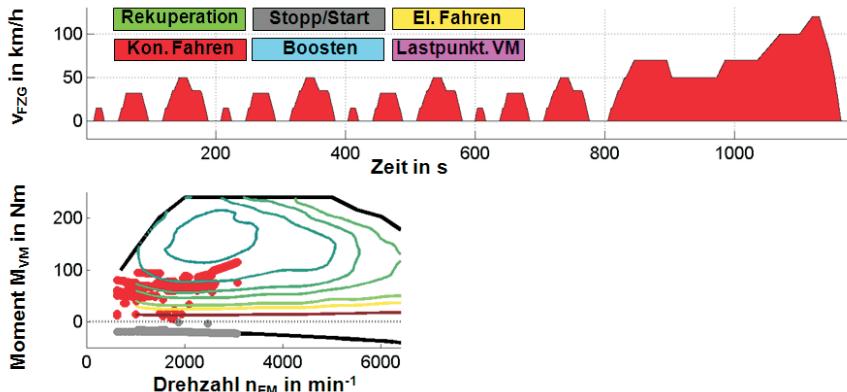


Bild 5.11: Betriebszustände des Handschaltgetriebes im NEFZ

Simulationsergebnisse erzielt:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 8,75 / 5,65 / 6,77 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 59

Handschaltgetriebe mit Stopp/Start-Funktionalität (M2)

Für die Simulation dieser Antriebskonfiguration wird ein GETRAG-Handschaltgetriebe 6MTT300 mit Stopp/Start-Funktionalität eingesetzt, wobei die Fahrzeuggmasse 1285 kg und die mittlere Bordnetzleistung 340 W beträgt. Bei diesem Antriebsstrang wird im Vergleich zur Konfiguration M1 wegen der größeren Anforderung an die Starterleistung ein um 5 kg erhöhtes Leergewicht angenommen. Die Ergebnisse der Simulation der betrachteten Konfiguration werden in Bild 5.12 dargestellt. Bei dieser Antriebskonfiguration wird der VM in Zyklusphasen mit $v_{Fzg} = 0$ durch den Betriebsmodus Stopp/Start abgeschaltet. Auch hier befindet sich ein großer Anteil der Betriebspunkte des VM im Teillast-Bereich mit einem hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch. Die Ergebnisse der Verbrauchssimulation können wie folgt zusammengefasst werden:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 7,28 / 5,75 / 6,31 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 59

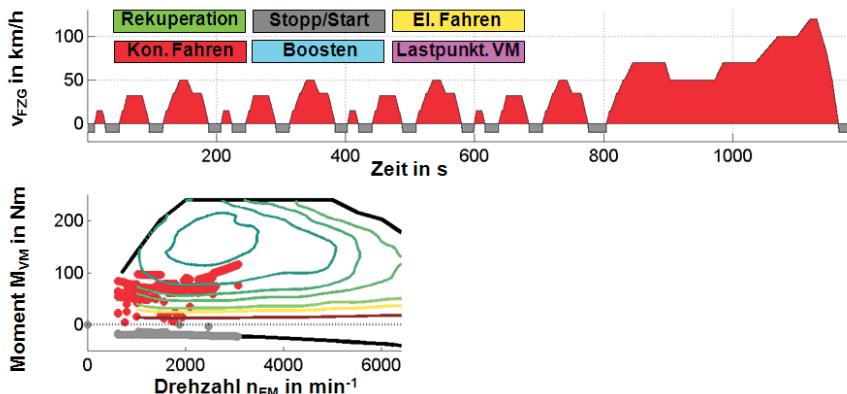


Bild 5.12: Betriebszustände des Handschaltgetriebes mit Stopp/Start im NEFZ

Konventionelles DKG (D1)

In dieser Konfiguration ist der Mini Clubman mit dem konventionellen GETRAG-DKG 6DCT250 ausgestattet. Es wird für die Simulation von einer Fahrzeugmasse von 1310 kg und einer mittleren Bordnetzeleistung von 350 W ausgegangen. Im Vergleich zu den Konfigurationen M1 und M2 ergibt sich hier wegen des eingesetzten Getriebesteuergerätes eine größere Leistungsanforderung an das 12 V-Bordnetz. Zudem führt der Einsatz des DKG an Stelle des Handschaltgetriebes zu einem erhöhten Leergewicht. Die Betriebszustände des Mini Clubman mit dem konventionellen DKG im NEFZ sind in Bild 5.13 dargestellt. Der VM läuft permanent während des gesamten Fahrzyklus; seine Betriebspunkte werden im Muscheldiagramm dieses Bildes dargestellt. Im Vergleich zu den in Bild 5.11 gezeigten Simulationsdaten des Handschalters liegen hier die VM-Betriebspunkte tendenziell bei geringeren Drehzahlen und höheren Momenten. Die Drehzahlabsenkung ergibt sich aus den im Vergleich zum Handschalter frei wählbaren Schaltkennlinien für automatisierte Getriebe. Dieses verbesserte Schaltverhalten führt zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Die Simulation des NEFZ-Zyklus mit dieser Antriebskonfiguration ergibt folgende Ergebnisse:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 8,59 / 5,36 / 6,53 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 66

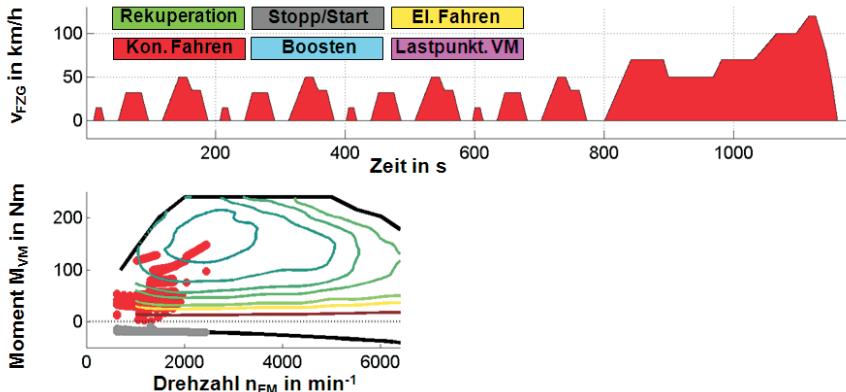


Bild 5.13: Betriebszustände des konventionellen DKG im NEFZ

DKG mit Stopp/Start-Funktionalität (D2)

In diesem Abschnitt nutzt der Mini Clubman mit dem konventionellen GETRAG-DKG 6DCT250 bei der Antriebskonfiguration die Stopp/Start-Funktionalität. Als Basis für die Simulation wird von einer Fahrzeuggmasse von 1315 kg und einer mittleren Bordnetzleistung von 360 W ausgegangen. Die bei der NEFZ-Simulation auftretenden Betriebszustände sind in Bild 5.14 dargestellt. Bedingt durch diese Zusatzfunktion des Antriebsstranges wird der VM bei

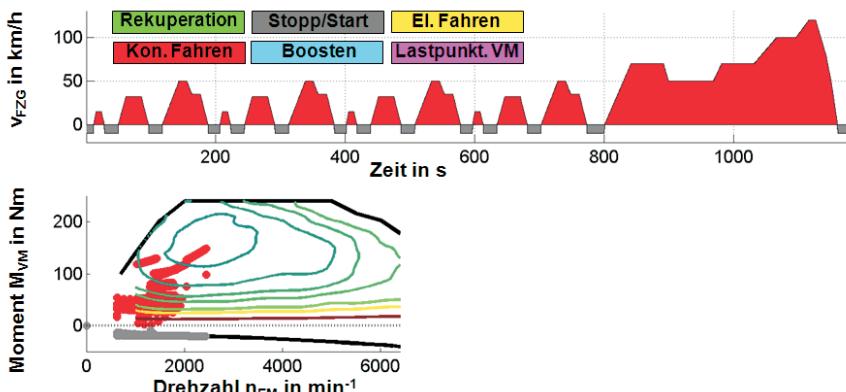


Bild 5.14: Betriebszustände des DKG mit Stopp/Start im NEFZ

Stillstand des Fahrzeugs abgeschaltet, wodurch der Kraftstoffverbrauch für die Leerlaufphasen entfällt. Die Betriebspunkte des VM werden für diese Simulation im Drehzahl-Drehmoment Diagramm des Bilds 5.14 gezeigt. Im Vergleich zu den in Bild 5.13 gezeigten Ergebnissen des konventionellen DKG ohne Funktionalität wird deutlich, dass durch die Zusatzfunktion die Betriebspunkte im Leerlaufdrehzahlbereich entfallen. Die Simulation hat folgende Ergebnisse erzielt:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 7,05 / 5,40 / 6,00 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 66

Die Simulationsergebnisse der Konfigurationen mit DKG (D1 und D2) zeigen im Vergleich mit den Konfigurationen mit Handschaltgetriebe (M1 und M2) bei einer erhöhten Anzahl an Gangwechseln eine Verbrauchseinsparung.

DKG mit elektrischer Hinterachse (H1)

Diese Konfiguration nutzt das konventionelle GETRAG-DKG 6DCT250 und die abkoppelbare elektrisch angetriebene Hinterachse 1eDT160. Für die Simulation dieses Voll-Hybrids wird von einer Fahrzeugmasse von 1435 kg und einer mittleren Bordnetzleistung von 400 W ausgegangen. Im Vergleich zu den zuvor betrachteten Konfigurationen wird hier durch die zusätzlich installierten Hybridkomponenten, wie Kühlpumpen sowie Steuergeräte für Batterie und PWR, von einem erhöhten Leistungsbedarf des 12 V-Bordnetzes ausgegangen .

Die Betriebsmodi des Mini Clubman mit dem DKG und der elektrisch angetriebenen Hinterachse bei der NEFZ-Simulation sind in Bild 5.15 dargestellt. Im Bild sind größere Zeitanteile ohne Nutzung des VM zu erkennen. In diesen Phasen ist der VM durch die Stopp/Start-Funktionalität bei Fahrzeug-Stillstand abgeschaltet oder das erforderliche Antriebsmoment wird vollständig von der EM aufgebracht. Im Muscheldiagramm dieses Bilds wird ersichtlich, dass viele Betriebspunkte aufgrund der Lastpunktanhebung des VM in Bereichen mit einem niederen spezifischen Kraftstoffverbrauch liegen. Das Drehzahl-Drehmoment Diagramm der EM in Bild 5.15 visualisiert die Lage der Betriebspunkte der EM. In den Betriebsmodi *Rekuperation* und *Elektrisch Fahren* sind die Betriebspunkte fest durch den Fahrzyklus vorgegeben und können wegen der festen Ganganbindung der EM nicht variiert werden. Die Betriebspunkte im Modus *Lastpunktanhebung* werden anhand des Optimums des Gesamtwirkungsgrades aller beteiligten Komponenten bestimmt. Dadurch liegen diese

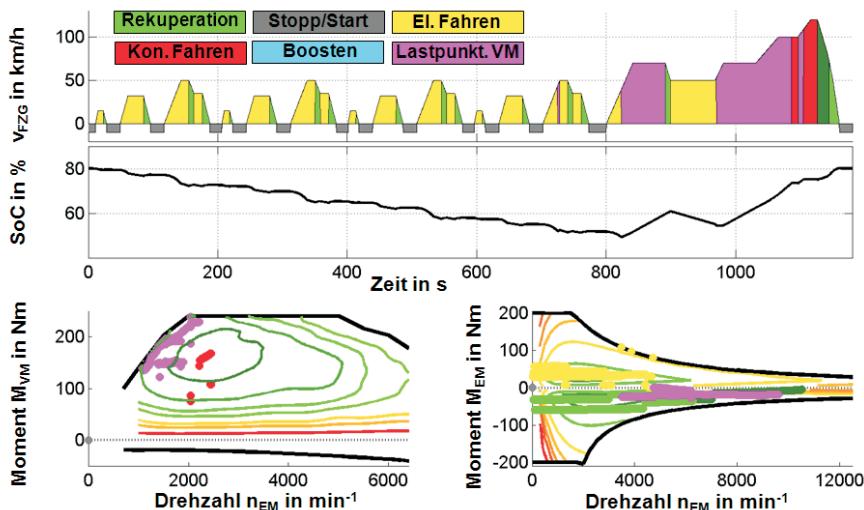


Bild 5.15: Betriebszustände der Antriebsstrang-Konfiguration H1 im NEFZ

Punkte in einem Bereich mit einem günstigen Gesamtwirkungsgrad. Die Ergebnisse der Verbrauchssimulation für die Antriebskonfiguration H1 werden in der folgenden Liste gezeigt:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 0,21 / 8,38 / 5,41 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 8
- Batteriealterung / Zyklus: $4,72 \cdot 10^{-3} \%$

Hybrid-DKG mit EM an Teilgetriebe 1 (H2)

Dieser Abschnitt zeigt die Simulationsergebnisse für das GETRAG-Hybrid-DKG 6HDT250 mit einer fest an das Teilgetriebe 1 angebundenen EM. Als Fahrzeugattribute werden von einer Fahrzeuggmasse von 1398 kg und einer mittleren Bordnetzleistung von 400 W ausgegangen. Die Betriebszustände dieser Hybridkonfiguration des Mini Clubman im NEFZ werden in Bild 5.16 gezeigt. Bei geringen Geschwindigkeiten des NEFZ dominiert gemäß dieses Bilds der Modus *Elektrisch Fahren*. Ein Teil der Bewegungsenergie kann beim Verzögern durch den Modus *Rekuperation* in elektrische Energie umgeformt werden. Je nach Wiederstartzeit erfolgt die Rekuperation mit oder ohne geschleppten VM. In diesem Bild sind zudem größere Zeitanteile ohne Nutzung des VM zu erkennen. Bei Einsatz des VM befinden sich dessen Betriebspunkte

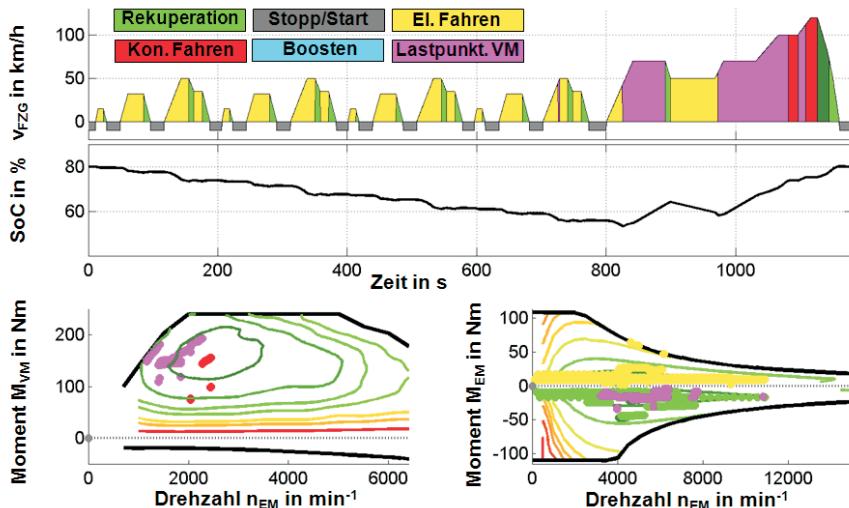


Bild 5.16: Betriebszustände der Antriebsstrang-Konfiguration H2 im NEFZ

im Muscheldiagramm vorwiegend in Bereichen mit niederen Werten des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Im Vergleich zu den zuvor gezeigten Antriebskonfigurationen sind hier die Betriebspunkte hinsichtlich des Verbrauchs am günstigsten platziert. Im Drehzahl-Drehmoment Diagramm der EM ist zu erkennen, dass die Betriebspunkte der generatorischen Betriebsmodi Lastpunktanhebung und Rekuperation jeweils hohe Wirkungsgrade besitzen.

Die Vorteile des DKG in einem Hybridantrieb im Vergleich zur elektrischen Achse gemäß Bild 5.15 zeigen sich insbesondere bei den Betriebspunkten in den Kennfeldern der EM. Beim DKG können durch die Variation der EM-Drehzahl mittels der Gangabstufungen des Getriebes die Betriebsmodi *Rekuperation* und *Elektrisch Fahren* in einen günstigen Wirkungsgradbereich der EM verschoben werden. Bei der elektrischen Achse hingegen ergibt sich in diesen Betriebsmodi eine feste Zuordnung zwischen der durch den Fahrzyklus gegebenen Raddrehzahl und der Drehzahl des E-Motors. Die Ergebnisse der Simulation können wie folgt zusammengefasst werden:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 0,14 / 7,21 / 4,64 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 41
- Batteriealterung / Zyklus: $6,01 \cdot 10^{-3} \%$

Hybrid-DKG mit EM an Teilgetriebe 2 (H3)

Dieser Abschnitt zeigt die Simulationsergebnisse für das GETRAG-Hybrid-DKG 6HDT250 mit einer fest an das Teilgetriebe 2 angebundenen EM. Es wird eine Fahrzeuggmasse von 1398 kg und eine mittlere Bordnetzleistung von 400 W für die Simulation verwendet. Die Betriebszustände des Mini Clubman mit dem Hybrid-DKG und der fest an Teilgetriebe 2 angebundenen EM (H3) im NEFZ sind in Bild 5.17 dargestellt. Im städtischen Bereich des Fahrzyklus dominiert der

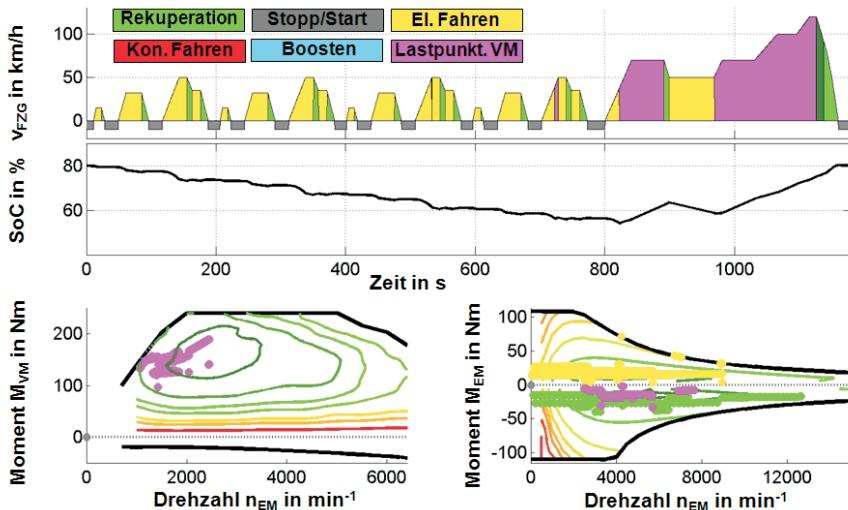


Bild 5.17: Betriebszustände der Antriebsstrang-Konfiguration H3 im NEFZ

Modus *Elektrisch Fahren*, wobei die typischen Arbeitspunkte im Vergleich zur Konfiguration H2 in Bereichen mit geringeren Drehzahlen liegen. Dadurch ergibt sich beim elektrischen Fahren ein erhöhter Strombedarf und bei niederen Geschwindigkeiten eine frühzeitigere Aktivierung des Betriebsmodus *Lastpunktverschiebung*. Ein weiterer deutlicher Unterschied der Konfigurationen H2 und H3 sind die Betriebspunkte für das Wiederstarten des VM beim elektrischen Fahren. In H2 erfolgen Wiederstarts teilweise auch noch bei sehr hohen Drehzahlen (über 10.000 1/min) der EM. In H3 hingegen liegt die Drehzahl für den Wiederstart bei max. 7.500 1/min. Der Betriebsmodus *Konventionell Fahren* wird in H3 verglichen zu H2 fast nicht eingesetzt, da eine reduzierte Effizienz des Modus *Lastpunktverschiebung* auftritt und deshalb dort zu einer verlängerten Verweilzeit führt. Zudem werden in dieser Konfiguration im Vergleich zu H2 der

Modus *Rekuperation* mit höheren Drehzahlen und die EM im unteren bis mittleren Drehzahlbereich mit höheren Momenten betrieben. Es ergeben sich dadurch für die Konfiguration H3 Verbrauchseinsparungsvorteile im Vergleich mit der Konfiguration H2. Die NEFZ-Simulation der Antriebskonfiguration H3 führt zu folgenden Ergebnissen:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 0,29 / 7,03 / 4,58 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 32
- Batteriealterung / Zyklus: $4,78 \cdot 10^{-3} \%$

Hybrid-DKG mit umkoppelbarer EM (H4)

In diesem Abschnitt werden die Simulationsergebnisse für das GETRAG-Hybrid-DKG 6HDHT250 mit einer umkoppelbaren EM (H4) dargestellt. Für die Simulationen der Antriebskonfiguration wird von einer Fahrzeugmasse von 1401 kg und einer mittleren Bordnetzleistung von 400 W ausgegangen. Die Betriebszustände des Mini Clubman mit dem Hybrid-DKG und der umkoppelbaren EM im NEFZ sind in Bild 5.18 dargestellt. Bei niederen Geschwindigkeiten

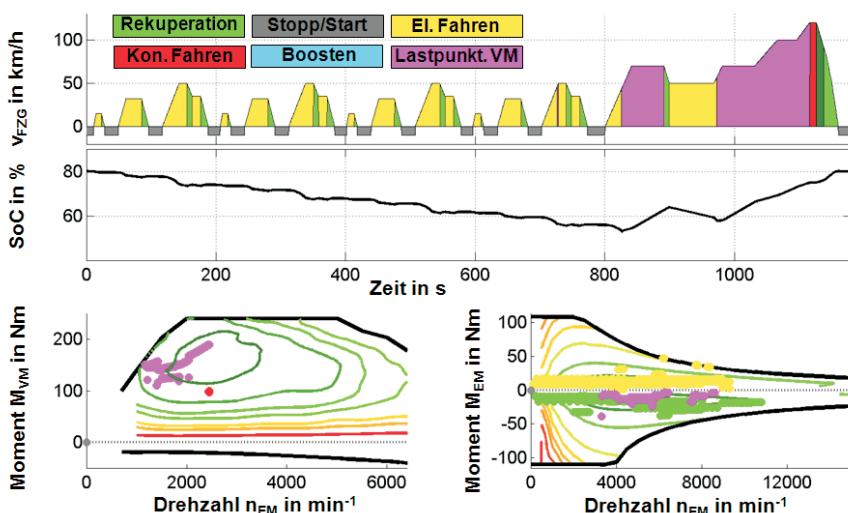


Bild 5.18: Betriebszustände der Antriebsstrang-Konfiguration H4 im NEFZ

im betrachteten Fahrzyklus wird nahezu ständig der Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* genutzt. Im Vergleich zu den anderen Hybrid-Konfigurationen ist der Modus *Lastpunktverschiebung* nur

sehr kurzzeitig in Betrieb. Zudem liegt eine erhöhte Zahl an Betriebspunkten der EM in einem Bereich mit sehr hohem Wirkungsgrad. Insbesondere im Modus *Lastpunktverschiebung* führt der zusätzliche mechanische Freiheitsgrad der freien Gangwahl für die EM im generatorischen Betrieb zu einem sehr hohen Wirkungsgrad dieses Antriebs. Im Vergleich zu den zuvor betrachteten Hybrid-Konfigurationen sind hier die Betriebspunkte des VM im Muscheldiagramm bei einem geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch platziert. Die Simulation des NEFZ-Zyklus mit der Antriebskonfiguration H4 ergibt folgende Ergebnisse:

- Verbrauch innerorts / außerorts / kombiniert: 0,10 / 7,12 / 4,57 Liter pro 100 km (NEFZ)
- Anzahl der Gangwechsel: 62
- Batteriealterung / Zyklus: $5,16 \cdot 10^{-3} \%$

5.1.3 Simulation der maximalen Längsdynamik

Die Simulationsergebnisse des vorherigen Abschnittes zeigen das unterschiedliche Potenzial der betrachteten Konfigurationen des Antriebsstranges hinsichtlich Kraftstoffeinsparung. Im Folgenden wird das Beschleunigungspotenzial dieser Antriebe untersucht. Hierzu wird das Programm zur Verbrauchs berechnung genutzt und um Module zur Maximierung der Antriebsmomente erweitert. Ausgehend von einem maximal übertragbaren Moment pro Fahrzeugachse werden darin die maximalen Momente des VM bzw. der EM für die Beschleunigung des Fahrzeugs auf ebener Fahrbahn unter Idealbedingungen berechnet. Die Grenzwerte der maximal übertragbaren Momente für Vorder- bzw. Hinterachse $M_{VA,max}$ bzw. $M_{HA,max}$ werden mit der längsdynamischen Gewichtsverlagerung κ_L und dem auf die Vorderachse wirkenden Anteil der Fahrzeuggmasse m_{VA} durch die Beziehungen

$$\begin{aligned} M_{VA,max} &= \mu_R \cdot g_{Erd} \cdot m_{VA} \cdot \kappa_L \cdot r_{Rad} \\ M_{HA,max} &= \mu_R \cdot g_{Erd} \cdot (m_{Fzg} - m_{VA}\kappa_L) \cdot r_{Rad} \end{aligned} \quad (5.21)$$

berechnet. Für die verschiedenen Antriebskonfigurationen werden bei Gangstellungen für optimale Sportlichkeit die maximal realisierbaren Momente des VM $M_{VM,R}$ und der EM $M_{EM,R}$ bei gegebener Raddrehzahl bestimmt. Die daraus für die Achsen berechneten Sollwerte des Summenmoments müssen auf die durch Gl. 5.21 gegebenen Maximalmomente begrenzt werden. Die Startdrehzahl des VM wird mit der Zielsetzung einer größtmöglichen Antriebsleistung gewählt, wobei funktional bedingte Begrenzungen der beteiligten Komponenten berücksichtigt werden. Als Maß für das Beschleunigungspotenzial der Antriebe wird die Größe T_B für die Beschleuni-

gungszeit eines Fahrzeugs von 0 - 100 km/h eingeführt. Bild 5.19 zeigt für die verschiedenen

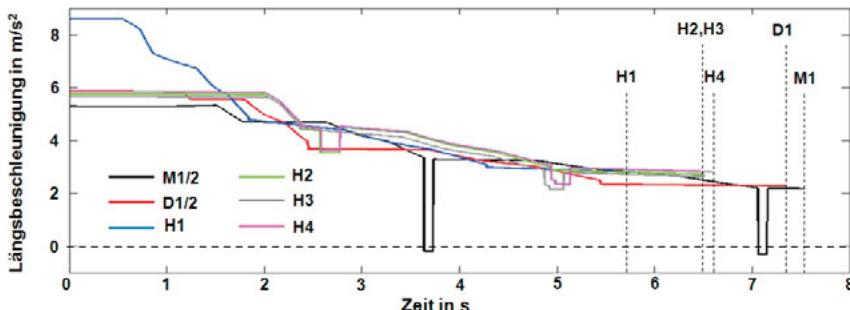


Bild 5.19: Maximale Längsbeschleunigung unterschiedlicher Antriebsstränge

Antriebskonfigurationen die maximale Längsbeschleunigung. Die Beschleunigungszeit wird für jede Konfiguration durch das Ende der Aufzeichnung bei Erreichen der Geschwindigkeit von 100 km/h ersichtlich. Mit der Zeit $T_B = 7,5$ s ist das Handschaltgetriebe (M1) die Referenz. Hierbei werden zwei Gangwechsel jeweils verbunden mit einer Zugkraftunterbrechung benötigt. Im Vergleich dazu besitzt die Konfiguration mit DKG (D1) eine größere Masse, womit eine erhöhte Traktion ermöglicht wird. Die Beschleunigungszeit reduziert sich auf 7,3 s verbunden mit zwei Gangwechseln ohne Zugkraftunterbrechung. Die Torquesplit-Hybrid-DKG erreichen durch die zusätzliche EM-Leistung Zeiten von 6,5 s bei den Konfigurationen H2 und H3 bzw. 6,6 s bei H4. Die längere Beschleunigungszeit von H4 im Vergleich zu H2 bzw. H3 wird vor allem durch den zweimaligen Gangwechsel der E-Maschine bei H4 verursacht. Die Konfigurationen H2 und H3 benötigen nur einen Gangwechsel der E-Maschine. Eine speziell für die Konfiguration H4 optimierte E-Maschinen Gangwahlstrategie kann diese längere Beschleunigungszeit vermeiden. Die beste Beschleunigungszeit mit $T_B = 5,8$ s erzielt die Konfiguration DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse (H1).

5.1.4 Bewertung der Ergebnisse der Verbrauchsberechnung und der Längsdynamiksimulation

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die unterschiedlichen Hybridkonfigurationen bei gleichen Fahrszenarien verglichen. In Tabelle 5.2 sind die Simulationsergebnisse für das Verbrauchsverhalten und das Beschleunigungspotenzial der verschiedenen Antriebskonfigurationen zusammengefasst.

Tabelle 5.2: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

| Konf. | Kraftstoffverbrauch [L/100km] | | | Prozent. Änderung zu M1 | Prozent. Änderung zu D1 | Gang- wechsel [-] | Alterung pro Zyklus [%] | Zeit T_B [s] |
|-------|-------------------------------|-----------|-------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------|-------------------------------|----------------------|
| | innerorts | außerorts | komb. | | | | | |
| M1 | 8,75 | 5,65 | 6,77 | 0,0% | -3,7% | 59 | – | 7,5 |
| M2 | 7,28 | 5,75 | 6,31 | 6,9% | 3,4% | 59 | – | 7,5 |
| D1 | 8,59 | 5,36 | 6,53 | 3,5% | 0,0% | 66 | – | 7,3 |
| D2 | 7,05 | 5,40 | 6,00 | 11,4% | 8,2% | 66 | – | 7,3 |
| H1 | 0,21 | 8,38 | 5,41 | 20,2% | 17,2% | 8 | $4,72 \cdot 10^{-3}$ | 5,8 |
| H2 | 0,14 | 7,21 | 4,64 | 31,5% | 29,0% | 41 | $6,01 \cdot 10^{-3}$ | 6,5 |
| H3 | 0,29 | 7,03 | 4,58 | 32,3% | 29,8% | 32 | $4,77 \cdot 10^{-3}$ | 6,5 |
| H4 | 0,10 | 7,12 | 4,57 | 32,6% | 30,1% | 62 | $5,16 \cdot 10^{-3}$ | 6,6 |

Es wird ersichtlich, dass bei einem Hybridantrieb mit der Erhöhung der Freiheitsgrade und einer zugehörigen effizienten Betriebsstrategie eine Kraftstoffeinsparung erzielt wird. Obwohl das Handschaltgetriebe M1 und das konventionelle DKG D1 jeweils sechs Vorwärtsgänge besitzen, kann mit der Konfiguration D1 durch die freie Gangwahl 3,5 % Kraftstoff eingespart werden. Dieser Vorteil ist nur bei automatisch schaltenden Getrieben möglich; bei Handschaltgetrieben hingegen werden die Schaltpunkte im NEFZ fest vorgegeben. Die Ausstattung der konventionellen Antriebsvarianten M1 bzw. D1 mit der zusätzlichen Stopp/Start-Funktion führt in der Konfiguration M2 bzw. D2 zu Verbrauchseinsparungen von 7,5 % bzw. 12,1 %. Dieses Potenzial ist im realen Fahrbetrieb sicherlich geringer, da die ersten Stillstandsphasen eines Zyklus für die Katalysator-Beheizung benötigt werden. Durch Zufuhr eines fetten Luft-Kraftstoff-Gemischs ist im Vergleich zum Normalbetrieb dabei ein erhöhter Kraftstoffbedarf notwendig.

Das konventionelle DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse (H1) besitzt im Vergleich zu den Konfigurationen H2 bis H4 mit Torquesplit-Hybrid-DKG relativ geringes Potenzial zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Die Konfiguration H4 mit der umkoppelbaren EM verfügt über die höchste Komplexität und bietet die meisten mechanischen Freiheitsgrade [RiBl09]. Die Simulationsergebnisse bestätigen, dass eine zunehmende Anzahl an Freiheitsgraden den Kraftstoffverbrauch reduziert. So wird in Konfiguration H1 die EM mit einer festen Gangstufung in den Antrieb eingebunden. Hingegen kann die Konfiguration H4 stets für VM und EM eine eigene Gangstufung anbieten. Da beide Antriebe jeweils im optimalen Betriebsbereich arbeiten,

ergibt sich in der Simulation bei H4 die höchste Verbrauchseinsparung. Insbesondere im Betriebsmodus *Lastpunktanhebung des VM* kann die EM in den Konfigurationen H3 und H4 sehr effizient elektrische Energie erzeugen, die z. B. durch längere Verweilzeiten im Betriebsmodus *Elektrisch Fahren* zur Verbrauchsreduzierung beiträgt. Bei der Simulation der Konfiguration H4 ergibt sich verglichen zum Referenz-Antriebsstrang D1 die höchste Einsparung mit 30,1 %.

Die im konstruktiven Aufbau strukturell ähnlichen Konfigurationen H2 und H3 unterscheiden sich bei der Verbrauchseinsparung deutlich, wobei H3 nahezu das Niveau von H4 erreicht. Bei einer oberflächlichen Betrachtung müsste bei Konfiguration H2 ein Verbrauchsvorteil gegenüber H3 auftreten, da für eine Überlandfahrt mit Betrieb des VM im optimalen Gang 6 die EM bei freier Gangwahl im anderen Teilgetriebe einen wirkungsgradoptimalen Gang nutzen kann. Die Simulationsergebnisse zeigen jedoch die deutlich schlechtere Performance der Konfiguration H2, da die freie Gangwahl nicht vorteilhaft genutzt werden kann. Ursache hierfür ist die Charakteristik der EM bzw. der relativ hohe Innenwiderstand der verwendeten Hochvoltbatterie. Diese Größen prägen gemäß den Ausführungen in Abschnitt 4.3.2 maßgeblich die Lage des optimalen Wirkungsgrades im resultierenden Kennfeld der elektrischen Komponenten und bewirken letztlich nahezu eine Überlappung der Drehzahlbereiche für höchsten Wirkungsgrad der EM bzw. für optimalen spezifischen Kraftstoffverbrauch des VM.

Tabelle 5.2 verdeutlicht zudem die starke Abhängigkeit der Gangwechsel-Anzahl von der Hybrid-Konfiguration. Es ist erkennbar, dass die hohe Verbrauchsreduktion des DKG mit umkoppelbarer EM (H4) insbesondere durch die variable Gangwahlstrategie und damit durch eine hohe Anzahl von Gangwechseln erreicht wird. Die tabellarisch dargestellte Alterung pro Zyklus wird wesentlich durch die relative Einsatzzeit der EM bestimmt. Im Vergleich der betrachteten Hybridantriebe ist daher bei der Konfiguration H1 die geringste Alterung zu verzeichnen.

Hinsichtlich der Beschleunigungszeit T_B besitzen die betrachteten Hybridantriebe deutliche Unterschiede, wobei der Allrad-Antrieb der Konfiguration H1 deutliche Vorteile aufweist. Obwohl die EM der Konfigurationen H1 bis H4 die gleichen Leistungsdaten aufweisen, kann bei der Konfiguration H1 das Moment des elektrischen Antriebs während der gesamten Beschleunigungsphase wirken. Bei den Konfigurationen H2 bis H4 ist jedoch an der Vorderachse die maximal übertragbare Traktion bei geringen Geschwindigkeiten begrenzt. Die hohe Gangwechselzahl der EM in Konfiguration H4 wirkt sich auf die Beschleunigungszeit nachteilig aus, da die

Leistung der EM zweimal abgeschaltet wird. Alternativ könnte die EM bei diesem Fahrmanöver gleichartig wie bei den Konfigurationen H2 oder H3 eingesetzt werden.

Zusätzlich zu den diskutierten Simulationsergebnissen gibt es weitere daraus ableitbare Interpretationen. Grundlage der erzielten Ergebnisse ist die Platzierung des Bereiches mit minimalem spezifischem Kraftstoffverbrauch beim VM relativ zur Lage des optimalen Wirkungsgrades in der elektrischen Funktionskette. Bedingt durch den hohen Innenwiderstand der verwendeten Nickel-Metallhydrid-Batterie besteht zwischen diesen Optima keine große Drehzahl-Differenz. Neue Batterietechnologien auf Lithium-Ionen-Basis weisen deutlich kleinere Innenwiderstände auf³. Dies führt zu einer Verschiebung des Wirkungsgradoptimums der EM hin zu höheren Drehzahlen. Konfigurationen mit einer freien Gangwahl der EM können dadurch eine zusätzliche Verbrauchsreduzierung erzielen.

Im realen Fahrbetrieb sind die erforderlichen typischen Bordnetzleistungen deutlich höher als die bei den Simulationen für den Fahrzyklus angenommene Grundlast. Für diese größere und insbesondere variable Anforderung sind Antriebskonfigurationen mit vielen Wahlmöglichkeiten des EM-Ganges vorteilhaft. Unter diesem Aspekt sind die Konfigurationen H2 bis H4 durch ihre gemeinsame Eigenschaft der effizienten Stromerzeugung gegenüber der Variante H1 zu favorisieren.

Die Hybridkonfiguration mit elektrisch angetriebener Hinterachse (H1) bietet durch die Allradfunktionalität eine deutlich bessere Traktion. Während bei konventionellen Allradsystemen durch diese Antriebsvariante stets ein zusätzlicher Kraftstoffbedarf entsteht, ist mit der Allradeigenschaft der Konfiguration H1 eine Verbrauchsreduzierung verbunden. Ein Nachteil der elektrischen im Vergleich zur mechanischen Allradfunktion ist ihre vom Ladezustand abhängige zeitliche Begrenzung. Da jedoch die meisten typischen Anwendungen der Allradfunktion, wie z. B. Anfahren auf einem Fahrbahnbeflag mit geringem Reibwert, nur kurzzeitig erforderlich sind, ist dieser Nachteil tolerierbar.

Bei den Untersuchungen ergeben sich für das Hybrid-DKG der Konfiguration H4 mit der umkopplbaren EM die größten Verbrauchseinsparungen. Im Vergleich dazu zeigt die Konfiguration H3 mit fest angebundener EM an Teilgetriebe 2 einen geringfügig größeren Kraftstoffverbrauch im NEFZ. Unter Berücksichtigung der inhärenten Nachteile der Konfiguration H4, wie Aufwand für die mechanische Umkoppeleinheit, größerer Bauraumbedarf und umfangreichere Software-

³ Dies ist das Ergebnis der deutlich höheren Zellspannung. Dadurch muss zur Erzeugung der Hochvolt-Spannungslage eine geringere Zellenanzahl in Reihe geschaltet werden.

Funktionalität, stellt die Konfiguration H3 den besten Kompromiss dar.

Bei den hier diskutierten Hybridkonzepten H2 bis H4 wird eine trockene Doppelkupplung verwendet, die sich bei geöffneter Kupplung durch ein geringes Schleppmoment auszeichnet. Bei Verwendung einer nassen Doppelkupplung an Stelle der trockenen wird in der Regel eine Schleppmomenterhöhung bei der geöffneten Kupplung auftreten. Dieses Schleppmoment kann bei unterschiedlicher Gangwahl der beiden Antriebe und der daraus resultierenden Differenzdrehzahl in der offenen Kupplung einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrauchsergebnisse haben. Andererseits hat die nasse Doppelkupplung ein deutlich geringeres Trägheitsmoment und Gewicht als die trockene, dadurch muss der VM weniger innere Beschleunigungsarbeit leisten, was sich positiv auf den Verbrauch auswirkt.

5.2 Programm für detaillierte Simulation der Längsdynamik

Im Unterschied zum quasistationären Verbrauchsberechnungsprogramm eignet sich das nachfolgend beschriebene Werkzeug zur Simulation der Längsdynamik, für Analysen spezieller dynamischer Probleme bei der Entwicklung von Komponenten wie auch zur Validierung der funktionalen Abstimmung von Teilsystemen eines Hybridantriebstranges. Beispiele hierfür sind dynamische Untersuchungen zur Umkopplung und Eigensynchronisierung der EM oder auch zum Wiederstart des VM. Weiterer Schwerpunkt des Programms ist die Datenermittlung zur Bewertung von fahrsicherheitskritischen Situationen und die Festlegung von Parametergrenzwerten in der Entwicklungsphase eines Hybridantriebes. Das Tool kann auch zur Simulation kompletter Fahrzyklen eingesetzt werden, wofür allerdings lange Rechenzeiten erforderlich sind. Grundlage der Simulation sind detaillierte Modelle der Teilsysteme bzw. Komponenten des Hybridantriebes, wofür Kenntnisse über eine Vielzahl physikalischer Parameter erforderlich sind [Fre05]. In diesem Kapitel wird die Modellierung in die Teilkomplexe elektrisches System, VM, Antriebsstrang für Vorder- bzw. Hinterachse und Fahrzeug gegliedert.

5.2.1 Modellierung des elektrischen Systems

Der hybride Antriebsstrang wird wesentlich durch das elektrische System mit EM, PWR, Hochvoltbatterie und EKK geprägt. In den nachfolgenden Abschnitten wird auf die Modellbildung dieser Komponenten eingegangen.

Modellbildung und Regelung der EM

In fast allen serienmäßigen Hybridfahrzeugen wird die PSM aufgrund ihrer großen Leistungsdichte und dem hohen Wirkungsgrad eingesetzt. Daher werden die Betrachtungen auf diesen Maschinentyp beschränkt.

Modell der PSM

Betrachtet wird eine symmetrische mittelpunktfreie Drehfeldmaschine. Für die drei sinusförmigen Strangstrome i_U , i_V und i_W gilt zu jedem Zeitpunkt:

$$i_U + i_V + i_W = 0 \quad (5.22)$$

Diese Ströme können zu einem resultierenden Stromzeiger zusammengefasst werden, der mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{el} des Statordrehfelds rotiert. Ziel der Modellierung ist, dieses dreiphasige von Zeit und Winkelgeschwindigkeit abhängige System in ein zeitinvariantes orthogonales

System mit den beiden Koordinaten d und q zu überführen. Dabei wird die d -Achse des Koordinatensystems in Richtung des mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{EL} rotierenden Polradflussraumzeigers gelegt. Durch diese Abbildung entsteht eine feldorientierte Regelungsstruktur, die der einer Gleichstrommaschine ähnelt. Darin werden zwei Größen geregelt: das Motormoment, welches mit der q -Achse des Koordinatensystems verknüpft ist und der auf die d -Achse projizierte magnetische Fluss. In den stationären Betriebsphasen der EM sind die Führungsgrößen dieser beiden Regelgrößen jeweils konstant.

Der Signalfloss der EM von den realen dreiphasigen Spannungen u_U , u_V und u_W als Eingangsgrößen, über das Maschinenmodell im feldorientierten Koordinatensystem bis zu den Phasenströmen als elektrische Ausgangsgrößen, ist in Bild 5.20 dargestellt. Die Strangspannungen u_U ,

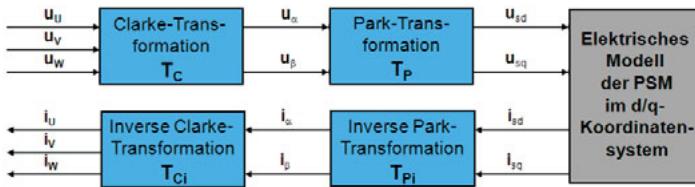


Bild 5.20: Transformation vom drei Phasen in das d/q -Koordinatensystem

u_V und u_W werden zunächst mittels der Clarke-Transformation in ein orthogonales, statorfestes α/β -Koordinatensystem transformiert. Die daraus resultierenden Spannungen u_α und u_β berechnen sich gemäß der Gleichung:

$$\begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} = \mathbf{T}_C \cdot \begin{bmatrix} u_U \\ u_V \\ u_W \end{bmatrix} \quad \text{mit } \mathbf{T}_C = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

Bestimmt man die momentane elektrische Winkellage des Drehfeldes φ_{EL} mittels der Beziehung

$$\varphi_{EL} = \int_0^t \omega_{EL} \cdot dt \quad (5.24)$$

so können die Modell-Eingangsgrößen u_{sd} und u_{sq} im rotorfesten Koordinatensystem aus den Spannungen u_α und u_β durch die folgende Park-Transformation

$$\begin{bmatrix} u_{sd} \\ u_{sq} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_P \cdot \begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \end{bmatrix} \quad \text{mit } \mathbf{T}_P = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{EL} & \sin \varphi_{EL} \\ -\sin \varphi_{EL} & \cos \varphi_{EL} \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

berechnet werden [Möll10]. Die elektrischen Ausgangsgrößen des EM-Modells im d/q -System sind die moment- und flussbildenden Statorströme i_{sq} bzw. i_{sd} . Diese werden mit der inversen

Park-Transformation gemäß

$$\begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\mathbf{Pi}} \cdot \begin{bmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \end{bmatrix} \quad \text{mit } \mathbf{T}_{\mathbf{Pi}} = \mathbf{T}_{\mathbf{P}}^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{EL} & -\sin \varphi_{EL} \\ \sin \varphi_{EL} & \cos \varphi_{EL} \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

in die Ströme i_α und i_β im statorfesten α/β -Koordinatensystem gewandelt. Die Strangströme i_U , i_V und i_W als elektrische Ausgangsgrößen des Dreiphasensystems werden durch Anwendung der inversen Clarke-Transformation

$$\begin{bmatrix} i_U \\ i_V \\ i_W \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{\mathbf{Ci}} \cdot \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} \quad \text{mit } \mathbf{T}_{\mathbf{Ci}} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

berechnet. Die Winkelgeschwindigkeiten des mechanischen Systems der EM ω_{EM} und des rotierenden Feldes ω_{EL} sind durch die Polpaarzahl z_p über die Gleichung

$$\omega_{EL} = z_p \cdot \omega_{EM} \quad (5.28)$$

verknüpft. Das elektrische Modell der PSM im feldorientierten Koordinatensystem wird durch die beiden gekoppelten Differenzialgleichungen

$$\begin{aligned} L_d \frac{di_{sd}}{dt} &= u_{sd} - R_{Str} \cdot i_{sd} + z_{Pol} \cdot L_q \cdot \omega_{EM} \cdot i_{sq} \\ L_q \frac{di_{sq}}{dt} &= u_{sq} - R_{Str} \cdot i_{sq} - z_{Pol} \cdot L_d \cdot \omega_{EM} \cdot i_{sd} - z_{Pol} \cdot \omega_{EM} \cdot \psi_f \end{aligned} \quad (5.29)$$

beschrieben [Sch00]. Elektrische Parameter des Modells sind der ohmsche Strangwiderstand R_{Str} , die Längs- und Querinduktivität L_d bzw. L_q und der Polradfluss ψ_f . Sofern der Rotor der PSM vergrabene Permanentmagnete nutzt, sind die Längs- und Querinduktivitäten stark von der Größe der Stromkomponenten i_{sq} und i_{sd} abhängig. Das elektrische Luftspaltmoment der EM $M_{EM,L}$ ist proportional zu i_{sq} und wird durch die Gleichung

$$M_{EM,L} = \frac{3}{2} \cdot z_{Pol} (\psi_f + (L_d - L_q) i_{sd}) \cdot i_{sq} \quad (5.30)$$

berechnet. Das von der EM lieferbare mechanische Moment M_{EM} kann mittels des 2. Newton'schen Axioms gemäß

$$M_{EM} = M_{EM,L} - K_{EM,\mu} \cdot \omega_{EM} - J_{EM} \frac{d\omega_{EM}}{dt} \quad (5.31)$$

berechnet werden. Hierin ist J_{EM} das Trägheitsmoment der EM und $K_{EM,\mu}$ beschreibt eine geschwindigkeitsproportionale Reibkonstante.

Feldorientierte Regelung der PSM

Die Regelung einer PSM stellt wegen der dynamischen Verkoppelung der internen Statorstromkomponenten i_{sq} und i_{sd} ein mathematisch kompliziertes Gebilde dar. Die EM ist aus regelungstechnischer Sicht eine vektorielle Regelstrecke, für die im Allgemeinen ein vektorieller Mehrgrößenregler eingesetzt wird [FöL09]. Eine solche Regelstruktur besitzt neben den Hauptreglern zusätzlich noch Querregler, die für die Entkopplung des Regelsystems sorgen. Das dynamische Verhalten des elektrischen Systems der PSM gemäß Gl. 5.29 ist jedoch im Vergleich zu dem in Gl. 5.31 dargestellten mechanischen Modell wesentlich schneller. Daher wird zur Simulation der EM eine hierarchische Reglerstruktur mit einer statischen Vorsteuerung eingesetzt, deren vereinfachtes Blockschaltbild in Bild 5.21 gezeigt wird. In dieser Struktur werden zur Regelung der

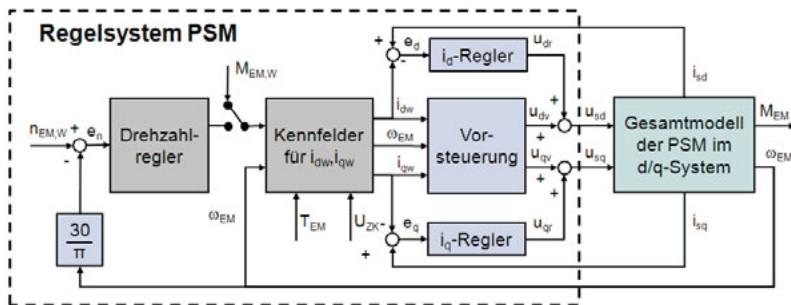


Bild 5.21: Vereinfachtes Blockschaltbild des Regelsystems einer PSM im d/q System

Statorstromkomponenten i_{sq} und i_{sd} zusätzlich zur Vorsteuerung zwei Stromregler verwendet. Abhängig von der geforderten Führungsgröße des Drehmoments $M_{EM,W}$ werden bei gegebener Winkelgeschwindigkeit ω_{EM} mittels Kennfeldern die Sollwerte i_{qw} für den momentbildenden Strom bzw. i_{dw} für die flussbildende Stromkomponente berechnet. Die Kennfelder berücksichtigen die Einflüsse der Kühlwassertemperatur der EM bzw. der Zwischenkreisspannung u_{ZK} des PWR. In der Vorsteuerung werden die beiden Spannungen u_{dv} und u_{qv} mittels der Gleichungen

$$\begin{aligned} u_{dv} &= R_{Str} \cdot i_{dw} - z_{Pol} \cdot L_q \cdot \omega_{EM} \cdot i_{qw} \\ u_{qv} &= R_{Str} \cdot i_{qw} + z_{Pol} \cdot L_d \cdot \omega_{EM} \cdot i_{dw} + z_{Pol} \cdot \omega_{EM} \cdot \psi_f \end{aligned} \quad (5.32)$$

erzeugt [DeSt04]. Der Aufbau der Vorsteuerung orientiert sich am stationären Verhalten der Gl. 5.29. Als Stromregler werden PI-Regler verwendet, die zur Vermeidung von zu großen Ausgangsgrößen der I-Anteile mit Anti-Windup betrieben werden. Die Ausgangssignale der Vorsteuerung und der Stromregler bilden zusammen die Stellgrößenspannungen u_{sd} und u_{sq} des

elektrischen Modells der EM. Sofern die Parameter des Modells und der EM exakt übereinstimmen, führt die dargestellte Regelungsstruktur bei einem stationären Betrieb der EM zu verschwindenden Regeldifferenzen e_d bzw. e_q . Die Führunggröße des Moments $M_{EM,W}$ kann in Abhängigkeit von der Betriebsart der EM entweder direkt durch eine Momentenanforderung vorgegeben werden oder sie ist - bei der in Bild 5.21 gezeigten Kaskadenstruktur - die Ausgangsgröße eines vorgelagerten Drehzahlreglers. In Bild 5.22 wird der Einfluss der Batteriespannung auf die Charakteristik und das dynamische Verhalten der EM bei verschiedenen Sollmomentanforderungen verdeutlicht. Das links gezeigte Drehzahl/Drehmoment-Diagramm veranschaulicht die Abhängigkeit des Nennpunkts⁴ der EM von der Batteriespannung. Die Bilder rechts veranschaulichen die Dynamik der EM. Der Momentenverlauf zeigt, dass ein angefordertes Moment lediglich kurzzeitig bis zum Erreichen des Nennpunktes geliefert wird. Danach wird im Feldschwächbereich ein entsprechend reduziertes Moment bis zum Erreichen der Drehzahlbegrenzung von 13.000 min^{-1} gestellt.

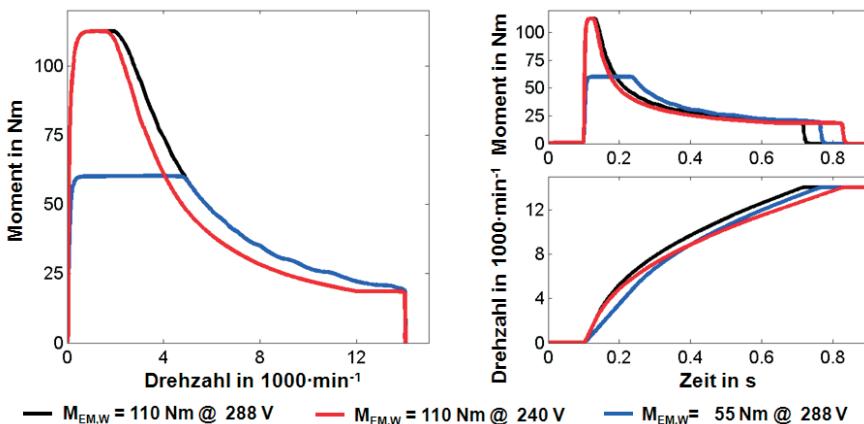


Bild 5.22: Einfluss der Batteriespannung auf die Charakteristik und Dynamik der EM

⁴ Der Nennpunkt der EM ist die Drehzahl, bei welcher der Übergang vom Grunddrehzahl- in den Feldschwächbereich für die maximale Momentenanforderung erfolgt.

Modellierung des PWR

Der Einsatz der PSM in Hybridantrieben erfordert eine feldorientierte Regelung. Als Stellglied für die Umsetzung der modulierten Ansteuerspannungen hat sich in der Automobilbranche ein PWR mit Spannungszwischenkreis und B6-Brücke etabliert. Wegen der hohen Leistungsanforderung und zur Reduzierung der ohmschen Verluste in den Zuleitungen und Komponenten werden Zwischenkreisspannungen von mehreren 100 V gewählt. Für einen Spannungspegel bis ca. 150 V werden MOSFET, für höhere Spannungen IGBT als Leistungsschalter genutzt.

Der Signalfluss bei Einsatz einer feldorientierten Regelung an einer realen PSM ist in Bild 5.23 dargestellt. Die Ausgangsgrößen u_{sd} und u_{sq} des Regelsystems werden zunächst mit-

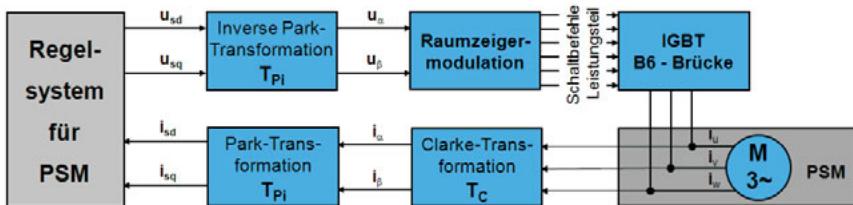


Bild 5.23: Signalfluss zwischen EM-Regelung, PWR und PSM

tels der inversen Park-Transformation in das statorfeste α/β -Koordinatensystem überführt. Aus den daraus resultierenden Signalen u_α bzw. u_β werden im Funktionsblock Raumzeigermodulation die Schaltzeiten der modulierten dreiphasigen Ansteuerspannungen ermittelt und daraus Schaltbefehle für die Leistungshalbleiter der B6-Brücke abgeleitet. Aus den gemessenen Strömen i_u , i_v und i_w werden mittels der Clarke- und Park-Transformation die feldorientierten Eingangsströme des Regelsystems i_{sd} und i_{sq} berechnet. Zur Bestimmung der Kennfelder für den Wirkungsgrad des PWR werden Simulationen für die in Bild 5.23 dargestellte Signalkette durchgeführt. Anstelle der realen PSM wird hierzu ein dreiphasiges Modell der EM gemäß Bild 5.20 eingesetzt.

In Bild 5.24 sind beispielhaft die drei Phasenströme i_u , i_v und i_w für eine Drehzahl von 2.000 min⁻¹ bei einem Momentensprung von 50 Nm auf 100 Nm dargestellt. Die Modellierung des PWR berücksichtigt die wesentlichen Komponenten des Leistungspfades. Diese sind gemäß Bild 5.25 der Spannungszwischenkreis und die B6-Brücke. Der Zwischenkreis mit der Zwischenkreisspannung u_{ZK} dient zur Stabilisierung der Batteriespannung u_{HB} , um Spannungseinbrüche bei Schaltvorgängen der Leistungshalbleiter zu reduzieren. Bei der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten B6-Brücke mit IGBT-Modulen und Freilaufdioden werden die Schaltbe-

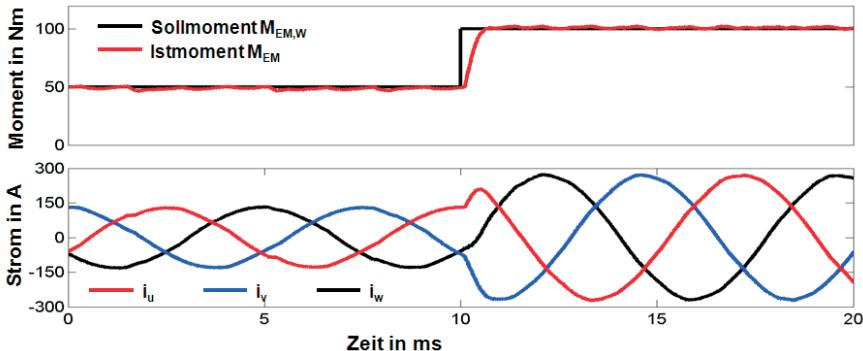


Bild 5.24: Zeitlicher Verlauf der drei Phasenströme bei einem Momentensprung

fehle in IGBT-Leistungsschaltern umgesetzt. Die Generierung der Signale für die Ansteuerung der IGBT-Eingänge S_1 bis S_6 erfolgt in der Steuerungseinheit, die einen Prozessor mit Peripherie und Kommunikationsbus sowie Gate-Treiber und Sensorik beinhaltet. Grundsätzlich

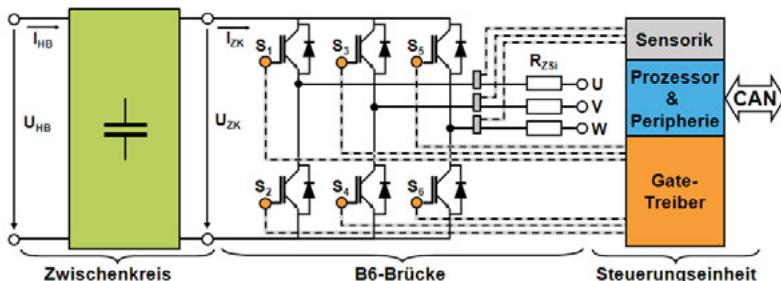


Bild 5.25: Schematischer Aufbau des PWR

kann diese Ansteuerung mit unterschiedlichen Verfahren betrieben werden [TrLe94]. Neben der Signalgenerierung werden in der Steuerungseinheit alle für die feldorientierte Regelung der EM erforderlichen Funktionen realisiert.

Zwischenkreis

Der Zwischenkreis kann vereinfacht durch einen Kondensator mit der Kapazität C_{ZK} und den zugehörigen parasitären Größen Induktivität L_{ZK} bzw. ohmscher Widerstand R_{ZK} beschrieben werden. Zudem werden der ohmsche Widerstand R_{DC} sowie die Induktivität L_{DC} eingeführt, in denen die Kontakt- und Leitungseffekte zwischen Batterie und PWR zusammengefasst sind. Der

Zwischenkreis kann gemäß Bild 5.26 in eine DC-Seite und eine AC-Seite aufgeteilt werden. Die

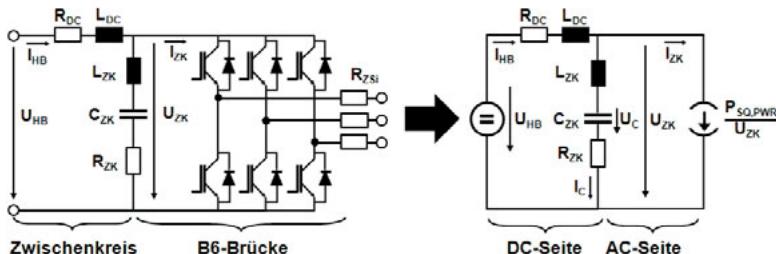


Bild 5.26: Vereinfachtes Ersatzschaltbild des Zwischenkreises mit DC- und AC-Seite

DC-Seite wird dabei durch die Spannungsquelle u_{HB} gespeist; die zugehörigen Leistungsverluste $P_{DC,PWR}$ werden durch

$$P_{DC,PWR} = R_{DC} \cdot i_{HB}^2 + R_{ZK} \cdot (i_{HB} - i_{ZK})^2 \quad (5.33)$$

bestimmt. Mit der momentanen Zwischenkreisspannung u_{ZK} bzw. dem -strom i_{ZK} kann auf der AC-Seite die Leistung $P_{SQ,PWR}$ berechnet und daraus eine Leistungsbilanz gemäß

$$P_{SQ,PWR} = u_{ZK} \cdot i_{ZK} = P_{AC,PWR} + P_{EM} \quad (5.34)$$

ermittelt werden. In dieser Gleichung beschreibt $P_{AC,PWR}$ die Verlustleistung des PWR auf der AC-Seite und P_{EM} ist die elektrische Leistung der EM. Die Stromquelle i_{ZK} in Bild 5.26 ist gemäß

$$i_{ZK} = \frac{P_{SQ,PWR}}{u_{ZK}} \quad (5.35)$$

zu bestimmen. Aus dem Ersatzschaltbild in Bild 5.26 können die folgenden Differenzialgleichungen abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} u_{HB} &= R_{DC} \cdot i_{HB} + L_{DC} \frac{di_{HB}}{dt} + u_{ZK} \\ u_{ZK} &= u_C + R_{ZK} \cdot C_{ZK} \frac{du_C}{dt} + C_{ZK} \cdot L_{ZK} \frac{d^2 u_C}{dt^2} \\ i_{HB} &= i_{ZK} + C_{ZK} \frac{du_C}{dt} \\ i_C &= C_{ZK} \frac{du_C}{dt} \end{aligned} \quad (5.36)$$

Mittels dieser Beziehung und der nichtlinearen Gl. 5.35 kann der zeitliche Verlauf des Batteriestroms i_{HB} bestimmt werden.

B6-Brücke

Zur Analyse des relevanten Systemverhaltens bei einer längsdynamischen Simulation ist eine detaillierte physikalische Modellierung der IGBT bzw. der Freilaufdioden - z. B. unter Berücksichtigung der elektrischen Schaltvorgänge - nicht sinnvoll. Grund hierfür sind die sehr kleinen Zeitkonstanten dieser Bauelemente im Vergleich zur Dynamik der wesentlichen Antriebsstrangmodelle, wie etwa die durch Gl. 5.29 bis 5.31 beschriebenen EM-Beziehungen. Eine physikalische Modellierung dieser Effekte würde eine Simulationsschrittweite im Mikrosekundenbereich erfordern.

Anstelle der realen Ein- und Ausschaltverläufe der Spannungen und Ströme im IGBT bzw. der Freilaufdiode werden Ersatzenergien für diese Vorgänge betrachtet. Diese Energien approximieren das im Betriebspunkt⁵ berechnete zeitliche Integral über die Verlustleistung.

Die Leistungsverluste der IGBT-Halbleiter und der dazugehörigen Freilaufdioden werden in Durchlass- und Schaltverluste unterteilt. Die Durchlassverluste eines Leistungshalbleiters $P_{IGB,Dj}$, $j = 1 \dots 6$ können mit der Durchlassspannung $u_{IGB,Dj}$, dem zugehörigen Phasenstrom i_P bzw. -widerstand R_P gemäß

$$P_{IGB,Dj} = u_{IGB,Dj} \cdot i_P + R_P \cdot i_P^2 \quad (5.37)$$

bestimmt werden. Die Durchlassspannung wird vom jeweiligen Phasenstrom und der aktuellen Temperatur des Halbleiters beeinflusst.

Analog zu diesem Vorgehen werden die Durchlassverluste einer Freilaufdiode $P_{Dio,Dj}$ ermittelt. Mit der strom- und temperaturabhängigen Durchlassspannung $u_{Dio,Dj}$ ergibt sich:

$$P_{Dio,Dj} = u_{Dio,Dj} \cdot i_{Dio,Dj} + R_P \cdot i_P^2 \quad (5.38)$$

Die Schaltverluste des IGBT-Halbleiters $P_{IGB,Sj}$ können mittels der PWM-Frequenz f_{PWM} gemäß

$$P_{IGB,Sj} = (E_{IGB,On,j} + E_{IGB,Off,j}) \cdot f_{PWM} \quad (5.39)$$

bestimmt werden. Die darin auftretenden Ein- bzw. Ausschaltdienergien $E_{IGB,On,j}$ und $E_{IGB,Off,j}$ des Halbleiters sind jeweils von Temperatur und vom Phasenstrom abhängig. In vergleichbarer Weise können die Schaltverluste der Freilaufdioden $P_{D,Sj}$ mit

$$P_{Dio,Sj} = (E_{Dio,On,j} + E_{Dio,Off,j}) \cdot f_{PWM} \quad (5.40)$$

⁵ Der jeweilige Betriebspunkt ist abhängig von der Bauteiltemperatur, der anliegenden Spannung und dem dazugehörigen Phasenstrom.

berechnet werden. Hierin beschreiben die Terme $E_{Dio,On,j}$ und $E_{Dio,Off,j}$ die Ein- bzw. Ausschaltenergien der Diode, die ebenfalls jeweils eine Strom- und Temperaturabhängigkeit aufweisen.

Mittels der zuvor betrachteten Leistungsverluste in den IGBT und Freilaufdioden ergibt sich die in Gl. 5.34 eingeführte Verlustleistung des PWR auf AC-Seite $P_{AC,PWR}$ aus:

$$P_{AC,PWR} = \sum_{j=1}^6 (P_{IGB,Dj} + P_{Dio,Dj} + P_{IGB,Sj} + P_{Dio,Sj}) \quad (5.41)$$

Gesamtverluste

Die Steuerungseinheit des PWR benötigt für ihren Betrieb eine stabile Niedervolt-Spannungsversorgung; die zugehörige Leistung $P_{SG,PWR}$ muss bei den Gesamtverlusten berücksichtigt werden. Aus den zuvor betrachteten Verlustleistungen der IGBT-Halbleiter und Freilaufdioden kann damit der Gesamtverlust des PWR P_{PWR} gemäß

$$P_{PWR} = P_{SG,PWR} + P_{DC,PWR} + P_{AC,PWR} \quad (5.42)$$

bestimmt werden.

Modellierung der Batterie

Im Folgenden wird auf die Modellierung einer Nickel-Metallhydrid-Batterie eingegangen. Bei diesem Batterietyp, der auch im betrachteten Demonstratorfahrzeug verwendet wird, beträgt die Zellennennspannung $u_{Zel,N} = 1,2$ V. Zur Realisierung der bei Hybridantrieben erforderlichen Hochvoltbatterie mit einer Spannung im Bereich von 300 V wird eine Reihenschaltung einer Vielzahl von Einzelzellen notwendig. Durch die serielle Anordnung von $m_{Zel,R}$ Einzelzellen ergibt sich eine Batterienennspannung $u_{Bat,N}$ gemäß

$$u_{Bat,N} = m_{Zel,R} \cdot u_{Zel,N} \quad (5.43)$$

In Bild 5.27 sind die Ersatzschaltbilder einer Hochvoltbatterie mit $m_{Zel,R}$ seriell verschalteten Einzelzellen und der resultierenden Gesamtschaltung dargestellt.

In Anlehnung an die in [JPS00] und [ChAr03] vorgestellten Batterieanalysen kann die wesentliche dynamische Funktionalität jeder Zelle durch zwei Kondensatoren und drei ohmsche Widerstände modelliert werden. Die Kapazität $C_{Zel,a}$ ist die bestimmende Größe für den Energieinhalt, während die kleinere Kapazität $C_{Zel,b}$ für die kurzfristigen Ladungseffekte sorgt. Ein

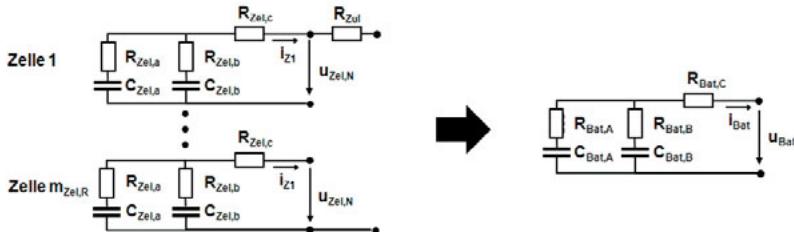


Bild 5.27: Ersatzschaltbilder von seriell verschalteten Batteriezellen und der Gesamtbatterie

typisches Verhältnis dieser physikalischen Größen ist $C_{Zel,a}/C_{Zel,b} \approx 20$. Die in der Zuleitung und den Kontakten auftretenden ohmschen Verluste werden durch den Widerstand R_{Zul} modelliert. Zur Erhöhung des Energieinhaltes der Batterie wird die in Bild 5.27 dargestellte Serienschaltung zusätzlich durch eine Parallelanordnung gleicher Zellstrukturen ergänzt. Unter der Annahme, dass die Fertigungstoleranzen der Einzelzellen vernachlässigbar sind, erhält man für eine Schaltung mit $m_{Zel,R}$ in Reihe und $m_{Zel,P}$ parallel geschalteten Einzelzellen die folgenden Parameter des resultierenden Blockschaltbildes:

$$\begin{aligned} R_{Bat,A} &= \frac{m_{Zel,R}}{m_{Zel,P}} \cdot R_{Zel,a} & C_{Bat,A} &= \frac{m_{Zel,P}}{m_{Zel,R}} \cdot C_{Zel,a} \\ R_{Bat,B} &= \frac{m_{Zel,R}}{m_{Zel,P}} \cdot R_{Zel,b} & C_{Bat,B} &= \frac{m_{Zel,P}}{m_{Zel,R}} \cdot C_{Zel,b} \\ R_{Bat,C} &= \frac{m_{Zel,R}}{m_{Zel,P}} \cdot R_{Zel,c} + R_{Zul} & & \end{aligned} \quad (5.44)$$

Das dynamische Verhalten der Batteriespannung u_{Bat} in Abhängigkeit vom Batterieentladestrom i_{Bat} kann durch die Differenzialgleichung

$$q_2 \frac{d^2 u_{Bat}}{dt^2} + q_1 \frac{du_{Bat}}{dt} = - \left(p_2 \frac{d^2 i_{Bat}}{dt^2} + p_1 \frac{di_{Bat}}{dt} + i_{Bat} \right) \quad (5.45)$$

beschrieben werden. Die darin auftretenden Koeffizienten werden mit den in Gl. 5.44 dargestellten Modellparametern durch

$$\begin{aligned} p_1 &= C_{Bat,A} \cdot (R_{Bat,A} + R_{Bat,C}) + C_{Bat,B} \cdot (R_{Bat,B} + R_{Bat,C}) \\ p_2 &= C_{Bat,A} \cdot C_{Bat,B} \cdot (R_{Bat,A} \cdot R_{Bat,B} + R_{Bat,A} \cdot R_{Bat,C} + R_{Bat,B} \cdot R_{Bat,C}) \\ q_1 &= C_{Bat,A} + C_{Bat,B} \\ q_2 &= C_{Bat,A} \cdot C_{Bat,B} \cdot (R_{Bat,A} + R_{Bat,B}) \end{aligned} \quad (5.46)$$

berechnet.

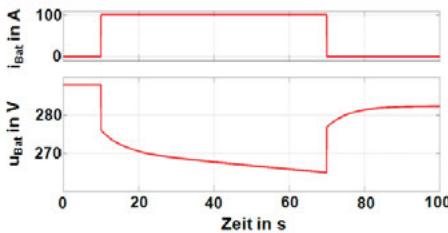


Bild 5.28: Verlauf der Batteriespannung

In Bild 5.28 ist der zeitliche Verlauf der Batteriespannung u_{Bat} bei einem sprungförmigen Entladestrom i_{Bat} dargestellt. Es wird ersichtlich, dass unmittelbar nach Beginn der Stromabnahme die Klemmenspannung u_{Bat} einbricht und dann stetig abnimmt. Nach Beendigung des Stromabflusses erhöht sich die jetzt umbelastete Batteriespannung sprungartig und nähert sich aperiodisch der neuen niedrigeren Ruhespannung.

Modellierung der EKK

Die EKK ermöglicht eine formschlüssige Einbindung der EM in den Hybridantriebsstrang. In der Hybridkonfiguration H1 lässt sich damit die EM vom Planetenradsatz der elektrisch angetriebenen Hinterachse abkoppeln. Bei der Konfiguration H4 wird hiermit die EM im Hybrid-DKG wahlweise an die Teilgetriebe 1 bzw. 2 des Antriebsstrangs eingebunden.

Zur Ansteuerung der EKK wird in einer Spule ein magnetisches Feld erzeugt und dadurch die Schaltmuffe bewegt. Beim Anlegen der Betriebsspannung u_{EKK} an eine Spule mit der Induktivität L_{EKK} und dem ohmschen Widerstand R_{EKK} entsteht ein Spulenstrom i_{EKK} , der sich gemäß der Differenzialgleichung

$$u_{EKK} = L_{EKK} \frac{di_{EKK}}{dt} + R_{EKK} \cdot i_{EKK} \quad (5.47)$$

berechnet. Die Induktivität erzeugt in Wechselwirkung mit dem Dauermagneten in der beweglichen Muffe der EKK eine axial wirkende Schaltkraft F_{EKK} . Die Abhängigkeit der Schaltkraft vom Spulenstrom und der Muffenposition y_{EKK} der EKK wird durch die nichtlineare Funktion

$$F_{EKK} = g(i_{EKK}, y_{EKK}) \quad (5.48)$$

beschrieben. Die Differenzialgleichung für die Position der Muffe mit der Masse m_{EKK} lautet unter Berücksichtigung einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung d_{EKK} :

$$m_{EKK} \frac{dy_{EKK}^2}{dt^2} = F_{EKK} - d_{EKK} \frac{dy_{EKK}}{dt} \quad (5.49)$$

Das nichtlineare Blockschaltbild der EKK ist in Bild 5.29 dargestellt; darin beschreibt die Variable s den Laplace-Operator. Die gemessene Position der Muffe relativ zu verschiedenen

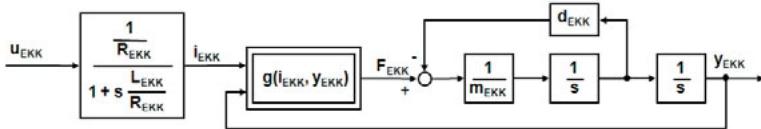


Bild 5.29: Blockschaltbild der EKK

Grenzwerten bestimmt den aktuellen Zustand der EKK in folgender Weise:

$$\begin{aligned} y_{EKK} &\leq y_{EKK,A} && \text{Kupplung offen} \\ y_{EKK} &\geq y_{EKK,E} && \text{Kupplung geschlossen} \\ y_{EKK} &= y_{EKK,W} && \text{Kupplung in Zahn-auf-Zahn-Position} \end{aligned}$$

Im geschlossenen Zustand kann die EKK das Moment der EM übertragen. Aus geometrischen Gründen wird allerdings ein Einrasten der Kupplungsklauen beim Schließvorgang nur erfolgen, falls die Drehzahldifferenz zwischen der Primär- und Sekundärseite Δn_{EKK} einen Grenzwert $\Delta n_{EKK,max}$ von z. B. 60 min^{-1} unterschreitet. Bei Ansteuerung der EKK mit einer größeren Differenzdrehzahl wird der Schaltvorgang abgewiesen und die Muffe an der Zahn-auf-Zahn-Position $y_{EKK,W}$ festgehalten. Wird danach der Grenzwert $\Delta n_{EKK,max}$ unterschritten, so entsteht eine Totzeit bis die Schaltmuffe von der abgewiesenen Position $y_{EKK,W}$ an die Endposition weiterrückt. Für diesen Fall kann mit der Zähnezahl der Klauenkupplung z_{EKK} die maximale Totzeit $T_{T,max}$ durch

$$T_{T,max} = \frac{1}{\Delta n_{EKK,max} \cdot z_{EKK}} \quad (5.50)$$

bestimmt werden.

5.2.2 Modellierung des VM

In Kapitel 3.1 ist das Demonstratorfahrzeug erläutert, das im konventionellen Fahrbetrieb durch einen Vierzylinder-VM mit Turboaufladung und Benzin-Direkteinspritzung angetrieben wird. Dieser Motor erzeugt aufgrund der Verbrennung im Viertakt-Verfahren Gas- und Massenmomente, die sich zu einem oszillierenden VM Summenmoment überlagern. In Abhängigkeit von Drehzahl und Moment des VM ergeben sich daraus Schwingungsanregungen, die auf den Antriebsstrang wirken. Ziel der Modellierung des VM ist die Berechnung dieser Momente bei unterschiedlichen Betriebspunkten. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines VM ist das Verständnis der Arbeitsvorgänge innerhalb eines Zylinders erforderlich. Es werden im

Folgenden zunächst die physikalischen Abläufe in einem Zylinder eines Viertakt-VM betrachtet. Danach wird auf den Ladungswechsel eingegangen. Abschließend werden die Momente der einzelnen Zylinder unter Berücksichtigung des Kurbelwellenwinkels überlagert und daraus das Gesamtverhalten des Kurbeltriebs ermittelt.

Modellbildung des Zylinders

Die Leistung eines VM wird wesentlich durch den Hubraum V_{VM} bestimmt, der sich aus dem Produkt der Zylinderanzahl n_{Zyl} und dem Hubvolumen V_{Hub} eines einzelnen Zylinders ergibt.

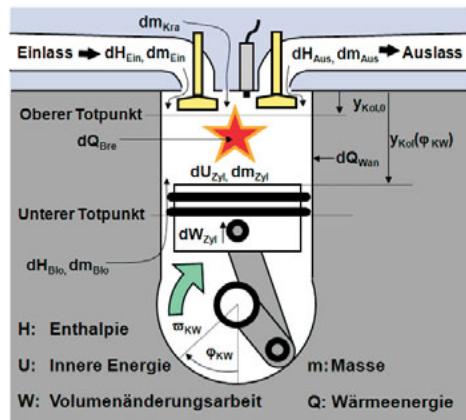


Bild 5.30: Aufbau eines Zylinders

Beim Betrieb des Zylinders im Viertakt-Verfahren werden nacheinander die Phasen Ansaugen, Komprimieren, Arbeiten und Ausstoßen ausgeführt. Der prinzipielle Aufbau und verschiedene physikalische Größen eines Zylinders in Hubkolbenbauweise sind in Bild 5.30 dargestellt. Zur Vereinfachung der Modellbildung wird ein VM mit Saugrohreinspritzung betrachtet. Dadurch können diese Phasen allgemein in die Teilprozesse Ladungswechsel und Arbeitsvorgang gegliedert werden. Beim Ladungswechsel wird das Kraftstoff-Luftgemisch angesaugt und die Abgase werden ausgeschoben. Im Arbeitsvorgang findet die Gaskompression und -expansion statt. Der Zylinder wird als offenes instationär durchströmtes, thermodynamisches System betrachtet, das durch Kolben, Zylinderbuchse und Zylinderdeckel begrenzt ist. An dieser Systemgrenze werden die Massen- und Energieströme bilanziert. Die Massenbilanz des Zylinders wird in differenzierlicher Form mit den in Bild 5.30 eingeführten physikalischen Größen durch

$$dm_{Zyl} = dm_{Kra} + dm_{Ein} - dm_{Aus} + dm_{Blo} \quad (5.51)$$

ausgedrückt. Als Grundlage für die Energiebilanz des Zylinders wird der 1. Hauptsatz der Thermodynamik verwendet, der für das betrachtete System in differenzierlicher Form durch

$$dU_{Zyl} = dQ_{Bre} + dQ_{Wan} + dW_{Zyl} + dH_{Ein} - dH_{Aus} + dH_{Blo} \quad (5.52)$$

beschrieben wird. Demnach kann sich die innere Energie des Gases im Zylinder U_{Zyl} nur verändern, wenn über die Systemgrenzen Wärme Q_{Wan} , Arbeit W_{Zyl} oder Enthalpien H in Zusammenhang mit Massen m zugeführt oder abgegeben werden. Die durch die Verbrennung des angesaugten Kraftstoffes freigesetzte Energie wird als innere Wärmezufuhr Q_{Bre} betrachtet, die zu einer Erhöhung von U_{Zyl} führt. Im Rahmen dieser Arbeit wird der in der Energie- und Massenbilanz durch dm_{Blo} bzw. dH_{Blo} beschriebene Einfluss der blow-by-Verluste vernachlässigt. Zudem beschränkt sich die Modellierung auf einen VM mit Saugrohreinspritzung bzw. Direkteinspritzung in der Ansaugphase.

Das hier vorgestellte Modell beinhaltet sowohl den Verdichtungs- als auch den Arbeitstakt unter Berücksichtigung des Ventiltriebs [Bor07]. In Abhängigkeit von der momentanen Phase des Arbeitsspiels können manche Terme in der Masse- bzw. Energiebilanz entfallen. Die Aufladung mit Hilfe eines Turboladers wird nicht modelliert, da bei den untersuchten zeitlichen Abläufen vor allem der saugmotorische Anteil von Bedeutung ist.

Gaskompression und -expansion

Bei der mathematischen Beschreibung der energetischen Verhältnisse im Brennraum des VM wird von einem Ein-Zonen-Modell ausgegangen; damit wird der Brennraum als ein ideal gerührter Behälter angenommen. Beim betrachteten Einspritzverfahren des VM ist in der Kompressions- bzw. Expansionsphase die Masse des Gases im Zylinder konstant, wodurch in Gl. 5.52 die Enthalpieterme entfallen. Durch Differentiation dieser Beziehung nach der Zeit entsteht:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{dQ_{Bre}}{dt} + \frac{dQ_{Wan}}{dt} + \frac{dW_{Zyl}}{dt} \quad (5.53)$$

Die Einflussgrößen dieser Energiebilanz werden im Folgenden diskutiert.

In der Expansionsphase wird durch die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches die Wärmeleistung dQ_{Bre}/dt eingebracht. Im Allgemeinen kann der Brennverlauf durch eine symmetrische Funktion angenähert und mit dem Vibe-Ansatz [Vib70], [MeSc01] für eindimensionale Modellierungen beschrieben werden. Komplexere Brennverläufe können gemäß [GrBa09] abgebildet werden. Die in einem Arbeitstakt des VM theoretisch freisetzbare gesamte Wärmemenge $Q_{Bre,Ges}$ berechnet sich aus dem Produkt der Masse m_{Kra} und des unteren Heizwertes H_u des Kraftstoffes:

$$Q_{Bre,Ges} = m_{Kra} \cdot H_u \quad (5.54)$$

Diese thermische Energie wird beim Vibe-Ansatz mit dem Winkel der Kurbelwelle φ_{KW} auf den

Winkelbereich $\varphi_{KW,B} \leq \varphi_{KW} \leq \varphi_{KW,E}$ skaliert. Hierin ist $\varphi_{KW,B}$ bei Otto-Motoren der Winkel zum Zündzeitpunkt bzw. bei Dieselmotoren zum Zeitpunkt der Entflammung und $\varphi_{KW,E}$ beschreibt den Winkel bei Verbrennungsende. Mit den Vibe-Formfaktoren a_V und b_V ergibt sich:

$$Q_{Bre} = Q_{Bre,Ges} \cdot \left(1 - e^{-a_V \left(\frac{\varphi_{KW} - \varphi_{KW,B}}{\varphi_{KW,E} - \varphi_{KW,B}} \right)^{b_V + 1}} \right) \quad (5.55)$$

Der Formfaktor a_V beeinflusst den Wirkungsgrad der Verbrennung η_V gemäß:

$$Q_{Bre} = \eta_{Bre} \cdot Q_{Bre,Ges} = (1 - e^{-a_V}) \cdot Q_{Bre,Ges} \quad (5.56)$$

Bei einem beispielhaften Wirkungsgrad $\eta_{Bre} = 0,997$ ergibt sich der Wert $a_V = 5,81$. Der Formfaktor b_V bestimmt den Kurbelwellenwinkel mit maximaler Energieumsetzung. Die Differentiation der Gl. 5.55 nach der Zeit führt zu:

$$\frac{dQ_{Bre}}{dt} = \omega_{KW} \cdot Q_{Bre,Ges} \frac{a_V \cdot (b_V + 1)}{\varphi_{KW,E} - \varphi_{KW,B}} \left(\frac{\varphi_{KW} - \varphi_{KW,B}}{\varphi_{KW,E} - \varphi_{KW,B}} \right)^{b_V} e^{-a_V \left(\frac{\varphi_{KW} - \varphi_{KW,B}}{\varphi_{KW,E} - \varphi_{KW,B}} \right)^{b_V + 1}} \quad (5.57)$$

Durch die Verbrennung entsteht ein Energiestrom über die an den Brennraum angrenzenden Flächen. Während der Expansionsphase steigt die Temperatur des Gases T_{Zyl} im Zylinder stark an. Dies hat einen erheblichen Einfluss auf den Energiestrom. Die Temperaturen der angrenzenden Flächen werden hingegen während des Arbeitstaktes als konstant betrachtet. Daher kann für die Berechnung - entsprechend der Annahme des Ein-Zonen-Modells - von einer konstanten gleichen Temperatur T_{wan} aller begrenzenden Flächen ausgegangen werden.

Der abgeführte Wärmestrom dQ_{wan}/dt aus Gleichung 5.53 entsteht durch Wärmeleitung am Zylinderkopf und Kolben sowie bei dem vom Kolben freigegebenen Zylinderteil. Unter der Voraussetzung eines gleichen Wärmeübergangskoeffizienten α_{Zyl} der angrenzenden Fläche A_{Zyl} ergibt sich:

$$\frac{dQ_{wan}}{dt} = -\alpha_{Zyl} \cdot A_{Zyl} \cdot (T_{Zyl} - T_{wan}) \quad (5.58)$$

Die Fläche A_{Zyl} wird mit dem Kolbendurchmesser d_{Kol} aus den Teilflächen gemäß

$$A_{Zyl} = \pi \cdot d_{Kol} \cdot \left(\frac{d_{Kol}}{2} + y_{Kol} \right) \quad (5.59)$$

ermittelt. Die darin auftretende Kolbenposition y_{Kol} wird in Bild 5.30 veranschaulicht.

Definiert man zunächst mit dem Kurbelradius r_{KW} und der Pleuellänge l_{Ple} das Pleuelverhältnis λ_{KW} durch

$$\lambda_{KW} = \frac{r_{KW}}{l_{Ple}} \quad (5.60)$$

so wird die Kolbenposition y_{Kol} durch

$$y_{Kol} = r_{KW} \left(1 - \cos \varphi_{KW} + \frac{1}{\lambda_{KW}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{KW}^2 \cdot \sin^2 \varphi_{KW}} \right) \right) + y_{Kol,0} \quad (5.61)$$

bestimmt [Bas02]. Hierin ist $y_{Kol,0}$ die Ausgangslage des Kolbens im oberen Totpunkt. Sie wird über das Verdichtungsverhältnis ϵ_{VM} des VM festgelegt, das über das Zylindervolumen des oberen und unteren Totpunktes gemäß

$$\epsilon_{VM} = \frac{V_{Zyl,uT}}{V_{Zyl,oT}} = \frac{2 \cdot r_{KW} + y_{Kol,0}}{y_{Kol,0}} \quad (5.62)$$

definiert ist. Das Verdichtungsverhältnis im VM des Demonstratorfahrzeugs beträgt 10,5.

Die zeitliche Ableitung der Gl. 5.61 ergibt die Kolbengeschwindigkeit v_{Kol} :

$$v_{Kol} = \frac{dy_{Kol}}{dt} = r_{KW} \cdot \omega_{KW} \left(\sin \varphi_{KW} + \frac{\lambda_{KW} \cdot \sin(2 \cdot \varphi_{KW})}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda_{KW}^2 \cdot \sin^2 \varphi_{KW}}} \right) \quad (5.63)$$

Durch nochmalige Ableitung dieser Gleichung entsteht die Kolbenbeschleunigung a_{Kol} :

$$a_{Kol} = \frac{d^2 y_{Kol}}{dt^2} = r_{KW} \cdot \omega_{KW}^2 \left(\cos \varphi_{KW} + \frac{\lambda_{KW}^3 \cdot \sin^2(2 \cdot \varphi_{KW})}{4 \cdot \sqrt{(1 - \lambda_{KW}^2 \cdot \sin^2 \varphi_{KW})^3}} + \frac{\lambda_{KW} \cdot \cos(2 \cdot \varphi_{KW})}{\sqrt{1 - \lambda_{KW}^2 \cdot \sin^2 \varphi_{KW}}} \right) \quad (5.64)$$

Die Volumenänderungsleistung dW_{Zyl}/dt in Gl. 5.53 ist mit dem Zylinderdruck p_{Zyl} durch die Beziehung

$$\frac{dW_{Zyl}}{dt} = -p_{Zyl} \frac{dV_{Zyl}}{dt} \quad (5.65)$$

definiert, woraus mit der Kolbenfläche A_{Kol} und der Kolbengeschwindigkeit v_{Kol} die Gleichung

$$\frac{dW_{Zyl}}{dt} = -p_{Zyl} \cdot A_{Kol} \cdot v_{Kol} \quad (5.66)$$

entsteht.

Die zeitliche Änderung der inneren Energie dU_{Zyl}/dt in Gl. 5.53 wird mit der spezifischen isochoren Wärmekapazität c_{Zyl} und der im Zylinder befindlichen Gasmasse m_{Zyl} gemäß

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = m_{Zyl} \cdot c_{Zyl} \frac{dT_{Zyl}}{dt} \quad (5.67)$$

bestimmt. Durch Anwendung der allgemeinen Gasgleichung mit der individuellen Gaskonstanten R_{Gas} und der vollständigen Ableitung der Gastemperatur T_{Zyl} nach der Zeit entsteht daraus:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{c_{Zyl}}{R_{Gas}} \left(p_{Zyl} \frac{dV_{Zyl}}{dt} + V_{Zyl} \frac{dp_{Zyl}}{dt} \right) \quad (5.68)$$

Mittels der Gl. 5.61 bzw. 5.63 ergibt sich schließlich:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{c_{Zyl} \cdot A_{Kol}}{R_{Gas}} \left(p_{Zyl} \cdot v_{Kol} + y_{Kol} \frac{dp_{Zyl}}{dt} \right) \quad (5.69)$$

Ladungswechsel

Der Teilprozess Ladungswechsel wird wesentlich von den Ansteuerzeitpunkten der Einlass- und Auslassventile geprägt. Durch Differentiation der in Gl. 5.52 dargestellten Energiebilanz nach der Zeit entsteht für diese Arbeitsphase:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{dQ_{Wan}}{dt} + \frac{dH_{Ein}}{dt} - \frac{dH_{Aus}}{dt} \quad (5.70)$$

Nach Einführen der Masse m_{Ein} und spezifischen Enthalpie h_{Ein} des einströmenden Frischgases bzw. m_{Aus} und h_{Aus} des ausströmenden Abgases folgt:

$$\frac{dU_{Zyl}}{dt} = \frac{dQ_{Wan}}{dt} + \frac{dm_{Ein}}{dt} \cdot h_{Ein} - \frac{dm_{Aus}}{dt} \cdot h_{Aus} \quad (5.71)$$

Allgemein kann mittels der Kontinuitäts- und Energiegleichung für eine eindimensionale statische Strömung durch die Querschnittsfläche A_Q ein theoretischer Massestrom dm_{th}/dt ermittelt werden. Mit den Eingangsgrößen für Druck p_0 und Dichte ρ_0 bei einem Ausgangsdruck p_1 gilt hierfür [Ger99]:

$$\frac{dm_{th}}{dt} = A_Q \cdot \sqrt{p_0 \cdot \rho_0} \cdot \Psi(p_0, p_1) \quad (5.72)$$

Hierbei wird zur Berechnung der Durchflussfunktion

$$\Psi(p_0, p_1) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (5.73)$$

an der quasistationär durchströmten Drosselstelle eine verlustfreie isentrope Zustandsänderung mit dem Isentropenkonstanten κ vorausgesetzt. Da die Zustandsänderung beim Ladungswechsel jedoch nicht isentrop verläuft und zudem ein Impulsverlust auftritt, muss dieser Ansatz

durch Strömungsbeiwerte für das Ein- und Auslassventil μ_{Ein} bzw. μ_{Aus} korrigiert werden. Mittels diesen Beziehungen und der allgemeinen Gasgleichung

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R_{Gas} \cdot T_0} \quad (5.74)$$

werden die Massenströme in Gl. 5.71 wie folgt berechnet:

$$\frac{dm_{Ein}}{dt} = \mu_{Ein} \cdot A_{V,Ein} \cdot p_S \cdot \Psi(p_{Ein}, p_{Zyl}) \sqrt{\frac{1}{R_{Luft} \cdot T_{Ein}}} \quad (5.75)$$

$$\frac{dm_{Aus}}{dt} = \mu_{Aus} \cdot A_{V,Aus} \cdot p_{Zyl} \cdot \Psi(p_{Zyl}, p_{AS}) \sqrt{\frac{1}{R_{Abgas} \cdot T_{Zyl}}} \quad (5.76)$$

Hierin werden Druck und Temperatur im Ansaugkanal mit p_{Ein} bzw. T_{Ein} und der Druck im Abgassystem mit p_{AS} bezeichnet. Die Öffnungsquerschnitte der Ein- bzw. Auslassventile $A_{V,Ein/Aus}$ können mit der Anzahl der Ventile z_V , dem Ventilsitzwinkel α_V , dem inneren Ventilsitzdurchmesser d_V sowie dem Ventilhub $y_{V,Ein/Aus}$ gemäß

$$A_{V,Ein/Aus} = \pi \cdot z_V \cdot y_{V,Ein/Aus} \cdot \sin\alpha_V \cdot (d_V + y_{V,Ein/Aus} \cdot \sin\alpha_V \cdot \cos\alpha_V) \quad (5.77)$$

bestimmt werden [Ger99]. Dominierende Größe bei der Berechnung des Öffnungsquerschnitts ist der jeweilige Ventilhub $y_{V,Ein/Aus}$, der durch die Nockenwellenbewegung geprägt wird. Je nach Ausführungsvariante der Nocken entstehen unterschiedliche Hubverläufe. Im Weiteren wird ein Kreisbogennocken mit Flachstößel angenommen [Kün95], dessen Ventilhub

$$y_{V,Ein/Aus} = r_{Ven} (1 - \cos\varphi_{NW,Ein/Aus}) \quad (5.78)$$

aus dem Nockenradius r_{Ven} und dem zugehörigen Winkel $\varphi_{NW,Ein/Aus}$ der Nockenwellendrehung berechnet wird.

Bei einem realen VM kann der Luftmassenstrom dm_{Ein}/dt in Gl. 5.76 mittels eines Sensors unter Berücksichtigung der Drosselklappenstellung erfasst werden. In der Simulation wird hierfür der spezifische Kraftstoffverbrauch aus dem Muscheldiagramm benötigt. Für jedes Wertepaar von Moment und Drehzahl des VM wird unter der Annahme eines idealen Kraftstoff-Luft-Gemisches mit $\lambda_V = 1$ der erforderliche Luftmassenstrom berechnet. Die für ein Arbeitsspiel bei dem betrachteten Vier-Takt-Motor erforderliche Frischluftmasse m_{Ein} ergibt sich aus:

$$m_{Ein} = \frac{1}{2 \cdot n_{KW}} \cdot \frac{dm_{Ein}}{dt} \quad (5.79)$$

Damit wird der zur Füllung des Hubvolumens V_{Hub} erforderliche Druck p_S am Ansaugkanal mittels der allgemeinen Gasgleichung unter Berücksichtigung der spezifischen Gaskonstante R_{Luft} und des Hubvolumens V_{Hub} gemäß

$$p_{Ein} = \frac{m_{Ein} \cdot R_{Luft} \cdot T_{Ein}}{V_{Hub}} \quad (5.80)$$

bestimmt.

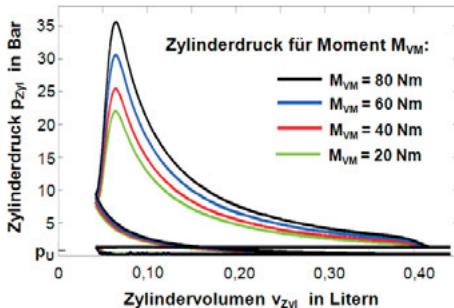


Bild 5.31: Arbeitstakte des Zylinders

In Bild 5.31 ist prinzipiell der Verlauf des Zylinderdrucks in Abhängigkeit des Arbeitstaktes bei unterschiedlichen Drehmomentanforderungen für eine Kurbelwellendrehzahl von $n_{KW} = 2.000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Die Simulation wird bei einem Umgebungsdruck $p_U = 1,0 \text{ Bar}$ durchgeführt. Das Bild zeigt den beim Ansaugen der Frischluft entstehenden Unterdruck sowie den Überdruck, der beim Auslassen der verbrannten Abgase auftritt.

Modellbildung des Kurbeltriebs

Das resultierende VM-Moment an der Kurbelwelle ergibt sich aus den Massen- und Gasdrehmomenten aller Zylinder. Das Massendrehmoment $M_{Mas,j}$ eines einzelnen Zylinders j berechnet sich gemäß:

$$M_{Mas,j} = r_{KW} \cdot F_{Mas,j} \cdot \xi_{Mas,j} \quad (5.81)$$

Hierin ist $F_{Mas,j}$ die oszillierende Trägheitskraft der Komponenten im Zylinder j :

$$F_{Mas,j} = a_{Kol,j} \cdot m_{Kol,Ges} \quad (5.82)$$

Die darin auftretende bewegte Kolbenmasse $m_{Kol,Ges}$ ergibt sich aus den Einzelmassen von Kolben, Dichtungsringen, Kolbenbolzen sowie einem Anteil der Pleuelstange. Die Beschleunigung des betrachteten Kolbens $a_{Kol,j}$ wird entsprechend Gl. 5.64 ermittelt. Durch den trigonometrischen Faktor

$$\xi_{Mas,j} = \sin \varphi_{KW,j} + \frac{\lambda_{KW} \cdot \sin 2\varphi_{KW,j}}{2\sqrt{1 - (\lambda_{KW} \cdot \sin \varphi_{KW,j})^2}} \quad (5.83)$$

wird die tangentiale Anbindung der oszillierenden Trägheitskraft an das Kurbelwelle-Pleuel-System ausgedrückt [Küt⁺09], wobei für den Zylinder j die Nulllage des Kurbelwellenwinkels $\varphi_{KW,j}$ auf den oberen Totpunkt des Zylinders festgelegt ist. Abhängig von der Bauart des VM ergeben sich bei einem Vier- oder Sechszylinder-Reihenmotor unterschiedliche Summenmassenmomente. Das in der Expansionsphase des Zylinders j entstehende Gasdrehmoment $M_{Gas,j}$ wird mittels des zugehörigen Verbrennungsdrucks $p_{Zyl,j}$ und der Kolbenfläche A_{Kol} gemäß

$$M_{Gas,j} = r_{KW,j} \cdot p_{Zyl,j} \cdot A_{Kol} \cdot \xi_{Mas,j} \quad (5.84)$$

bestimmt. Das VM-Summenmoment M_{VM} eines Vierzylinders ergibt sich durch Überlagerung der zylinderindividuellen Gas- bzw. Massendrehmomente $M_{Gas,j}$ bzw. $M_{Mas,j}$ unter Berücksichtigung des Reibmomentes der Kurbelwelle $M_{S,KW}$ [Mel⁰⁷] gemäß:

$$M_{VM} = \sum_{j=1}^4 (M_{Gas,j} - M_{Mas,j}) - M_{S,KW} \quad (5.85)$$

In Bild 5.32 sind bei unterschiedlichen Drehzahlen die zuvor betrachteten Momente unter Vollast für einen vollständigen 4-Takt-Zyklus des VM dargestellt. Bei diesen Ergebnissen wurde die reale Zündfolge des Demonstratorfahrzeugs 1-3-4-2 simuliert. Es ist ersichtlich, dass die

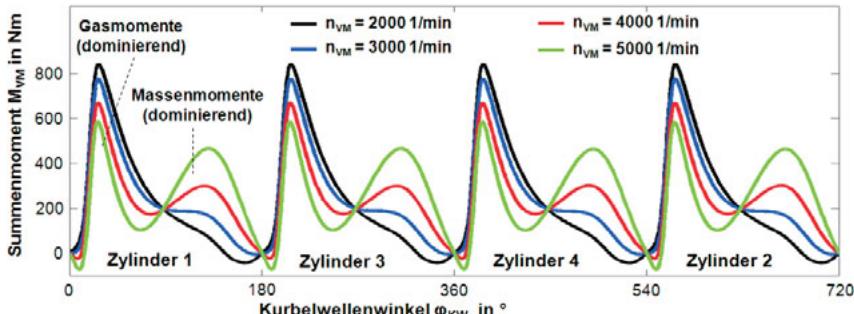


Bild 5.32: Gas- und Massenmomente bei unterschiedlichen Drehzahlen n_{VM}

Massenmomente $M_{Mas,j}$ der einzelnen Zylinder mit zunehmender Drehzahl stark ansteigen. Typischerweise weisen Saugmotoren bei etwa 4.000 min^{-1} ein gleich hohes Massen- und Gasmoment auf. Bei den für die Simulation verwendeten Muscheldiagrammdaten des Demonstratorfahrzeugs ergibt sich dieser Zustand wegen der Aufladung des VM durch den Turbolader erst bei ca. 5.500 min^{-1} .

5.2.3 Modellierung des Antriebsstranges der Vorderachse

Die Analyse der physikalischen Zusammenhänge und die daraus resultierende Modellbildung ist Voraussetzung für die Simulation des mechanischen Antriebsstranges bei bestimmten Aktionen wie z. B. den Schaltvorgängen. Aus der Literatur [Las88] ist bekannt, dass in vielen Fällen diese Aufgabenstellung schon befriedigend durch eine Beschränkung auf die dominierenden physikalischen Größen gelöst werden kann. In dem hier dargestellten Modellansatz werden lediglich die Haupteinflussgrößen wie Trägheitsmomente, Übersetzungen, Schleppmomente, Torsionssteifigkeiten und Dämpfungselemente berücksichtigt. Die im Antriebsstrang auftretenden Schleppmomente werden mittels nichtlinearer Kennlinien modelliert. Hysterese-Effekte z. B. im Schaltverhalten der Kupplungen wie auch Getriebelose werden vernachlässigt. Bild 5.33 zeigt die Komponenten und die dazugehörigen physikalischen Parameter des betrachteten Torquesplit-Hybrids. Der Antriebsstrang der Vorderachse besteht aus einem Zwei-Massen-Schwungrad (ZMS), dem

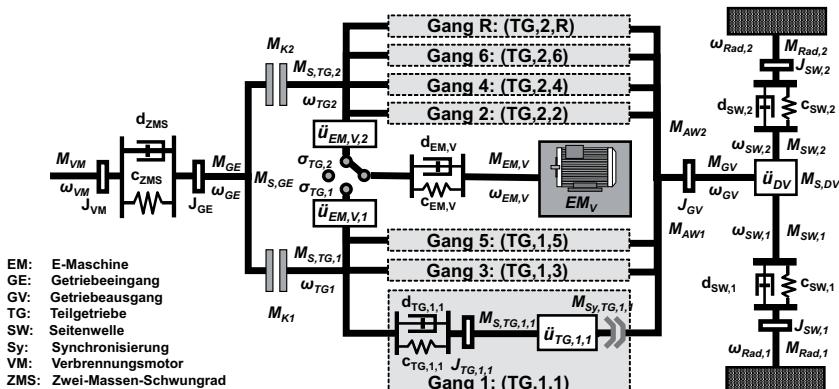


Bild 5.33: Struktur und Parameter des Torquesplit-Hybridantriebsstranges

Hybrid-DKG, dem Differenzial, den beiden Seitenwellen und den Rädern. Das DKG wird zur Modellierung in die beiden Teilgetriebe mit den zugeordneten Kupplungen und Radssätzen gegliedert.

Als Grundlage für die Modellbildung des ZMS wird ein Drehschwinger verwendet. Zur mathematischen Beschreibung der E-Motorwelle, der beiden Wellen an den Eingängen der Teilgetriebe sowie der beiden Seitenwellen wird jeweils ein linearer Ansatz für das Torsions- und Dämpfungsmoment genutzt. Hingegen wird die Verbindungswelle zwischen Getriebeausgang und Differenzial als starr angenommen. Die physikalischen Parameter dieses Antriebsstranges

sind:

- J_x - Trägheitsmoment des Teilsystems x
- M_x - Moment des Teilsystems x
- $M_{S,j}$ - Schleppmoment des Teilsystems x
- $M_{Sy,x}$ - auf Abtriebsseite bezogenes Synchronmoment des Zielgangs x
- ω_x - Winkelgeschwindigkeit der Welle x
- $\ddot{\omega}_x$ - Übersetzung des Teilsystems x
- d_x - auf Antriebsseite bezogene Dämpfungskonstante des Teilsystems x
- c_x - auf Antriebsseite bezogene Torsionssteifigkeit des Teilsystems x
- $\sigma_{TG,x}$ - Binäre Schaltvariable zur Anbindung der EM an Teilgetriebe x

Zur Modellbildung der Komponenten des Antriebsstrangs wird die grundlegende Beziehung zwischen der Winkelgeschwindigkeit ω_x und dem zugehörigen Drehwinkel φ_x gemäß

$$\omega_x = \frac{d\varphi_x}{dt} \quad (5.86)$$

genutzt.

Modellbildung des Zwei-Massen-Schwungrads (ZMS)

Der VM erzeugt vor allem bei Drehzahlen im Bereich von ca. 600 bis 1.200 1/min Momentenwellen, die Vibrationen und Geräusche auslösen. Die Welligkeit entsteht durch die zyklische Taktung des Motors, wodurch sich Momententäler und -berge abwechseln. Um die Welligkeit und deren Störwirkung zu reduzieren, wird ein Zwei-Massen-Schwungrad zwischen VM und Getriebe geschaltet [Rei98], [KKS10], [Fau15]. In Bild 5.33 sind die zur Modellierung dieses Systems genutzten Modellelemente dargestellt. Bei dem verwendeten Ansatz eines Drehschwingers entsteht für die Primärseite des ZMS mit dem VM-Moment M_{VM} und der zugehörigen Winkelgeschwindigkeit ω_{VM} die folgende Differenzialgleichung:

$$M_{VM} - M_{D,ZMS} - M_{T,ZMS} = J_{VM} \cdot \frac{d\omega_{VM}}{dt} \quad (5.87)$$

Hierin beschreibt J_{VM} das primärseitige Trägheitsmoment des ZMS inklusive der Trägheit der Kurbelwelle; das Dämpfungsmaut $M_{D,ZMS}$ wird mittels der Dämpfungskonstanten d_{ZMS} und der Winkelgeschwindigkeit ω_{GE} des Getriebeeinganges durch

$$M_{D,ZWS} = d_{ZWS} (\omega_{VM} - \omega_{GE}) \quad (5.88)$$

formuliert. Zudem wird das in Gl. 5.87 enthaltene Torsionsmoment $M_{T,ZMS}$ mit den Drehwinkeln von VM φ_{VM} bzw. Getriebeeingang φ_{GE} durch den Differenzdrehwinkel

$$\delta\varphi_{ZMS} = \varphi_{VM} - \varphi_{GE} \quad (5.89)$$

und die nichtlineare Torsionssteifigkeit $c_{ZMS}(\delta\varphi_{ZMS})$ gemäß

$$M_{T,ZMS} = c_{ZMS}(\delta\varphi_{ZMS}) \cdot \delta\varphi_{ZMS} \quad (5.90)$$

berechnet. Damit entsteht für die Primärseite des ZMS:

$$M_{VM} - d_{ZMS}(\omega_{VM} - \omega_{GE}) - c_{ZMS}(\varphi_{VM} - \varphi_{GE}) = J_{VM} \cdot \frac{d\omega_{VM}}{dt} \quad (5.91)$$

Durch die starre Verbindung der Sekundärseite des ZMS mit der Welle des Getriebeeingangs kann im Trägheitsmoment J_{GE} der Einfluss aller rotierenden Massen dieser Komponenten zusammengefasst werden. Bezeichnet man das am Getriebe-Eingang wirkende Drehmoment mit M_{GE} entsteht daraus für die Sekundärseite des ZMS die Differenzialgleichung:

$$d_{ZMS}(\omega_{VM} - \omega_{GE}) + c_{ZMS}(\varphi_{VM} - \varphi_{GE}) - M_{GE} = J_{GE} \cdot \frac{d\omega_{GE}}{dt} \quad (5.92)$$

Aus den beiden gekoppelten Differenzialgleichungen lässt sich die Eigenkreisfrequenz $\omega_{ZMS,0}$ des ungedämpften ZMS wie folgt bestimmen:

$$\omega_{ZMS,0} = \sqrt{c_{ZMS} \cdot \left(\frac{1}{J_{VM}} + \frac{1}{J_{GE}} \right)} \quad (5.93)$$

In Bild 5.34 ist beispielhaft der Drehzahlverlauf und die Winkelbeschleunigung der Primär- und Sekundärseite des ZMS bei einem VM-Moment von 150 Nm dargestellt. Das Diagramm links beschreibt den Verlauf bei geöffneter Kupplung, während rechts das Verhalten bei geschlossener Kupplung und eingelegtem Gang gezeigt wird. Anstelle des hier dargestellten Modells mit einem einfachen Feder-Dämpfer-System kann das ZMS auch durch Systeme mit mehreren Feder-Dämpfer-Elementen beschrieben werden [Sch+09], [Lau00].

Modellbildung des DKG

Das Getriebe verfügt gemäß Bild 5.33 über je zwei Kupplungen und Teilgetriebe mit unterschiedlichen Gangstufungen. Im Mittelpunkt der Modellierung steht das dynamische Verhalten der beiden parallel angeordneten Teilgetriebe, die sich entweder im aktiven oder passiven Zustand befinden. Im aktiven Teilgetriebe ist die Gangwahl vorgegeben und die zugehörige Kupplung geschlossen oder im Schlupf, womit das VM-Moment auf den Abtrieb übertragen wird. Im

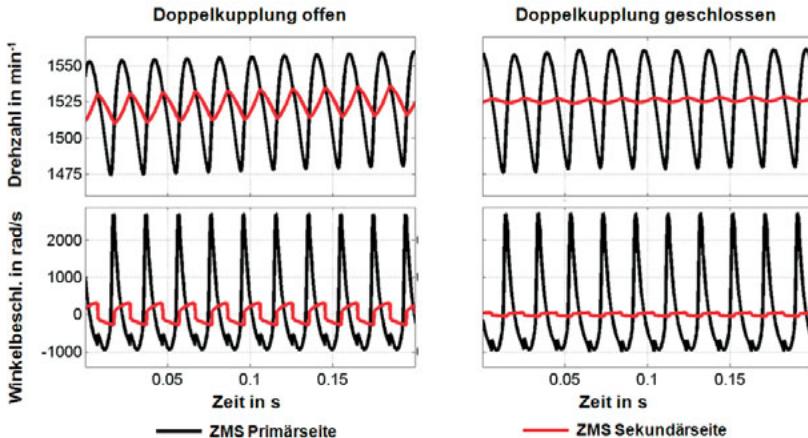


Bild 5.34: Drehzahlverlauf und Winkelbeschleunigung der Primär- und Sekundärseite des ZMS

passiven Teilgetriebe mit geöffneter Kupplung hingegen ist dies nicht möglich. Bei entsprechender Anbindung ist dabei ein Beitrag der EM auf das Abtriebsmoment möglich. Im Folgenden werden die im Teilgetriebe 1 mit der Gangstufung g , $g \in [1, 3, 5]$, auftretenden physikalischen Größen mit dem Index $TG, 1, g$ gekennzeichnet. Entsprechend wird für das Teilgetriebe 2 mit der Gangstufung g , $g \in [2, 4, 6, R]$, der Index $TG, 2, g$ verwendet.

Das am Eingang des Teilgetriebes TG_j wirkende Moment $M_{TG,j}$ wird - unabhängig vom momentanen Zustand der Kupplung - durch die aktuelle EM Anbindungsvariante EM_V an das Teilgetriebe beeinflusst. Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit dieser EM werden mit $M_{EM,V}$ bzw. $\omega_{EM,V}$ bezeichnet. Durch Einführen der binären Schaltvariablen $\sigma_{TG,j}$ wird mit $\sigma_{TG,j} = 1$ die EM-Ankopplung an das Teilgetriebe TG_j ausgedrückt. Das an der Schnittstelle zum Teilgetriebe wirkende Moment der EM $M_{EM,V,j}$ wird mit Gl. 5.31 durch

$$M_{EM,V,j} = \ddot{\omega}_{EM,V,j} \cdot (M_{EM,V} - M_{D,EM,V} - M_{T,EM,V}) \quad (5.94)$$

bestimmt. Die in der EM-Welle auftretenden Dämpfungs- und Torsionsmomente $M_{D,EM,V}$ bzw. $M_{T,EM,V}$ werden mit der Übersetzung $\ddot{\omega}_{EM,V,j}$ zwischen $\omega_{EM,V}$ und der Winkelgeschwindigkeit des betrachteten Teilgetriebeeinganges $\omega_{TG,j}$ gemäß

$$\begin{aligned} M_{D,EM,V} &= d_{EM,V} (\omega_{EM,V} - \ddot{\omega}_{EM,V,j} \cdot \omega_{TG,j}) \\ M_{T,EM,V} &= c_{EM,V} (\varphi_{EM,V} - \ddot{\varphi}_{EM,V,j} \cdot \varphi_{TG,j}) \end{aligned} \quad (5.95)$$

berechnet. Das dynamische Verhalten des Hybrid-DKG wird wesentlich von den Betriebszuständen der Kupplung K_a im aktiven bzw. der Kupplung K_p im passiven Teilgetriebe bestimmt. Im Folgenden wird die Modellierung bei verschiedenen Zuständen der Kupplungen betrachtet.

Kupplung K_a geschlossen und Kupplung K_p offen

Bei geschlossener Kupplung des aktiven Teilgetriebes und Vernachlässigung des möglichen Mikroschlupfes in der Kupplung sind die Winkelgeschwindigkeiten am Getriebe- und Teilgetriebееingang gleich: $\omega_{GE} = \omega_{TG,a}$. In diesem Zustand wird das Eingangsmoment des aktiven Teilgetriebes $M_{TG,a}$ durch die Beziehung

$$M_{TG,a} = M_{GE} + \sigma_{TG,a} \cdot M_{EM,V,a} - M_{S,GE} - M_{S,K,p} \quad (5.96)$$

bestimmt. Darin beschreiben die beiden ersten Summanden das Getriebe-Eingangsmoment M_{GE} und bei $\sigma_{TG,a} = 1$ das auftretende EM-Moment $M_{EM,V,a}$. Der Term $M_{S,GE}$ berücksichtigt das zwischen Getriebeeingang und Kupplungsprimärseite wirkende Schleppmoment, das z. B. aus Lagerverlusten entsteht bzw. bei hydraulisch aktuierten Systemen durch das Wirkmoment der Ölpumpe ausgelöst wird. Obwohl im passiven Teilgetriebe die Kupplung K_p geöffnet ist, treten dort Verluste auf. Das daraus resultierende Schleppmoment $M_{S,K,p}$ wird bei nassen Doppelkupplungen durch die viskose Reibung des Kühlöls [BSM09a] und bei trockenen Kupplungen durch Reibungsverluste zwischen dem feststehenden Aktuator und der rotierenden Kupplung verursacht.

- Dynamisches Verhalten des aktiven Teilgetriebes a

Das dynamische Verhalten des Teilgetriebes a in der Gangstufe g wird mit der zugehörigen Getriebeübersetzung $\ddot{\nu}_{TG,a,g}$ und dem Eingangsmoment $M_{TG,a}$ durch folgende Differenzialgleichung

$$\ddot{\nu}_{TG,a,g} (M_{TG,a} - M_{S,TG,a,g} - M_{D,TG,a,g} - M_{T,TG,a,g}) - M_{AW,a} - M_{Sy,TG,p,n} = J_{Res,a,g} \frac{d\omega_{GV}}{dt} \quad (5.97)$$

beschrieben. Hierin charakterisiert ω_{GV} die Winkelgeschwindigkeit am Eingang des Differenzialgetriebes, $M_{AW,a}$ bezeichnet das an der Abtriebswelle des Teilgetriebes wirkende Ausgangsmoment und $M_{S,TG,a,g}$ ist das Schleppmoment der Gangstufe. Wird im passiven Teilgetriebe der Zielgang n mittels der mechanischen Synchronisierung eingelegt, so wirkt zudem das Synchronmoment $M_{Sy,TG,p,n}$. Die in obiger Gleichung enthaltenen Dämpfungs- und Torsionsmomente

$M_{D,TG,a,g}$ bzw. $M_{T,TG,a,g}$ werden auf der Abtriebsebene durch

$$\begin{aligned} M_{D,TG,a,g} &= d_{TG,a,g} (\ddot{u}_{TG,a,g} \cdot \omega_{GV} - \omega_{TG,a}) \\ M_{T,TG,a,g} &= c_{TG,a,g} (\ddot{u}_{TG,a,g} \cdot \varphi_{GV} - \varphi_{TG,a}) \end{aligned} \quad (5.98)$$

berechnet. Hierin sind die Torsionssteifigkeit und der Dämpfungskoeffizient jeweils auf die Antriebsseite des Teilgetriebes bezogen. Das resultierende Trägheitsmoment des aktiven Teilgetriebes in der betrachteten Gangstufe wird durch

$$J_{Res,a,g} = J_{GV} + \ddot{u}_{TG,a,g}^2 \cdot J_{TG,a,g} + \ddot{u}_{TG,p,n}^2 \cdot J_{TG,p,n} \quad (5.99)$$

bestimmt. Darin enthält J_{GV} den Einfluss der rotierenden Masse zwischen Getriebeausgang und Differenzial. Der Term $J_{TG,a,g}$ beschreibt alle auf den Getriebeeingang bezogenen Drehmassen des aktiven Teilgetriebes im aktuellen Gang g inklusive der Sekundärseite der Kupplung. In gleicher Weise werden im Trägheitsmoment $J_{TG,p,n}$ die rotierenden Massen des vorgewählten Zielganges im passiven Teilgetriebe zusammengefasst. Dieser Anteil entfällt, falls im passiven Teilgetriebe kein Gang eingelegt ist oder dort bei eingelegtem Gang und der Schaltvariablen $s_{TG,p} = 1$ ein EM-Moment wirkt. Das resultierende Drehmoment am Differenzialeingang M_{GV} wird gemäß

$$M_{GV} = M_{AW,a} + M_{AW,p} \quad (5.100)$$

aus den Momenten der Abtriebswellen des aktiven und passiven Teilgetriebes $M_{AW,a}$ bzw. $M_{AW,p}$ berechnet.

- Dynamisches Verhalten des passiven Teilgetriebes p

Es wird zunächst angenommen, dass im passiven Teilgetriebe bei offener Kupplung K_p kein Gang eingelegt ist. Zudem werden Torsions- und Dämpfungsmomente vernachlässigt. Damit kann mit dem Trägheitsmoment $J_{TG,p}$ des Radsatzes im Teilgetriebe und dessen Winkelgeschwindigkeit $\omega_{TG,p}$ die folgende Differenzialgleichung formuliert werden:

$$\sigma_{TG,p} \cdot M_{EM,Vp} + M_{S,K,p} - M_{S,TG,p} = J_{TG,p} \frac{d\omega_{TG,p}}{dt} \quad (5.101)$$

Hierin beschreibt $M_{EM,Vp}$ das am Eingang des Teilgetriebes wirkende Moment der EM gemäß Gl. 5.94. Da in obiger Gleichung die Schleppmomente der Kupplung $M_{S,K,p}$ bzw. des Teilgetriebes $M_{S,TG,p}$ stark variieren, entsteht bei verschiedenen Betriebsbedingungen eine unterschiedliche Ausprägung der Drehbewegung des passiven Teilgetriebes.

Es wird nun das dynamische Verhalten des passiven Teilgetriebes TG_p bei einem eingelegten Gang n mit der Übersetzung $\ddot{\upsilon}_{TG,p,n}$ betrachtet. Dazu müssen die Drehzahlen der beiden Teilgetriebeausgänge zunächst miteinander synchronisiert werden [Reu18]. Dies erfolgt durch ein Synchronisierungsmoment im passiven Teilgetriebe beziehungsweise bei Anbindung der EM an dieses Teilgetriebe über ein EM-Moment gemäß Gl. 5.101. Bei der häufig angewandten ersten Lösungsvariante wird über die Schaltmuffe des Zielganges das Synchronisierungsmoment $M_{S,y,TG,p,n}$ für den Drehzahlabgleich entsprechend Gl. 5.97 eingeleitet. Vernachlässigt man wiederum die Torsions- und Dämpfungseffekte der Welle, so lautet die daraus resultierende Bewegungsgleichung des Radsatzes in TG_p :

$$\frac{M_{S,y,TG,p,n}}{\ddot{\upsilon}_{TG,p,n}} + M_{S,K,p} - M_{S,TG,p} = J_{TG,p,n} \frac{d\omega_{TG,p}}{dt} \quad (5.102)$$

Das Synchronisierungsmoment wirkt, bis die Winkelgeschwindigkeit am Ausgang des Teilgetriebes p auf die Ausgangs-Winkelgeschwindigkeit ω_{GV} des aktiven Teilgetriebes synchronisiert ist. Für diesen Fall gilt:

$$\omega_{TG,p} = \ddot{\upsilon}_{TG,p,n} \cdot \omega_{GV} \quad (5.103)$$

Erfolgt die Synchronisierung mittels des im passiven Teilgetriebe angebundenen EM-Antriebs EM_V , so wird eine Regelung der elektromotorischen Drehzahl $\omega_{EM,V}$ erforderlich, welche die Synchronisierungsbedingung

$$\omega_{EM,V} = \ddot{\upsilon}_{EM,V,p} \cdot \ddot{\upsilon}_{TG,p,n} \cdot \omega_{GV} \quad (5.104)$$

umsetzt.

Der Abschluss der Synchronisierung ist Voraussetzung, um mittels der beiden Kupplungen den aktiven Gang zu wechseln. Bei Anbindung der EM im passiven Teilgetriebe des Hybrid-DKG kann im Betriebsmodus Boosten ein additives Antriebsmoment abgegeben werden. Für diesen Fall entsteht die folgende Gleichung der Rotationsbewegung des Teilgetriebes p mit Gang n analog zu Gl. 5.97:

$$\ddot{\upsilon}_{TG,p,n} (M_{EM,V,p} - M_{S,TG,p,n} - M_{D,TG,p,n} - M_{T,TG,p,n}) - M_{AW,p} = \ddot{\upsilon}_{TG,p,n}^2 \cdot J_{TG,p,n} \frac{d\omega_{GV}}{dt} \quad (5.105)$$

Eingangsgröße dieser Gleichung ist das von der EM gemäß Gl. 5.94 realisierte Moment $M_{EM,V,p}$. An der Abtriebswelle der passiven Getriebeeinheit wirkt das Moment $M_{AW,p}$, das mit Gl. 5.100 zum Getriebeabtriebsmoment beiträgt.

Die in obiger Gleichung enthaltenen Dämpfungs- und Torsionsmomente $M_{D,TG,p,n}$ bzw. $M_{T,TG,p,n}$ werden entsprechend Gl. 5.98 berechnet. Der Term $M_{S,TG,p,n}$ charakterisiert wiederum das Schleppmoment des aktuellen Ganges.

Kupplung K_a im Schlupf und Kupplung K_p offen

Die aktive Kupplung befindet sich im Schlupf, falls sich ihre Winkelgeschwindigkeiten auf der Primärseite ω_{GE} und Sekundärseite $\omega_{TG,a}$ unterscheiden. Bei Anfahrvorgängen mittels des VM ist zudem die Kupplung K_p des passiven Teilgetriebes offen. Das Eingangsmoment des aktiven Teilgetriebes $M_{TG,a}$ ergibt sich aus dem vom VM gelieferten Kupplungsmoment $M_{K,a}$ und gegebenenfalls einem EM-Moment $M_{EM,a}$ gemäß:

$$M_{TG,a} = M_{K,a} + \sigma_{TG,a} \cdot M_{EM,a} \quad (5.106)$$

Für die Modellierung des Momentes $M_{K,a}$ wird folgender Ansatz gewählt:

$$M_{K,a} = \mu_{K,a} \cdot c_{K,a} \cdot r_{R,K,a} \cdot y_{K,a} \quad (5.107)$$

Hierin ist der Reibwert zwischen den Kupplungsscheiben $\mu_{K,a}$, die Federsteife $c_{K,a}$ und der wirksame Reibradius $r_{R,K,a}$ jeweils von der Kupplungstemperatur abhängig; der Faktor $\mu_{K,a}$ wird zudem von der Differenz zwischen der primär- und sekundärseitigen Winkelgeschwindigkeit der Kupplung beeinflusst. Zur Realisierung eines angeforderten Moments $M_{K,a}$ kann aus Gl. 5.107 eine Kupplungsposition $y_{K,a}$ berechnet werden, die dann mittels eines elektromechanischen bzw. hydraulischen Aktuators eingeregt wird. Das für einen Anfahr- oder auch Schaltvorgang benötigte Moment $M_{K,a}$ wird von der Getriebesteuerung in Abhängigkeit vom aktuellen Fahrprogramm berechnet [PBB09].

Das dynamische Verhalten des aktiven Teilgetriebes in der Gangstufe g wird wiederum mit Gl. 5.97 beschrieben:

$$\ddot{\omega}_{TG,a,g} (M_{TG,a} - M_{S,TG,a,g} - M_{D,TG,a,g} - M_{T,TG,a,g}) - M_{AW,a} - M_{Sy,TG,p,n} = J_{Res,a,g} \frac{d\omega_{GV}}{dt}$$

Das Eingangsmoment des Teilgetriebes $M_{TG,a}$ mit der schlupfenden Kupplung K_a wird hier mittels Gl. 5.106 bestimmt. Die weiteren Terme in dieser Gleichung wurden bereits in Abschnitt 5.2.3 beschrieben. Im betrachteten Zustand der beiden Kupplungen ergibt sich eine Rückwirkung auf das Eingangsmoment M_{GE} des Getriebes, die durch

$$M_{GE} = M_{K,a} + M_{S,GE} + M_{S,K,p} \quad (5.108)$$

berechnet wird. Hierin beschreiben $M_{S,GE}$ und $M_{S,K,p}$ die Schleppmomente des Getriebeeingangs bzw. der offenen Kupplung des passiven Teilgetriebes.

Beide Kupplungen im Schlupf

In der Überschneidungsphase bei Schaltvorgängen sind beide Kupplungen des DKG im Schlupf. In diesem Zustand haben beide Teilgetriebe eine feste Gangzuordnung und können ein VM-Moment auf den Abtrieb übertragen. Dennoch wird im Folgenden die Notation aktives Teilgetriebe TG, a bzw. passives Teilgetriebe TG, p beibehalten. Die Unterscheidung ergibt sich aus dem Betrag der Kupplungsmomente gemäß:

$$|M_{K,a}| \geq |M_{K,p}| \quad (5.109)$$

Durch diese Festlegung werden während der Überschneidungsphase beide Teilgetriebe umbenannt.

Im betrachteten Zustand des DKG werden von der Getriebesteuerung die entsprechend dem Fahrerwunsch abgestimmten Kupplungsmomente $M_{K,a}$ und $M_{K,p}$ für die Gänge g bzw. n vorgegeben und mittels der Kupplungsaktoren durch Positionsregelungen realisiert. Bei Kenntnis der aktuellen Anbindung der EM kann damit gemäß Gl. 5.106 das treibende Eingangsmoment des aktiven Teilgetriebes $M_{TG,a}$ berechnet werden. Für das treibende Eingangsmoment des passiven Teilgetriebes $M_{TG,p}$ gilt entsprechend:

$$M_{TG,p} = M_{K,p} + \sigma_{TG,p} \cdot M_{EM,p} \quad (5.110)$$

Mit den gemäß Gl. 5.98 definierten Dämpfungs- und Torsionsmomenten und dem gangindividuellen Schleppmoment eines Teilgetriebes werden die Hilfsmomente $M_{H,TG,a}$ und $M_{H,TG,p}$ eingeführt, die jeweils auf den Eingang der Teilgetriebe bezogen sind. Für diese Hilfsmomente gilt:

$$\begin{aligned} M_{H,TG,a} &= M_{TG,a} - M_{D,TG,a,g} - M_{T,TG,a,g} - M_{S,TG,a,g} \\ M_{H,TG,p} &= M_{TG,p} - M_{D,TG,p,n} - M_{T,TG,p,n} - M_{S,TG,p,n} \end{aligned}$$

Damit kann für die Winkelgeschwindigkeit am Differenzialeingang ω_{GV} die folgende Gleichung analog zu Gl. 5.111 formuliert werden:

$$\ddot{u}_{TG,a,g} \cdot M_{H,TG,a} + \ddot{u}_{TG,p,n} \cdot M_{H,TG,p} - M_{GV} = J_{Res} \cdot \frac{d\omega_{GV}}{dt} \quad (5.111)$$

In dieser Gleichung beschreibt M_{GV} das wirksame Moment am Getriebeausgang. Das gangabhängige Gesamtträgheitsmoment aller rotierenden Massen wird mit der Beziehung

$$J_{Res} = J_{GV} + \dot{u}_{TG,a,g}^2 \cdot J_{TG,a,g} + \dot{u}_{TG,p,n}^2 \cdot J_{TG,p,n} \quad (5.112)$$

ermittelt. Im betrachteten Zustand der Doppelkupplung ergibt sich durch die Kupplungsmomente $M_{K,a}$ bzw. $M_{K,p}$ und des am Getriebeeingang wirkenden Schleppmoments $M_{S,GE}$ eine Rückwirkung auf das Eingangsmoment M_{GE} , die gemäß

$$M_{GE} = M_{K,a} + M_{K,p} + M_{S,GE} \quad (5.113)$$

berechnet wird.

Modellbildung des Differenzials und der Seitenwellen

Die zur Modellierung des Differenzials und der Seitenwellen verwendete Struktur und die zugehörigen Parameter sind dem Bild 5.33 zu entnehmen. Die am Ausgang des Differenzials an den Seitenwellen wirkenden Momente werden mit dem Eingangsmoment M_{GV} , der Differenzialübersetzung \ddot{u}_{DV} und dem auf Ausgangsniveau bezogenen Schleppmoment des Differenzials $M_{S,DV}$ durch

$$M_{SW,j} = \chi_{DV,j} \cdot (\ddot{u}_{DV} \cdot M_{GV} - M_{S,DV}) \quad j = 1, 2 \quad (5.114)$$

berechnet. Die darin auftretenden Momentverteilfaktoren $\chi_{DV,j}$ besitzen bei dem Kegelraddifferential des Hybrid-DKG die Werte $\chi_{DV,1} = \chi_{DV,2} = 0,5$. Die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{SW,j}$ an den Eingängen der Seitenwellen werden mit

$$\omega_{SW,j} = \frac{\omega_{GE}}{\ddot{u}_{DV}} + \Delta\omega_{DV,j} \quad j = 1, 2 \quad (5.115)$$

ermittelt. In dieser Gleichung tritt die Differenz der Winkelgeschwindigkeiten $\Delta\omega_{DV,j}$ lediglich bei Kurvenfahrten auf, wobei stets gilt: $\Delta\omega_{DV,1} = -\Delta\omega_{DV,2}$. Diese Differenz ist bei der zum kurvenäußersten Rad gehörenden Seitenwelle positiv.

Bei der Modellierung der Seitenwellen werden Torsions- und Dämpfungsmomente berücksichtigt. Mittels der Gl. 5.114 und 5.115 erhalten die Differentialgleichungen für die Winkelgeschwindigkeiten der Räder $\omega_{Rad,j}$ den folgenden Aufbau:

$$M_{SW,j} - d_{SW,j}(\omega_{Rad,j} - \omega_{SW,j}) - c_{SW,j}(\varphi_{Rad,j} - \varphi_{SW,j}) - M_{Rad,j} = J_{SW,j} \cdot \frac{d\omega_{Rad,j}}{dt} \quad j = 1, 2 \quad (5.116)$$

In dieser Beziehung werden durch $d_{SW,j}$ und $c_{SW,j}$ die Dämpfungs- und Torsionseinfüsse der Seitenwelle berücksichtigt und $M_{Rad,j}$ beschreibt die an den Rädern auftretenden Momente. Das Trägheitsmoment $J_{SW,j}$ in obiger Gleichung umfasst die anteiligen Trägheiten des Differenzials und der Seitenwellen auf Radebene.

5.2.4 Modellierung des Antriebsstranges der Hinterachse

Die wesentlichen Komponenten der elektrisch angetriebenen Hinterachse sind in Bild 5.35 dargestellt.

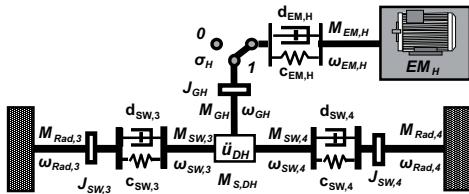


Bild 5.35: Antriebsstrang der Hinterachse

Dieses Antriebs werden mit $M_{EM,H}$ bzw. $\omega_{EM,H}$ bezeichnet. Sie können über eine elektrische Koppeleinrichtung der Hinterachse zugeschaltet werden. Im Schaltzustand $\sigma_H = 1$ entsteht für das Moment M_{GH} und die Winkelgeschwindigkeit ω_{GH} des Hinterachs differenzials folgende Gleichung:

$$M_{EM,H} - M_{D,EM,H} - M_{T,EM,H} - M_{GH} = J_{GH} \frac{d\omega_{GH}}{dt} \quad (5.117)$$

Die darin enthaltenen Dämpfungs- und Torsionsmomente $M_{D,EM,H}$ bzw. $M_{T,EM,H}$ werden mit den Drehwinkeln an der EM $\varphi_{EM,H}$ und am Differenzialeingang φ_{GH} gemäß

$$M_{D,EM,H} = d_{EM,H} (\omega_{GH} - \omega_{EM,H}) \quad (5.118)$$

$$M_{T,EM,H} = c_{EM,H} (\varphi_{GH} - \varphi_{EM,H}) \quad (5.119)$$

berechnet. Die Momente an den Seitenwellen der Hinterachse $M_{SW,j}$ werden mit dem Eingangsmoment M_{EH} , der Differentialübersetzung $\ddot{\upsilon}_{DH}$ und dem auf Ausgangsniveau bezogenen Schleppmoment des Differenzials $M_{S,DH}$ mit folgenden Funktionen bestimmt:

$$M_{SW,j} = \chi_{DH,j} \cdot (\ddot{\upsilon}_{DH} \cdot M_{GH} - M_{S,DH}) \quad j = 3, 4 \quad (5.120)$$

Für die darin auftretenden Momentverteilfaktoren gilt wiederum $\chi_{DH,3} = \chi_{DH,4} = 0,5$. Entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 5.2.3 werden die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{SW,j}$ an den Eingängen der Seitenwellen durch die Beziehung

$$\omega_{SW,j} = \frac{\omega_{GH}}{\ddot{\upsilon}_{DH}} + \Delta\omega_{DH,j} \quad j = 3, 4 \quad (5.121)$$

beschrieben. Die Bewegungsgleichungen für die Seitenwellen der Hinterachse lauten:

$$M_{SW,j} - d_{SW,j} (\omega_{Rad,j} - \omega_{SW,j}) - c_{SW,j} (\varphi_{Rad,j} - \varphi_{SW,j}) - M_{Rad,j} = J_{SW,j} \cdot \frac{d\omega_{Rad,j}}{dt} \quad j = 3, 4 \quad (5.122)$$

Darin werden durch $d_{SW,j}$ und $c_{SW,j}$ der Dämpfungskoeffizient bzw. die Torsionssteifigkeit der Seitenwelle berücksichtigt; zudem beschreibt $M_{Rad,j}$ die an den Rädern auftretenden Momente. Die anteiligen Trägheitsmomente des Hinterachsendifferenzials und der Seitenwelle auf Radebene werden im Parameter $J_{SW,j}$ zusammengefasst.

5.2.5 Modellierung des Fahrzeugs

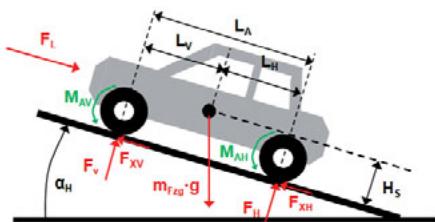


Bild 5.36: Aufstands Kräfte des Fahrzeugs

Rädern der Vorder- und Hinterachse jeweils gleiche Radmomente. Für die Radmomente der Vorderräder nach Gl. 5.116 folgt damit $M_{Rad,1} = M_{Rad,2}$ und für die gemäß Gl. 5.122 berechneten Radmomente der Hinterräder gilt: $M_{Rad,3} = M_{Rad,4}$. Die in Bild 5.36 dargestellten resultierenden Achsmomente M_{AV} bzw. M_{AH} entstehen durch Addition der Einzelradmomente der zugehörigen Achse. Nach Umrechnung der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} in eine Winkelgeschwindigkeit gemäß

$$\omega_{Fzg} = \frac{v_{Fzg}}{r_{Rad}} \quad (5.123)$$

können die Differenzialgleichungen für die Winkelbewegungen wie folgt ausgedrückt werden:

$$\frac{d\omega_{Fzg}}{dt} = \frac{1}{m_{Fzg} \cdot r_{Rad}} (F_{XV} + F_{XH} - F_L) - \frac{g_{Erd}}{r_{Rad}} \sin \alpha_H \quad (5.124)$$

$$\frac{d\omega_{RV}}{dt} = \frac{1}{2 \cdot J_{Rad,V}} (M_{AV} - r_{Rad} (F_{XV} + f_{Rol} \cdot F_V)) \quad (5.125)$$

$$\frac{d\omega_{RH}}{dt} = \frac{1}{2 \cdot J_{Rad,H}} (M_{AH} - r_{Rad} (F_{XH} + f_{Rol} \cdot F_H)) \quad (5.126)$$

Hierin sind:

| | |
|----------------------------|---|
| ω_{RV}, ω_{RH} | - Winkelgeschwindigkeiten der beiden Vorder- bzw. Hinterräder |
| F_V, F_H | - Aufstandskraft an der Vorder- bzw. Hinterachse |
| F_{XV}, F_{XH} | - Längskraft an der Vorder- bzw. Hinterachse |
| $J_{Rad,V}, J_{Rad,H}$ | - Trägheitsmoment eines Vorder- bzw. Hinterachsrades |
| f_{Rol} | - Rollwiderstandsbeiwert eines Rades |
| F_L | - Luftwiderstandskraft entsprechend Gl. 5.3 |

Eine detaillierte Ableitung dieser Gleichungen und der Berechnungsformeln für die Aufstandskräfte ist in Anhang C dargestellt. Die Aufstandskraft der Vorderachse ergibt sich aus einem statischen und dynamischen Anteil gemäß:

$$F_V = F_{V,stat} + F_{V,dyn} \quad (5.127)$$

Hierbei gilt:

$$F_{V,stat} = \frac{m_{Fzg} \cdot g_{Erd}}{L_A} ((L_H - f_{Rol} \cdot r_{Rad}) \cos \alpha_H - H_S \cdot \sin \alpha_H) - \frac{H_S + H_Z}{L_A} \cdot F_L \quad (5.128)$$

$$F_{V,dyn} = -\frac{1}{L_A} \left(m_{Fzg} \cdot H_S \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} + 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} \right) \quad (5.129)$$

Gemäß Bild 5.36 sind in dieser Gleichung die Längen L_A und L_H durch den Fahrzeugschwerpunkt S festgelegt. In der Modellierung wird als wirksame Fläche zur Berechnung der Luftwiderstandskraft F_L nur die Frontfläche des Fahrzeugaufbaus betrachtet. Dessen Schwerpunkt ist im Vergleich zur Schwerpunktshöhe H_S des Gesamtfahrzeugs um die Länge H_Z erhöht. Diese in Gl. 5.128 auftretende additive Höhe kann durch

$$H_Z = \frac{2(m_{Rad,V} + m_{Rad,H}) \cdot (H_S - r_{Rad})}{m_{Fzg} - 2(m_{Rad,V} + m_{Rad,H})} \quad (5.130)$$

berechnet werden. Hierin ist $m_{Rad,V}$ und $m_{Rad,H}$ die Masse eines Vorder- bzw. Hinterrades. Bei Verwendung realer Werte für die Massen eines Fahrzeugs ist zu erkennen, dass der Einfluss von H_Z praktisch vernachlässigbar ist. Die Aufstandskraft an der Hinterachse ergibt sich aus:

$$F_H = m_{Fzg} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H - F_V \quad (5.131)$$

Der in Gl. 5.124 erforderliche Rollwiderstandsbeiwert f_R kann nach [MiWa03] durch die Beziehung

$$f_{Rol} = f_0 + f_1 \frac{v_{Fzg}}{100 \text{ km/h}} + f_4 \left(\frac{v_{Fzg}}{100 \text{ km/h}} \right)^4 \quad (5.132)$$

modelliert werden. Die darin auftretenden Koeffizienten f_i werden insbesondere durch die Abweichung des Reifendruckes vom Nenndruck beeinflusst. Die an einer Achse maximal übertragbare Längskraft wird wesentlich durch den Schlupf der zugehörigen Räder bestimmt. Für die Räder der Vorderachse ist der Radschlupf im Zugbetrieb $s_{RV,Z}$ bzw. Schubbetrieb $s_{RV,S}$ durch die Beziehungen

$$s_{RV,Z} = \frac{\omega_{RV} - \omega_{Fzg}}{\omega_{RV}} \quad (5.133)$$

$$s_{RV,S} = \frac{\omega_{Fzg} - \omega_{RV}}{\omega_{Fzg}} \quad (5.134)$$

definiert. Für den Radschlupf der Hinterachse gelten entsprechende Beziehungen. Durch diese Festlegungen entstehen für ein angetriebenes und gebremstes Rad zwar verschiedene Ausdrücke, die jeweils positive auf den Wert 1 normierte Werte annehmen.

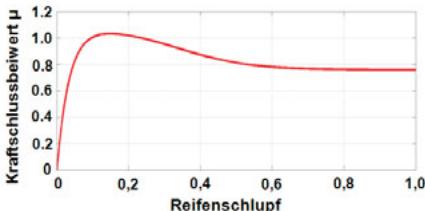


Bild 5.37: Verlauf des Kraftschlussbeiwertes

Ein Reifen hat in Abhängigkeit von Fahrbahnbelag und Witterung einen schlupfabhängigen Kraftschlussbeiwert μ_h , dessen Verlauf für Zug- und Schubbetrieb annähernd gleich ist [MiWa03]. Ein in [MiWa03] angegebener analytischer Verlauf des Kraftschlussbeiwertes ist in Bild 5.37 beispielhaft für trockenen Asphalt dargestellt. Das Produkt aus

Kraftschlussbeiwert und der zugehörigen Radlast bestimmt die an einem Rad maximal umsetzbare Längskraft. Wird diese Kraft durch ein zu hoch eingeleitetes Radmoment überschritten, so geht die Haftreibung zwischen Rad und Fahrbahn in Gleitreibung über. Zur Untersuchung der am Demonstratorfahrzeug maximal realisierbaren Antriebsmomente an der Vorder- und Hinterachse wurde in Simulationen das in Bild 5.38 dargestellte Blockschaltbild genutzt. Der Aufbau dieses Blockschaltbildes ergibt sich aus den Gl. 5.123 - 5.133.

5.3 Simulation unterschiedlicher Betriebszustandsübergänge

Die im Kapitel 5.2 beschriebenen Modelle werden für die Simulation der Längsdynamik des Antriebsstrangs eingesetzt. Damit kann für viele Fragestellungen im Entwicklungsprozess auf die Verwendung eines realen Prototyps des Antriebsstrangs verzichtet werden und die parallele Arbeitsweise bei der Funktionsentwicklung von Steuerungsabläufen der Hybridsysteme wird

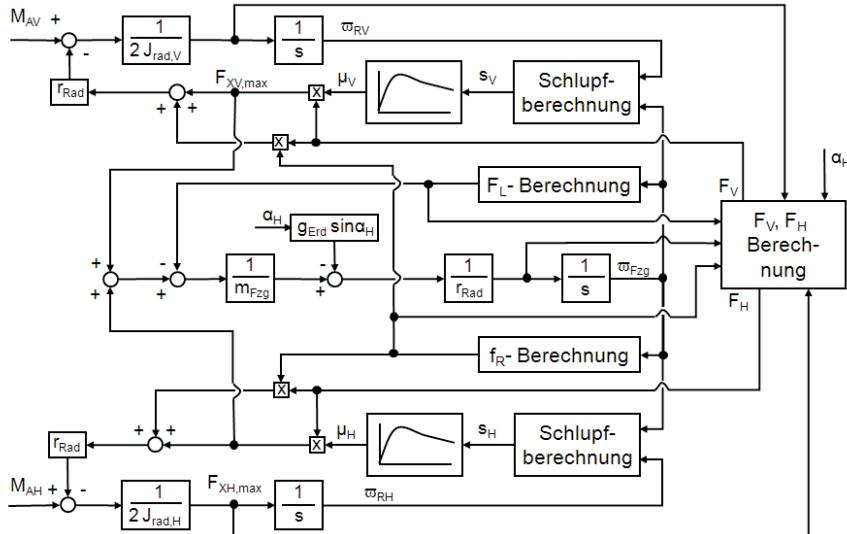


Bild 5.38: Blockschaltbild des Modells für Fahrbahn und Fahrzeugachse

gefördert. Um die Güte der Modellierung aufzuzeigen, werden in diesem Abschnitt Ergebnisse der Simulationen mit realen Messungen verglichen. Als Beispiele werden hierfür zunächst ein Anfahrvorgang eines Hybridsystems und unterschiedliche Schaltvorgänge betrachtet. Weiterhin wird am Beispiel der Abkoppelung der EM eine Handlungsempfehlung für die Ansteuerstrategie dargestellt.

5.3.1 Simulation unterschiedlicher Schaltvorgänge

Die Simulation unterschiedlicher Schaltvorgänge ist bestens geeignet zur Demonstration der Wirkungsfolge der verbrennungsmotorischen und elektrischen Komponenten eines Hybridantriebs. In Bild 5.39 sind die simulierten und gemessenen Drehzahl- und Momentensignale sowie Betriebsmodi bei diesen Schaltvorgängen dargestellt. Der gemäß Kapitel 5.2 modellierte Antriebsstrang wird für die Hybridkonfiguration H3 mit gemessenen Schnittstellensignalen des Fahrzeugs stimuliert. Hierfür werden durch die Getriebe- bzw. Hybridsteuerung die erforderlichen Drehmomente für EM M_{EM} , VM M_{VM} und die beiden Kupplungen M_{K1} und M_{K2} als Stimulus vorgegeben, um damit die Reaktion des simulierten physikalischen Modells im Vergleich zu den realen Fahrdaten des Demonstratorfahrzeugs bewerten zu können. Der zeitliche

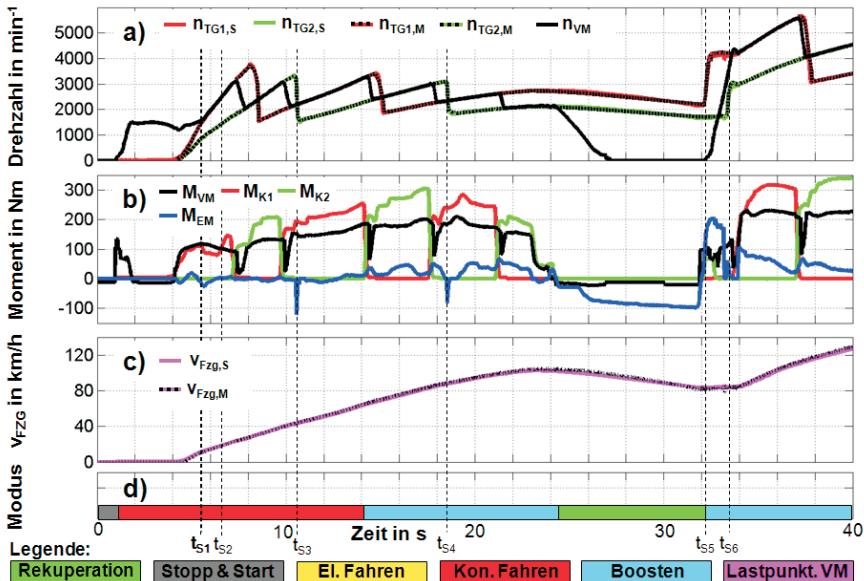


Bild 5.39: Vergleich Simulation mit Messung bei unterschiedlichen Schaltvorgängen

Verlauf dieser Größen wird in Diagramm b) des Bilds 5.39 dargestellt. Zunächst wird eine stufenweise Hochschaltung im Teillastbereich vom ersten bis zum sechsten Gang durchgeführt und danach ab Zeitpunkt t_{s5} eine direkte Volllast-Zug-Rück-Schaltung vom sechsten in den dritten Gang.

In Diagramm a) werden die gemessenen Drehzahlen des VM n_{VM} und der beiden Teilgetriebe $n_{TG1,M}$ bzw. $n_{TG2,M}$ sowie die aus der Simulation resultierenden Teilgetriebedrehzahlen $n_{TG1,S}$ und $n_{TG2,S}$ dargestellt. Der Vergleich zwischen den gemessenen und simulierten Drehzahlen zeigt, dass das physikalische Modell den realen Abläufen im Fahrzeug sehr nahe kommt, da es nur minimale Abweichungen zwischen beiden Signalarten gibt.

Das Diagramm c) veranschaulicht die gute Übereinstimmung der simulierten Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{Fzg,S}$ mit der gemessenen Größe $v_{Fzg,M}$. Zudem werden in Diagramm d) die beim betrachteten Schaltvorgang eingesetzten Betriebsmodi des Hybirdantriebs dargestellt. Da das Fahrzeug im manuellen Schaltmodus bewegt wurde, ist der VM bereits im Stillstand in Betrieb. Die EM wird daher vor allem im Modus Boosten zur Unterstützung des VM und zur

Rekuperation verwendet.

Bei der Betrachtung der Schaltvorgänge sind mehrere Besonderheiten zu erkennen. Im Zeitintervall von t_{S1} bis t_{S2} ist in Kupplung K1 das wirksame Moment M_{K1} wegen der Kupplungsadaptionsroutine unterhalb des VM-Moments M_{VM} . Weiterhin ist die aktive Nutzung der EM zur Unterstützung der mechanischen Synchronisierung beim Gangwechsel ersichtlich. Hierfür wird bei Einlegen eines neuen Ganges im Teilgetriebe 2 durch die EM ab den Zeitpunkten t_{S3} und t_{S4} ein geeignetes generatorisches Moment und ab dem Zeitpunkt t_{S6} ein abgestimmtes motorisches Moment geliefert.

Zur Beurteilung der Simulationsgüte wird für jedes Teilgetriebe x eine Größe Δn_{TGx} als Differenz zwischen der simulierten Drehzahl $n_{TGx,S}$ und der gemessenen Drehzahl $n_{TGx,M}$ eingeführt. Die Drehzahldifferenzen der beiden Teilgetriebe werden für die betrachteten Schaltvorgänge in Bild 5.40 in Diagramm b) dargestellt.

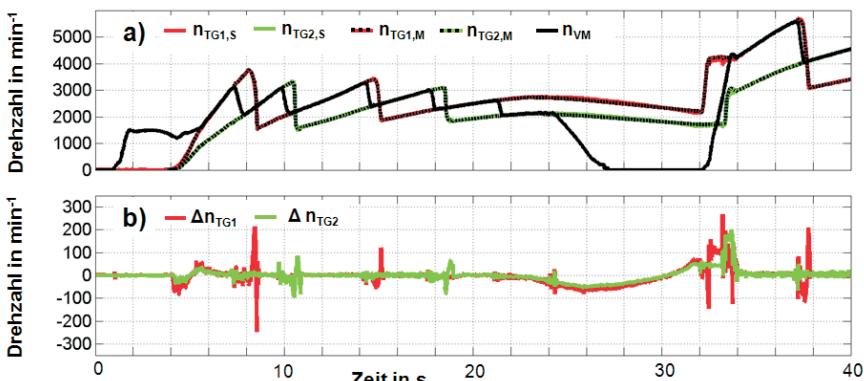


Bild 5.40: Vergleich Simulation mit Messung bei unterschiedlichen Drehzahlen

Daraus ist erkennbar, dass vor allem während des mechanischen Synchronisierungsvorgangs bei den Gangwechseln größere Abweichungen auftreten. Grund hierfür ist die vereinfachte Modellierung der mechanischen Synchronisierung, welche das beim realen Verhalten auftretende Kippverhalten der Synchronringe nicht berücksichtigt. Dadurch erzeugen die daraus resultierenden variierenden Synchronpunkte unterschiedliche Synchronisierungsmomente.

5.3.2 Simulation eines hybriden Anfahrvorgangs

Der Anfahrvorgang ist gut geeignet zur Demonstration der Wirkungsfolge der verbrennungsmotorischen und elektrischen Komponenten eines Hybridantriebs. In Bild 5.41 sind für die Hybridkonfiguration H3 die simulierten und gemessenen Drehzahl- und Momentensignale sowie Betriebsmodi des Anfahrvorgangs dargestellt. Dazu wird der modellierte Antriebsstrang

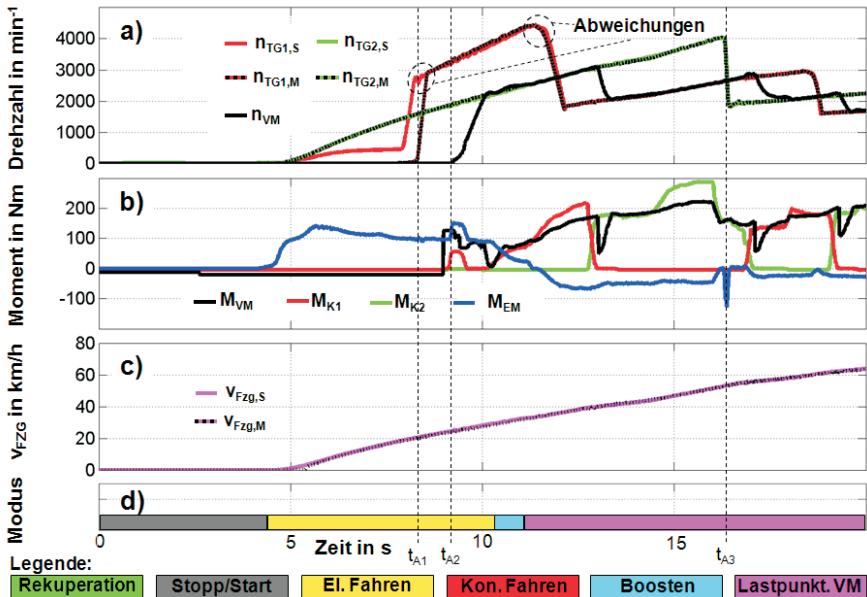


Bild 5.41: Vergleich Simulation mit Messung eines hybriden Anfahrvorgangs

wiederum mit den gemessenen Schnittstellensignalen der Getriebe- bzw. Hybridsteuerung des Fahrzeugs stimuliert. In Diagramm b) dieses Bilds werden die daraus resultierenden Drehmomente für EM M_{EM} , VM M_{VM} und die beiden Kupplungen M_{K1} und M_{K2} gezeigt. Das Diagramm a) veranschaulicht die gemessenen Drehzahlen des VM n_{VM} und der beiden Teilgetriebe $n_{TG1,M}$, $n_{TG2,M}$ sowie die in der Simulation ermittelten Teilgetriebedrehzahlen $n_{TG1,S}$ und $n_{TG2,S}$. In Diagramm c) sind die nahezu identischen Signalverläufe für die gemessene und die simulierte Fahrzeuggeschwindigkeit zu erkennen. Aus Diagramm d) wird der zeitliche Verlauf des Betriebsmodus für den hybriden Anfahrvorgang ersichtlich.

Bei Fahrtbeginn wird das Demonstratorfahrzeug zunächst mit der Drehzahl des Teilgetriebes 2 über den zweiten Gang allein durch die EM angetrieben. Im nichtaktiven Teilgetriebe 1 wird ab dem Zeitpunkt t_{A1} der erste Gang vorgewählt, dadurch steigt die Drehzahl dieses Teilgetriebes auf das Drehzahlniveau des ersten Ganges. Sobald ab dem Zeitpunkt t_{A2} die angeforderte Fahrerwunschleistung nicht mehr durch die EM bereitgestellt werden kann, wird der VM gestartet, um das Fahrzeug anzutreiben. Die Übertragung des Drehmoments der EM wechselt ab dem Zeitpunkt t_{A3} von Gang 2 auf Gang 4.

Beim Vergleich der simulierten mit der gemessenen Drehzahl des Teilgetriebes 1 ergeben sich bereits ab Fahrtbeginn bis zum Zeitpunkt t_{A1} deutliche Abweichungen. In dieser Zeitspanne befindet sich das Teilgetriebe in der Neutralposition. Da hierbei unterschiedliche Schleppmomente auf die freibewegliche Welle wirken, ist eine exakte Modellierung dieses Zustands nicht möglich. Aus dieser Modellgenauigkeit resultiert die in Diagramm a) auftretende Differenz zwischen $n_{TG1,S}$ und $n_{TG1,M}$.

5.3.3 Abkoppeln der EM

Die EKK kann sowohl beim Hybrid-DKG als auch bei der elektrisch angetriebenen Hinterachse optional als Abkoppeleinrichtung für die EM installiert werden. Sie eröffnet damit einen weiteren mechanischen Freiheitsgrad, der für die Optimierung der Kraftstoffeinsparung genutzt werden kann. Da durch das Abkoppeln die Schleppmomente der EM entfallen, kann der Wirkungsgrad des Gesamtsystems erhöht werden. Dies erfordert bei allen Betriebsmodi des Hybridsystems ohne Nutzung der EM eine effiziente Strategie zur Abkopplung.

Neben den energetischen Vorteilen ermöglicht die EM-Abkopplung auch einen sicherheits- bzw. verfügbarkeitsrelevanten Nutzen. Sie hat im Fehlerfall der EM oder beim Abschleppen des Fahrzeugs nennenswerte Vorzüge. Bei anderen Hybridsystemen ohne diese variable Anbindung muss im Fehlerfall der EM, z. B. bei Windungs-Kurzschluss, die Drehzahl reduziert werden, um eine Überhitzung der Hochvolt-Komponenten zu vermeiden. Dies führt je nach Art des Hybridsstrangs zu einem direkten Liegenbleiber oder zu einer starken Funktionseinschränkung des Fahrzeugs. Hingegen kann in diesem Fehlerszenario durch die Abkoppeleinrichtung die EM mechanisch vom restlichen Antriebsstrang getrennt werden und ergibt so eine reduzierte Fehlerwirkung.

Im Folgenden werden die Zeitspanne und der Einfluss der Drehzahl n_{EM} auf das Energiesparpotenzial der Abkopplung der EM diskutiert.

Durch die geforderte Funktionalität der Hybrid-Betriebsmodi kann die EM sowohl beim rein elektrischen Fahren, bei der Rekuperation als auch beim Boosten nicht abgekoppelt werden. Potenzial zur Reduzierung der Schleppmomente durch Abkoppeln der EM bietet zunächst der Betriebsmodus des konventionellen Fahrens mit dem VM. Weiterhin kann auch im Modus Lastpunktanhebung zeitweise die EM abgekoppelt werden. So könnte in diesem Modus während einer Phase mit geringer Leistungsanforderung an die EM und einem zugehörigen geringen Wirkungsgrad die Abkoppelung gestartet werden. Dadurch ergibt sich in dieser Zeitspanne der Modus konventionelles Fahren. Im Anschluss an die nachfolgende Ankoppelung könnte im Modus Lastpunktanhebung durch die EM - in einem generatorischen Betriebspunkt mit höherem Wirkungsgrad - der Ladevorgang der Batterie fortgesetzt werden.

Im Folgenden wird anhand einer Simulation bewertet, bei welchen Drehzahlen der EM und bei welchen Bordnetzleistungen die Abkoppelung sinnvoll ist [Rüd08].

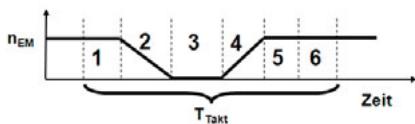


Bild 5.42: Ab- und Ankoppelverlauf

Eine schematische Darstellung des Taktzyklus mit den zugehörigen Phasen wird in Bild 5.42 abhängig von der Drehzahl der EM gezeigt. Hierzu wird der Begriff Taktdauer T_{Takt} eingeführt, der die gesamte Zeit eines Taktzyklus von der Entscheidung der Abkoppelung

bis zum Wiederanbinden der EM und dem anschließenden Auffüllen der Batterie auf den Anfangsladezustand umfasst. Die Taktdauer kann gemäß dieses Bilds in folgende sechs Phasen unterteilt werden:

Phase 1: Abkoppeln der EM durch Öffnen der EKK

Phase 2: Abbremsen der EM bis zum Stillstand

Phase 3: Stillstand der EM

Phase 4: Beschleunigen der EM auf Einkoppeldrehzahl

Phase 5: Ankoppeln der EM durch Schließen der EKK

Phase 6: Generatorbetrieb der EM bis der Ausgangsladezustand der Batterie wieder

hergestellt ist

Bei den Simulationen werden die Leistungen für das Abbremsen und Beschleunigen der EM, der Bordnetzbedarf für die Hilfskomponenten, Verluste durch Betätigung der Abkoppeleinrichtung

sowie der durch den Taktzyklus bedingte generatorische Wirkungsgradunterschied der EM berücksichtigt.

Abhängig von der Zeitdauer des Abbrems- und Beschleunigungsvorganges der EM ergeben sich neben einer unterschiedlichen Taktdauer auch differierende Verluste der EM während eines Taktzyklus.

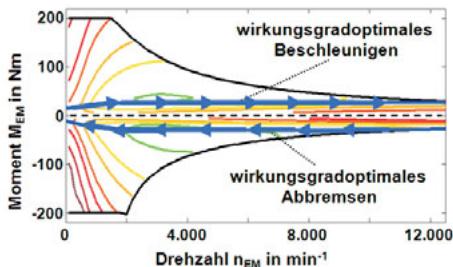


Bild 5.43: Ab- und Ankoppeln der EM

Mittels Simulationen wurde für die EM des Demonstratorfahrzeugs deren Beschleunigungs- und Verzögerungsdynamik im abgekoppelten Zustand untersucht. In Bild 5.43 werden die Betriebspunkte für ein wirkungsgradoptimales Abbremsen zum Stillstand bzw. Beschleunigen der EM auf die Einkoppeldrehzahl im Maschinenkennfeld dargestellt. Beim Abbremsen und Beschleunigen der EM entlang dieser optimalen Betriebspunkte ergibt sich das energetische Minimum, das für die Phasen 2 und 4 in Bild 5.42 erreicht werden kann. In Bild 5.44 wird für eine gegebene Taktdauer $T_{Takt} = 60$ s bei

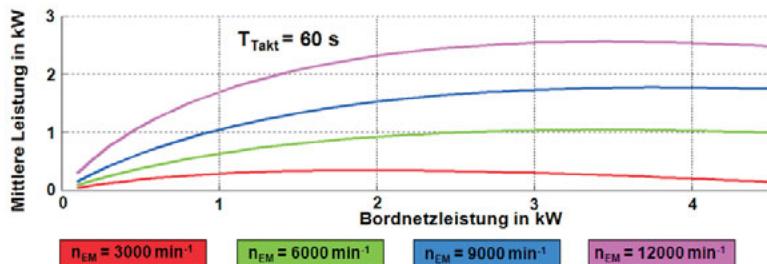


Bild 5.44: Abkoppeln der EM bei unterschiedlichen Drehzahlen und gegebener Taktdauer

unterschiedlichen Bordnetzleistungen die mittlere eingesparte Leistung der EM-Abkopplung dargestellt. Sie zeigt das hohe Einsparpotenzial der mittleren Leistung bei einer großen Drehzahl der EM bzw. einer hohen Bordnetzleistung.

In einer weiteren Simulation wird die eingesparte mittlere Leistung bei einer konstanten Drehzahl der EM für eine variable Taktdauer T_{Takt} untersucht. In Bild 5.45 sind die Ergebnisse für zwei unterschiedliche Drehzahlen abhängig von der Bordnetzleistung aufgetragen.

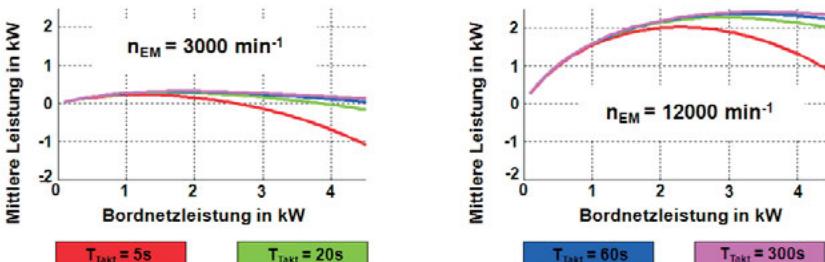


Bild 5.45: Abkoppeln der EM bei unterschiedlicher Taktdauer und gegebener Drehzahl

Die Diagramme zeigen, dass bei einer geringen Taktdauer und speziell bei einer kleinen EM-Drehzahl innerhalb des Taktzyklus teilweise sogar eine zusätzliche Verlustleistung erzeugt wird. Diese entsteht vor allem im Abbrems- und Beschleunigungsprozess der EM. Während der sehr kurzen verbleibenden Stillstandsphase des Taktzyklus können diese Verluste nicht mehr kompensiert werden. Bei einer großen Taktdauer hingegen ist ein erhöhtes energetisches Einsparpotenzial gegeben.

Aus der dargestellten Betrachtung ergeben sich folgende Erkenntnisse zur Abkoppelung der EM:

- Bei einer hohen EM-Drehzahl und einer langen Taktdauer ist das Abkoppeln der EM anzustreben. Eine lange Taktdauer führt durch den größeren Entladehub der Batterie zu einem erhöhten Alterungsprozess der Batterie
- Bei geringen Drehzahlen der EM ist ihre Abkoppelung wegen der geringen Einspareffekte generell nicht sinnvoll
- Eine höhere benötigte Bordnetzleistung verbessert die Bilanz der eingesparten Verlustleistung deutlich

Die Grenzwerte hinsichtlich Taktdauer und Drehzahl, für die das Abkoppeln der EM vorteilhaft ist, müssen für einen spezifischen Antriebsstrang anhand der realisierbaren Einsparungseffekte im Einzelnen betrachtet werden. Dazu ist auch der Einfluss auf die Fahrbarkeit insbesondere wegen des veränderten Responseverhaltens zu bewerten.

6 Verifikation am Fahrzeug

Während der Entwicklung eines Hybridfahrzeugs wird gemäß dem in Kapitel 5 beschriebenen V-Modell vorgegangen. Das vorrangige Entwicklungsziel der Verbrauchsminimierung kann am realen Hybridfahrzeug mit Hilfe von Verbrauchsmessungen auf Rollenprüfständen überprüft werden. Um die Anzahl der kostenintensiven Iterationsschleifen für die Verbrauchsoptimierung gering zu halten, wird das in Kapitel 5.1.2 vorgestellte Verbrauchs berechnungsprogramm zur Optimierung der Betriebspunkte durch Anpassung der Schalt- und Betriebsstrategie eingesetzt. Der Vergleich der gemessenen Signalverläufe des VM und der EM mit den idealen simulierten Verläufen kann wertvolle Hinweise für die Notwendigkeit weiterer Entwicklungsaktivitäten geben. Ein grundsätzlicher Unterschied zwischen Simulation und Messung besteht in dem Folgeverhalten des Geschwindigkeitsverlaufs: In der Simulation wird zu jedem Zeitpunkt genau das richtige Moment vorgegeben, wohingegen bei der Messung der Einfluss des Fahrers als Geschwindigkeitsregler deutlich im zeitlichen Verlauf sichtbar ist.

6.1 Verbrauchsmessungen

In Kapitel 5.1.2 wurden für unterschiedliche Hybridantriebsstränge die Ergebnisse von Simulationen zur Verbrauchseinsparung im Vergleich zu einem konventionellen Antriebsstrang dargestellt. Ausgehend von einem Fahrzeugkonzept, wie es in einer Serienversion vorliegen würde, wurden dort die relativen Einsparungen bestimmt. Das in Kapitel 3 vorgestellte Demonstratorfahrzeug hat aufgrund der prototypischen Hardware eine andere Ausgangsbasis: Es werden Rapid-Prototyping-Systeme wie eine dSpace-Autobox für die getriebenehe Software von GETRAG und eine ES1000 von Ascet für die Funktionalität des Hybridmanagers von BOSCH genutzt. Auch die Hilfsaggregate wie Lüfter oder Wasser- bzw. Ölpumpen wurden aus Verfügbarkeitsgründen nicht hinsichtlich den real auftretenden Anforderungen des Fahrzeugs optimiert. Im Vergleich zu einer Serienlösung mit kompakten Steuergeräten und optimierten Hilfsaggregaten bedeutet dies daher einen höheren Strombedarf und eine deutliche Erhöhung des Fahrzeuggewichts.

Das Demonstratorfahrzeug ermöglicht gemäß der in Kapitel 3.4 dargestellten Auflistung den Betrieb von unterschiedlichen Konfigurationen des Antriebsstrangs. Diese Vielfalt schafft vor allem aus wirtschaftlichen Gründen nicht den Einzug in ein Serienfahrzeug. Auch aus diesem Grund ist das Gesamtgewicht des Demonstratorfahrzeugs höher.

Es wurden für zwei Varianten eines Hybridantriebsstranges im Demonstratorfahrzeug Verbrauchsmessungen auf dem Rollenprüfstand gemäß dem NEFZ durchgeführt. Ziel war dabei die Verifikation der durch Simulation ermittelten Verbrauchsdaten. Die beiden Antriebe sind das DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse und das Hybrid-DKG. Als Referenz bezüglich der Einsparpotentiale der Hybridisierung dient eine Verbrauchsmessung des konventionellen DKG.

6.1.1 Konventionelles DKG

Der in Kapitel 3.4 beschriebene rein konventionelle Antriebsstrang mit DKG (Konfiguration D1) wird als Vergleich für die Bewertung der beiden Hybridisierungsvarianten verwendet. Das auf dem Prüfstand gefahrene Geschwindigkeitsprofil und die dazugehörigen Betriebspunkte des VM sind in Bild 6.1 dargestellt. Die Messung erfolgte bei einer Betriebstemperatur von 80° C,

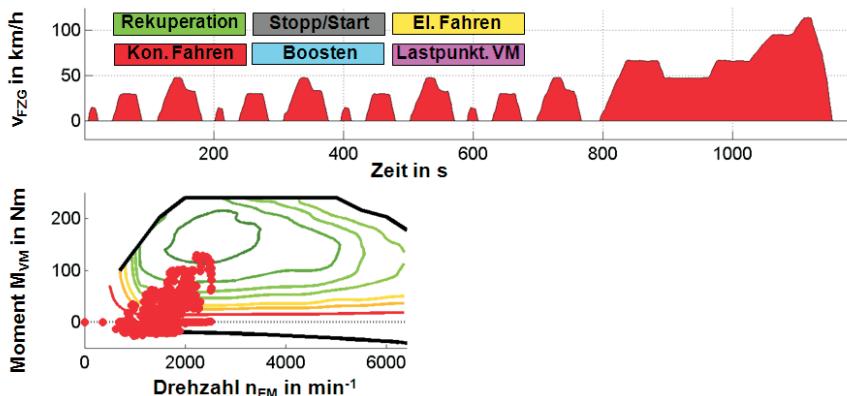


Bild 6.1: Verbrauchsmessung des konventionellen DKG

wobei die elektrischen prototypischen Zusatzverbraucher durch die 12 V Lichtmaschine oder den DC/DC-Wandler versorgt wurden. Das am Rollenprüfstand eingestellte Fahrzeuggewicht beträgt 1280 kg. Der Einfluss des Fahrers als Regler zur Umsetzung der NEFZ-Vorgaben ist beim zeitlichen Verlauf der Geschwindigkeit ersichtlich. Der gemessene, kombinierte Kraftstoffverbrauch betrug 6,21 Liter pro 100 km. Hierbei war die Schubabschaltung des VM nicht aktiviert, da der Änderungsaufwand im Motorsteuergerät für dieses Demonstratorfahrzeug zu groß war. Bereinigt man den gemessenen Verbrauch um das Einsparpotenzial der Schubab-

schaltung, so ergibt sich im Zyklus ein Verbrauch von 5,96 Liter pro 100 km. Verwendet man die Prüfstandsdaten des VM wie z. B. Drehzahl und Drehmoment als Eingangsgrößen für das in Kapitel 5.1 beschriebene inverse Verbrauchsberechnungsmodell, so ergibt sich ein Verbrauch von 5,94 Liter pro 100 km. Die geringe Abweichung zwischen Simulation und Messung bestätigt die Güte der Modellierung.

6.1.2 DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse

Für die in Kapitel 3.4 beschriebene Antriebsstrangkonfiguration H1 (konventionelles DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse) werden in Bild 6.2 die bei der Verbrauchsermittlung aufgezeichneten Betriebspunkte der beiden Antriebseinheiten, der Ladezustand der Batterie und die Betriebsmodi im NEFZ dargestellt [KiBl10]. Die Messung wurde bei einer Betriebstem-

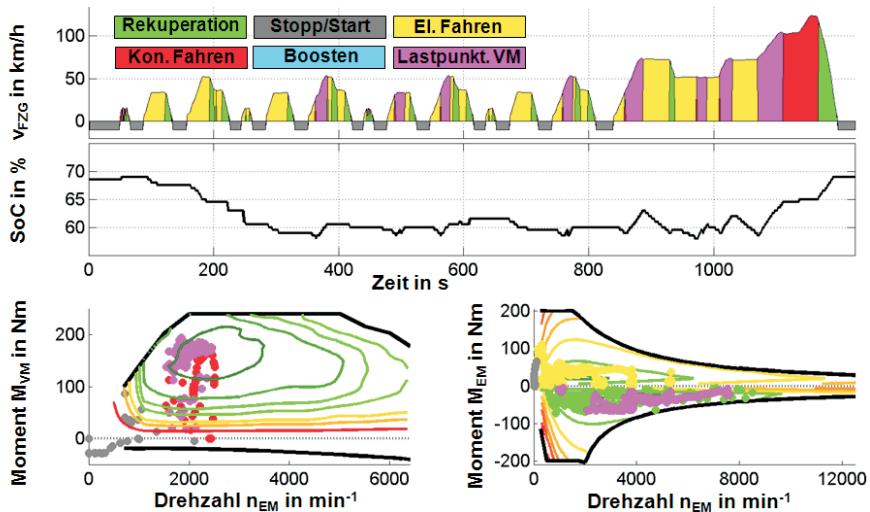


Bild 6.2: Verbrauchsmessung des DKG mit elektrisch angetriebener Hinterachse

peratur von 80° C durchgeführt; die elektrischen prototypischen Zusatzverbraucher wurden durch die 12 V Lichtmaschine oder den DC/DC-Wandler versorgt. Es ist ersichtlich, dass die realen Betriebspunkte des VM und der EM aufgrund der dynamischen Vorgänge im NEFZ stark variieren. Auch hier ist der Einfluss des Fahrers im aufgezeichneten Geschwindigkeitsverlauf erkennbar. Der gemessene, kombinierte Kraftstoffverbrauch beträgt 5,50 Liter pro 100 km. Verwendet man die Prüfstandsdaten dieser Hybridkonfiguration als Eingangsgrößen für das in

Kapitel 5.1 beschriebene Modell, so ergibt sich ein Verbrauch von 5,44 Liter pro 100 km. Die Güte der Modellierung wird auch hier durch die geringe Abweichung zwischen den Simulations- und Messergebnissen bestätigt.

6.1.3 Hybrid-DKG

Eine weitere Verbrauchsmessung im hybriden Betrieb wurde mit der in Kapitel 3.4 beschriebenen Antriebsstrangkonfiguration H3 (Hybrid-DKG mit fest angebundener EM an Teilgetriebe 2) durchgeführt. In Bild 6.3 sind hiervon der Geschwindigkeitsverlauf mit den zugehörigen Betriebsmodi, der Batterieladezustand sowie die Betriebspunkte in den Kennfeldern der Antriebeinheiten dargestellt. Die Betriebstemperatur des VM bei dieser Messung war

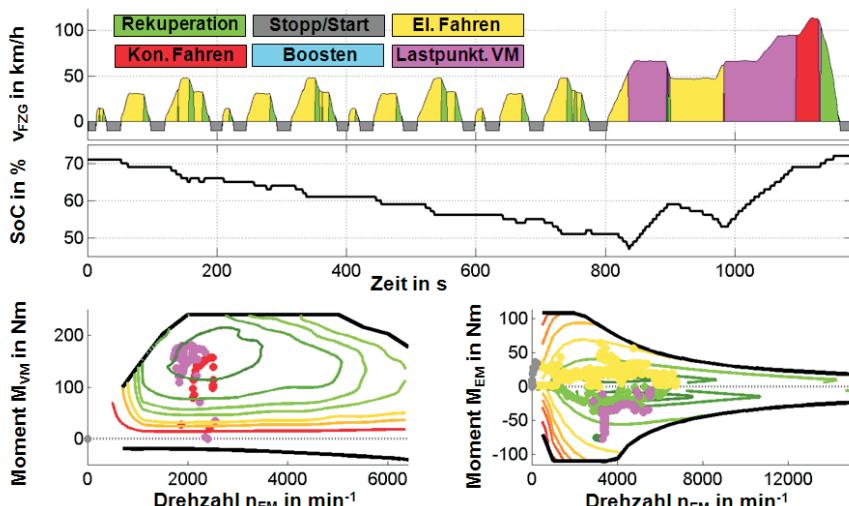


Bild 6.3: Verbrauchsmessung des Hybrid-DKG

80° C und die elektrischen prototypischen Zusatzverbraucher wurden durch die 12 V Lichtmaschine bzw. den DC/DC-Wandler versorgt. Auch in dieser Messung wird die nicht ideale Sollwertvorgabe der Geschwindigkeit des Fahrers ersichtlich. Der ermittelte kombinierte Kraftstoffverbrauch beträgt 5,04 Liter pro 100 km, wobei der Ladezustand der Batterie am Ende des Zyklus im Vergleich zum Beginn der Messung einen Überschuss von 1,4 % aufweist. Durch Umrechnung dieses erhöhten Ladezustandes in eine potenzielle Kraftstoffersparnis erzielt man einen korrigierten Verbrauch von 4,91 Liter pro 100 km. Im Vergleich zu dem in Kapitel 5.1.2

simulierten Kraftstoffverbrauch von 4,58 Litern pro 100 km ergibt sich in der Messung ein Mehrverbrauch von 0,33 Litern pro 100 km. Diese Differenz entsteht vor allem aus Fahrbarkeitsgründen: Der VM wird bei der Lastpunktanhebung im realen Fahrbetrieb nicht bei so geringen Drehzahlen und gleichzeitig so hohen Drehmomenten wie in der Simulation betrieben. Durch diese Fahrbarkeitsmaßnahme wird ein für den Fahrer unangenehmes Dröhnen des Abgastraktes vermieden. Weiterhin wird das maximale Bremsmoment der EM begrenzt, um dem Fahrer bei gegebener Bremspedalstellung ein konstantes Bremsmoment über einen größeren Geschwindigkeitsbereich anzubieten.

6.2 Dynamische Abläufe im Fahrzeug

In diesem Unterkapitel werden mehrere für den Fahrer wahrnehmbare hybridspezifische Zustandsübergänge betrachtet, diverse zeitkritische Fahrsituationen beleuchtet und ihre jeweilige Realisierung im Demonstratorfahrzeug vorgestellt. Aus den Messergebnissen von Fahrversuchen wird ersichtlich, dass die betrachteten Funktionalitäten des Hybridantriebsstranges auch in einem realen Fahrzeug einsetzbar sind.

6.2.1 Wiederstart des VM

Um den Fahrkomfort zu steigern, wird der Wiederstart des VM mittels des Hybridantriebsstrangs durchgeführt, indem dieser mit Hilfe der Kupplung angerissen wird. Um eine Rückwirkung auf das Fahrzeug bzw. auf die Längsbeschleunigung zu vermeiden, wird das gestellte Anreißmoment der Kupplung durch die EM kompensiert. Im Nachfolgenden werden zwei spezifische Varianten eines Hybridantriebsstrangs näher betrachtet.

Wiederstart mittels des Axlesplit-Hybrids

Beim Wiederstart mittels des Axlesplit-Hybrids erfolgt die Kompensation über die Straße, indem die EM der elektrisch angetriebenen Hinterachse das Anreißmoment des DKG für den VM auf der Vorderachse bereitstellt [KiBl10], [BlKi11]. In Bild 6.4 werden unterschiedliche Wiederstart-Messungen des Axlesplit-Hybrids präsentiert. Darin werden in der Messreihe a) die Drehzahlen des VM und der beiden Teilgetriebe auf Kurbelwellenniveau, in Reihe b) die Drehmomente der Teilgetriebe und der EM auf Radebene dargestellt und in Reihe c) werden Statussignale abgebildet. Hierin wird durch den $0 \rightarrow 1$ Übergang des Status s_{VL} der Zeitpunkt der ersten Zündung des VM charakterisiert; zudem werden durch die Stati s_{TG1} bzw. s_{TG2} die

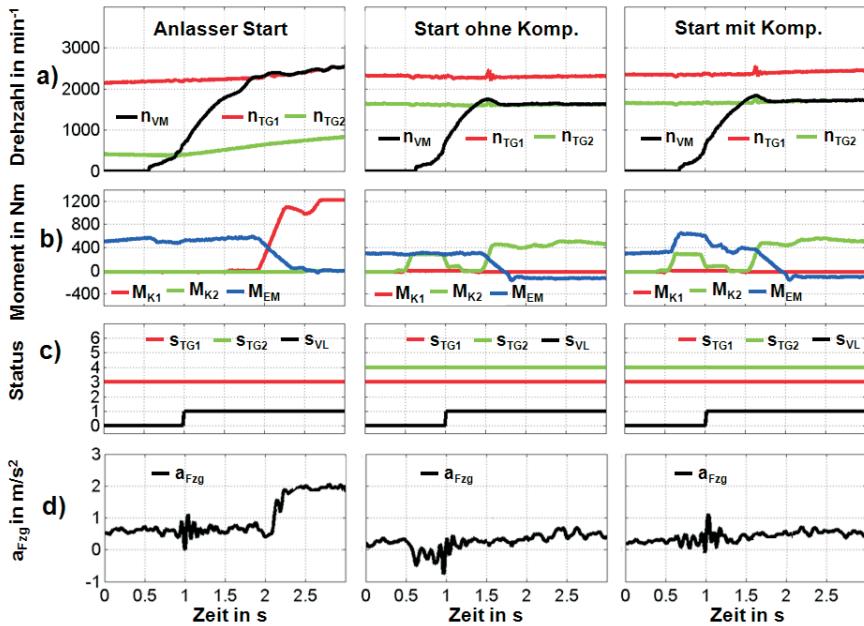


Bild 6.4: Messungen von unterschiedlichen Axlesplit-Wiederstarts

Gangstellungen in den beiden Teilgetrieben definiert. In Messreihe d) wird die Fahrzeulgängsbeschleunigung a_{Fzg} gezeigt.

Die Messungen in der linken Spalte zeigen einen Anlasser-Wiederstart beim rein elektrischen Fahren. Der VM wird nach erfolgtem Wiederstart im dritten Gang angebunden. Das Längsbeschleunigungssignal a_{Fzg} zeigt die Auswirkung des Startvorgangs auf das Fahrzeug. Während der VM den Resonanzbereich des Zweimassenschwungrads durchschreitet, ist im Signal a_{Fzg} eine Resonanzanregung kurz nach dem ersten Zündzeitpunkt des VM zu erkennen. Diese ist allerdings für den Fahrer wegen der hohen Frequenzlage nicht bemerkbar.

Die Messungen in der mittleren Spalte zeigen einen Axlesplit-Wiederstart ohne Momentenkompensation. Hierbei wird der VM über die Kupplung des Teilgetriebes 2 angerissen, die Rückwirkung des Kupplungsmoments M_{K2} auf die Radebene wird jedoch nicht kompensiert. Daher ergibt sich ein Zugkrafteinbruch, der auf dem Längsbeschleunigungssignal a_{Fzg} zu erkennen ist.

In der rechten Spalte der Messungen des Bilds 6.4 ist ein Axlesplit-Wiederstart mit Momenten-

kompensation dargestellt. Das zu kompensierende Anreißmoment des VM ergibt sich auf Radebene anhand der aktuellen Gangübersetzung des VM und dem für den Anreißvorgang wirkenden Kupplungsmoment M_{K2} . Durch die Erhöhung des EM-Moments M_{EM} auf der Hinterachse wird das wirkende Moment der Kupplung kompensiert und es entsteht kein Zugkrafteinbruch. Deshalb ist im Längsbeschleunigungssignal a_{Fzg} auch kein Einbruch zu erkennen. Beim Vergleich des Wiederstarts mit Anlasser für die beiden Startvarianten des Axlesplit-Hybrids wird ersichtlich, dass speziell im niederen Drehzahlbereich beim Anlasser-Wiederstart deutlich kleinere Drehzahlgradienten des VM als bei den Wiederstarts mit Axlesplit auftreten. Bei gleicher Zieldrehzahl für das Einkuppeln führen die Axlesplit-Wiederstarts aufgrund des dabei größeren wirksamen Moments zu geringeren Wiederstartzeiten.

Wiederstart mittels des Torquesplit-Hybrids

Das Wiederstarten des VM kann bei einem Torquesplit-Hybrid auf unterschiedliche Weise erfolgen. Ausgehend von einer rein elektrischen Fahrt im zweiten Gang sind in Bild 6.5 zwei Varianten dargestellt. Bei der im linken Bild gezeigten Variante wird ein Wiederstart des VM

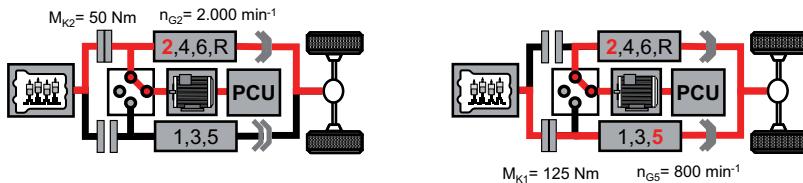


Bild 6.5: Wiederstartmöglichkeiten des VM

im gleichen Teilgetriebe über die Kupplung 2 durchgeführt (Betrieb als Parallel-Hybrid). Es wird hierfür an Kupplung 2 das benötigte Startmoment $M_{K2} = 50 \text{ Nm}$ ausschließlich für den Wiederstart vorgehalten. Bei der im rechten Bild aufgeführten Variante wird der VM mittels des Torquesplit-Effekts gestartet, indem als Wiederstartgang im passiven Teilgetriebe der fünfte Gang vorgewählt wird. Bei gleichem Momentenvorhalt der EM kann durch die Übersetzung im fünften Gang über die Kupplung 1 ein wesentlich höheres Moment von $M_{K1} = 125 \text{ Nm}$ gestellt werden. Das höhere Moment wirkt sich positiv auf die Dynamik des Startvorgangs aus und die Wiederstartzeit verkürzt sich dadurch spürbar [BlSt11]. Sobald beim Wiederstart eine Mindestdrehzahl des VM erreicht wird, erfolgt die erste Zündung, worauf der VM nun lauffähig ist.

In Bild 6.6 sind das EM-Kennfeld und unterschiedliche Momentenreserven für den Wiederstart bezogen auf die Kurbelwelle dargestellt. Bei dem betrachteten Startmoment des VM von

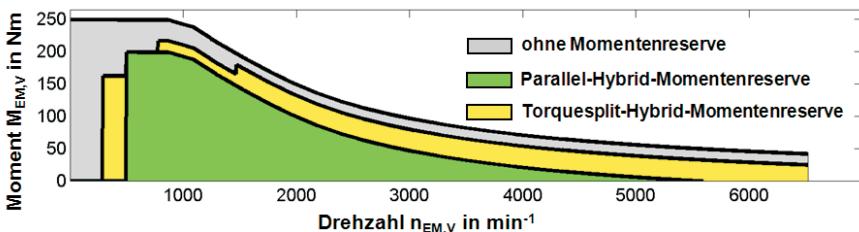


Bild 6.6: Vergleich der Wiederstartmöglichkeiten

50 Nm und einer Mindestdrehzahl für den Anschleppvorgang von 500 min^{-1} ergeben sich beim elektrischen Fahren im zweiten Gang unterschiedlich nutzbare Bereiche der EM beim Betrieb als Parallel-Hybrid im Vergleich zum Torquesplit-Hybrid. Es fällt auf, dass bei Verwendung der Torquesplit-Hybrid-Gangwahlstrategie ein größerer nutzbarer Bereich der EM zur Verfügung steht.

Das Bild 6.7 zeigt Messungen von Torquesplit-Wiederstarts mit den Wiederstartgängen 2 und 6 in Teilgetriebe 2 und dem Gang 3 in Teilgetriebe 1. In Messreihe a) dieses Bilds sind die Drehzahlen des VM und der beiden Teilgetriebe und in Reihe b) die Drehmomente der Teilgetriebe und der EM dargestellt. Alle diese Größen sind auf Kurbelwellenniveau bezogen. In Reihe c) werden Statussignale abgebildet. Hierin wird durch den $0 \rightarrow 1$ Übergang des Status s_{WS} der Torquesplit-Wiederstart angefordert. Der Status s_{IG} beschreibt den aktuellen Gang. Der Status $s_{VL} = 1$ kennzeichnet, dass der VM eine Mindestdrehzahl erreicht hat und damit lauffähig ist. Das beim Wiederstart auftretende Anreißmoment ist in Messreihe b) an den Kupplungsmomenten des jeweils eingesetzten Teilgetriebes zu erkennen: Anhand des Wiederstarts in Gang 2 und 6 zeigt es sich bei M_{K2} und beim Start in Gang 3 bei M_{K1} . Damit der Wiederstart für den Fahrer unspürbar ausfällt, kompensiert das Moment der EM jeweils das Anreißmoment. Bei den dargestellten Wiederstarts mit unterschiedlichen Gängen ist jeweils das vorgehaltene Moment M_{EM} geringer als bei Wiederstarts mit einem direkt an der Kurbelwelle wirkenden Moment. Die Ursache hierfür ist der Torquesplit-Effekt, der das passive Teilgetriebe nutzt, um bei rein elektrischer Fahrt im Gang 2 mit dem Gang 3 den Wiederstart durchzuführen. Die Nutzung dieses Effekts ermöglicht aufgrund des größeren Startmoments eine höhere Dynamik beim Starten und damit eine kürzere Wiederstartzeit. Anhand der in Messreihe d) des Bilds 6.7 gezeigten

Längsbeschleunigungssignalen des Fahrzeugs a_{Fzg} wird ersichtlich, dass der Wiederstart für den Fahrer durch die angestrebte vollständige Momentenkompensation unspürbar abläuft, da die Amplituden der Längsbeschleunigung gering sind.

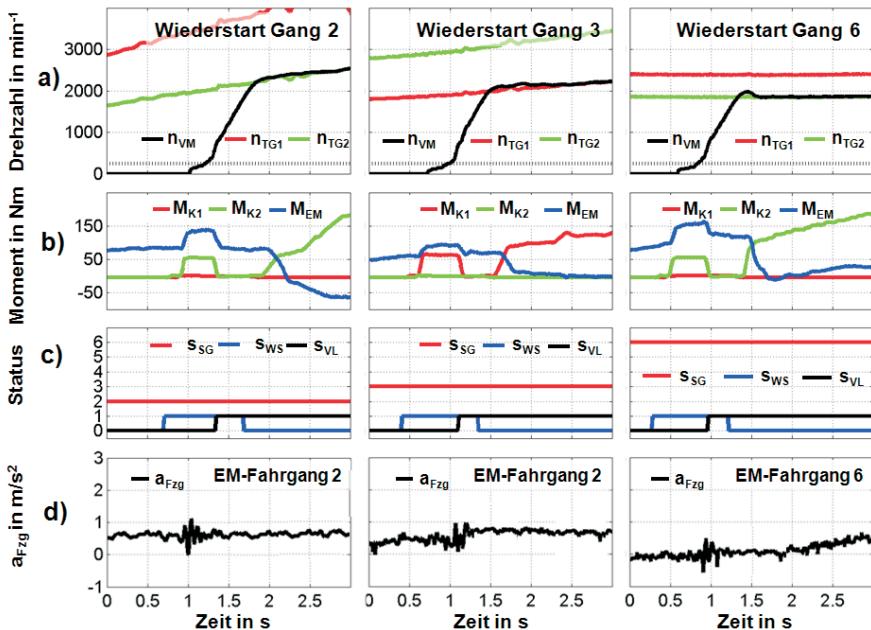


Bild 6.7: Messungen von unterschiedlichen Torquesplit-Wiederstarts

6.2.2 Nachbildung des VM-Schubmoments

Während der Fahrt zeigt ein konventioneller Antriebsstrang bei nicht betätigtem Gas- und Bremspedal eine geringe Verzögerung aufgrund des Schubmoments des VM. Dieses Antriebsverhalten erwartet der Fahrer bei einer gleichen Fahrsituation auch von einem Hybridantriebsstrang. Ohne Betätigung des Gas- und Bremspedals ergibt sich zunächst beim rein elektrischen Fahren ein anderes Fahrverhalten, da der VM nicht läuft und somit kein Schubmoment generiert wird. Diese für den Normalfahrer nicht nachvollziehbare Veränderung der Mensch-Maschine-Schnittstelle führt zunächst zu einem nicht reproduzierbaren Fahrverhalten und kann letztlich eine Verunsicherung des Fahrers hervorrufen. Zur Anpassung des Fahrverhaltens an die Erwar-

tungshaltung des Fahrers wird durch die EM ein Generatormoment als virtuelles Schubmoment erzeugt. Damit kann eine Verzögerung entsprechend der Charakteristik des VM realisiert werden. Das virtuelle Schubmoment wird dabei gangabhängig ausgeprägt. Des Weiteren kann diese Funktionalität auch genutzt werden, um damit VM mit großem Hubraum zu emulieren [BlSt10]. Hubraumstarke VM haben ein höheres Schubmoment; diese für manchen Fahrertyp erwünschte Eigenschaft kann durch eine Erhöhung des Generatormoments erzielt werden.

6.2.3 Schaltungsablauf mit EM

Im Vergleich zu einem Schaltablauf von einem konventionellen DKG muss bei einem Hybrid-DKG die an ein Teilgetriebe angebundene EM berücksichtigt werden. Die EM ist in allen Betriebsmodi fest an ein Teilgetriebe gekoppelt, um möglichst häufig eingesetzt werden zu können. Da die Rototrägheit der EM im Vergleich zur Trägheit der Teilgetriebewelle wesentlich größer ist, muss die EM aktiv den Synchronisierungsprozess unterstützen, um einen hohen Verschleiß der mechanischen Synchronisierungen zu vermeiden. Der funktionale Ablauf während des Gangwechsels mit EM gliedert sich in folgende sequentielle Phasen:

Phase 1: Neue Ganganforderung für das Teilgetriebe mit EM-Anbindung

Phase 2: Verlagerung des VM-Moments auf das andere Teilgetriebe

Phase 3: Herunterrampen des EM-Moments

Phase 4: Auslegen des aktuellen Ganges im nun passiven Teilgetriebe

Phase 5: Drehzahlanpassung mittels der EM und mechanischen Synchronisierung

Phase 6: Mechanisches Einlegen des Zielgangs

Phase 7: Hochrampen des EM-Moments

In Bild 6.8 sind zwei Messungen von unterschiedlichen Schaltabläufen dargestellt. Das Bild zeigt in der linken Messspalte eine Schub-Rückschaltung vom vierten in den zweiten Gang beim elektrischen Bremsen und in der rechten Spalte einen Gangwechsel vom vierten in den zweiten Gang beim VM Kick-Down. In Messreihe a) dieses Bilds sind die Drehzahlen der beiden Antriebe und der Teilgetriebe und in Reihe b) die Drehmomente der Antriebe und der Kupplungen dargestellt. Alle diese Größen sind auf Kurbelwellenniveau bezogen. In Messreihe c) werden Statussignale präsentiert. Das Signal $ssGV$ definiert die Sollgangvorgabe und mittels des Signals $ssGD$ wird der durchgeführte Gangwechsel ausgedrückt. Zur besseren Veranschau-

lichung des Gangwechsels werden in der Messreihe d) Inkremeante aufgezeichnet. Diese Größen kennzeichnen die jeweiligen Gangstellungen bzw. die aktuellen Positionen y_{SW1} und y_{SW2} der beiden Schaltwalzen in den Teilgetrieben.

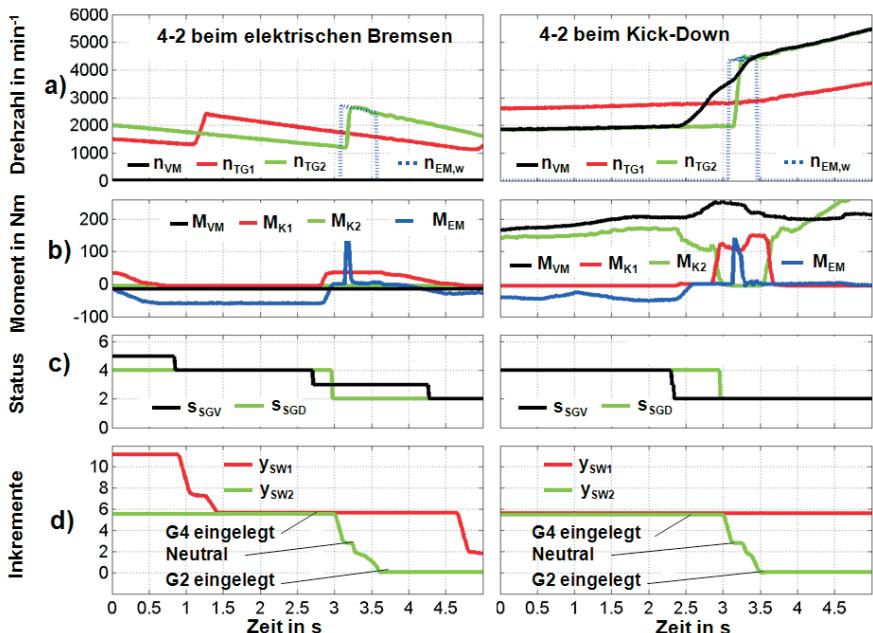


Bild 6.8: Messungen von zwei unterschiedlichen Schaltungen mit EM

Bei dem in der linken Messspalte dargestellten Schub-Rück-Schaltungsablauf muss zunächst das Generatormoment der EM abgebaut werden. Sobald das Teilgetriebe momentenfrei ist, kann danach der vierte Gang mit der Schaltwalze des Teilgetriebes 2 ausgelegt werden. Das Inkrement y_{SW2} zeigt hierzu die aktuelle Position der Schaltwalze an. Sobald das Teilgetriebe 2 in Neutralstellung ist, wird die Drehzahl n_{EM} der EM mit einem Drehzahlregler auf die Zieldrehzahl $n_{EM,W}$ geregelt. Zur Vermeidung einer zu starken Erhitzung der Synchronringe der mechanischen Synchronisierung werden diese Elemente erst kurz vor Erreichen der Zieldrehzahl zum Drehzahlangleich genutzt. Sobald die Differenzdrehzahl abgebaut ist, kann die mechanische Synchronisierung durchgeschaltet und damit Gang 2 eingelegt werden. Nach dem Hochrampen des EM-Moments ist der Gangwechsel abgeschlossen.

In der rechten Messspalte ist ein Gangwechsel vom vierten in den zweiten Gang beim VM-Kick-Down dargestellt. Das VM-Moment M_{VM} wird zunächst von Gang 4 auf Gang 3 und anschließend von Gang 3 auf Gang 2 mit Hilfe einer Lastschaltung verlagert. Sobald Gang 4 momentenfrei ist, kann dieser ausgelegt werden. Befindet sich das Teilgetriebe 2 in Neutralposition wird die EM mittels einer Drehzahlregelung auf die neue Solldrehzahl $n_{EM,W}$ überführt [Ble⁺10a]. In der Nähe der Zieldrehzahl des zweiten Ganges wird die mechanische Synchronisierung betätigt. Diese Aktion ist in Diagramm d) zu erkennen. Damit kann die verbleibende Differenzdrehzahl abgebaut und anschließend der zweite Gang formschlüssig eingelegt werden. Danach wird gemäß Diagramm b) das Kupplungsmoment M_{K1} der Kupplung K1 heruntergerampt und zeitgleich das Kupplungsmoment M_{K2} der Kupplung K2 hochgerampt. Der Gangwechsel ist nach der vollständigen Momentenübernahme der Kupplung K2 abgeschlossen.

6.2.4 Gangwechsel beim Rekuperieren ohne Bremskraftunterbrechung

Kleine bis mittlere Verzögerungsanforderungen bei Bremsvorgängen können alleine durch eine generatorische Ansteuerung der EM im Betriebsmodus *Rekuperation* erfüllt werden. Bedingt durch die Gangwahlstrategie wird beim Erreichen eines Schwellwerts ein Gangwechsel (z. B. von Gang 6 nach Gang 4) eingeleitet, um bei einer möglichen nachfolgenden Beschleunigungsphase bereits einen geeigneten Gang vorgewählt zu haben. Während der Umbindung der EM von Gang 6 nach Gang 4 entsteht aufgrund der fehlenden EM-Anbindung am Abtrieb eine Bremskraftunterbrechung. Diese ist für den Fahrer nicht akzeptabel, da hierdurch die Fahrzeugverzögerung trotz konstanter Bremspedalposition wegen des kurzfristig fehlenden Generatormoments variiert. Eine hinsichtlich dieses Nachteils optimierte Fahrbarkeit könnte durch ein bilanzierbares Bremssystem erreicht werden. Dabei wird während des Gangwechsels das fehlende Bremsmoment der EM durch die konventionelle Bremsanlage kompensiert. Die Realisierung eines solchen Systems erfordert allerdings einen gewissen technischen Zusatzaufwand. Eine weitere Möglichkeit zur Vermeidung dieser nicht reproduzierbaren Mensch-Maschinen-Schnittstelle ist der Ausschluss eines Gangwechsels während des rekuperativen Bremsens [Ble⁺13]. Für das Wiederanfahren muss in dieser Realisierungsvariante im anderen Teilgetriebe ein passender Gang vorgewählt werden.

Im Nachfolgenden wird eine Alternative für das Gangwechseln der EM bei guter Fahrbarkeit vorgestellt. Die Bremskraft wird während der EM-Umbindung durch das Kupplungsmoment im passiven Teilgetriebe erzeugt. Das Kupplungsmoment stützt sich dabei am stillstehenden

VM ab. Sofern das Kupplungsmoment unterhalb des Losbrechmoments des VM ist, kann dieses Moment für die Zeitspanne des Gangwechsels der EM aufrecht erhalten werden [Ble^{+10b}]. Der funktionale Ablauf wird beispielhaft anhand eines Gangwechsels von 6 nach 4 beschrieben und gliedert sich dabei in die folgenden sequentiellen Phasen:

- Phase 1: Einlegen eines geeigneten Ganges im passiven Teilgetriebe (z. B. Gang 3)
- Phase 2: Gleichzeitiges Herunterrampen des Generatormoments und Hochrampen des Kupplungsmoments im passiven Teilgetriebe
- Phase 3: Sobald das Generatormoment etwa den Wert Null erreicht, wird der bisherige EM-Gang (Gang 6) ausgelegt
- Phase 4: Einlegen des neuen EM-Gangs (Gang 4) gemäß den Ausführungen in Abschnitt 6.2.3
- Phase 5: Gleichzeitiges Hochrampen des Generatormoments und Herunterrampen des Kupplungsmoments im passiven Teilgetriebe

In den in Bild 6.9 gezeigten Schematas wird das prinzipielle Vorgehen eines Gangwechsels ohne Bremskraftunterbrechung für ein konstantes Bremsmoment auf Radebene von $M_{BR} = 250 \text{ Nm}$ veranschaulicht.

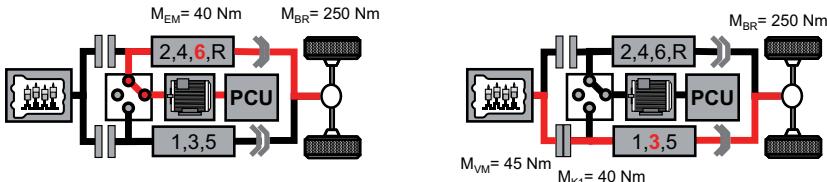


Bild 6.9: Gangwechsel ohne Bremskraftunterbrechung

Im linken Bild wird der Momentenfluss des Generatormoments der EM $M_{EM} = 40 \text{ Nm}$ vor dem Gangwechsel dargelegt. Aus dem rechten Bild wird der Momentenfluss während der Abstützphase ersichtlich. Bei einem gegebenen Losbrechmoment des VM von $M_{VM} > 45 \text{ Nm}$ kann in diesem Fall mit Hilfe der schlupfenden Kupplung K1 das Moment $M_{K1} = 40 \text{ Nm}$ abgestützt werden, wodurch mittels der spezifischen Übersetzung des dritten Ganges auf Radebene ein Bremsmoment von $M_{BR} = 250 \text{ Nm}$ gestellt werden kann. In Bild 6.10 werden die Messergebnisse einer rekuperativen Bremsung mit einer Anfangsgeschwindigkeit von ca. 120 km/h gezeigt. In Diagramm a) dieses Bilds sind die Drehzahlen des VM und der beiden Teilgetriebe und in Diagramm b) die Drehmomente der beiden Kupplungen und der EM dargelegt.

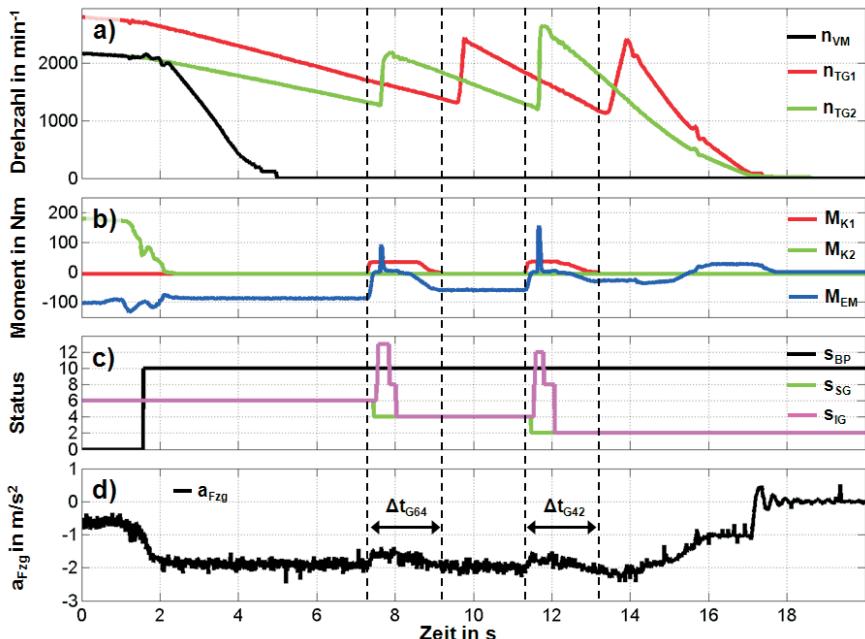


Bild 6.10: Messung einer rekuperativen Bremsung mit Gangwechseln

Alle diese Größen sind auf Kurbelwellenniveau bezogen. Der Start der Bremsung wird in Diagramm c) durch eine Änderung des Statussignals s_{BP} ausgelöst. Dabei wird der VM abgeschaltet und seine Drehzahl n_{VM} trudelt aus. Die EM wurde vor Bremsbeginn für die Lastpunktverschiebung des VM genutzt; beim Betätigen der Bremse stellt die EM das geforderte generatorische Bremsmoment M_{EM} und das Fahrzeug wird mit der in Diagramm d) gezeigten Bremsverzögerung a_{Fzg} abgebremst. Der durch das Statussignal s_{SG} definierte Sollwert des Bremsmomentes fordert einen Gangwechsel der EM von 6 nach Gang 4. Die gewünschte Verzögerung des Fahrzeugs wird während der Umbindung der EM durch das Kupplungsmoment M_{K1} realisiert. Anhand der Statusgröße s_{IG} ist der reale Verlauf des Gangwechsels sichtbar, wobei der Wert $s_{IG} = 13$ die Neutralstellung zwischen dem 6. und 4. Gang, der Wert $s_{IG} = 12$ die Neutralstellung zwischen dem 4. und 2. Gang definiert und der Wert $s_{IG} = 8$ das mechanische Synchronisieren kennzeichnet. Nachdem der vierte Gang eingelegt ist, wird das generatorische Moment M_{EM} der EM wieder erhöht und gleichzeitig in enger Abstimmung das Kupplungsmo-

ment M_{K1} der Kupplung 1 verringert. Sobald die EM wieder das geforderte Generatormoment alleine stellt, ist der Gangwechselvorgang abgeschlossen.

Die Umschaltung der EM von Gang 4 zu Gang 2 erfolgt auf gleiche Weise. In Diagramm d) ist während der Zeitspannen δt_{G64} für den Gangwechsel von 6 nach 4 und δt_{G42} für den Gangwechsel 4 nach 2 eine etwas reduzierte Verzögerung zu erkennen. Grund hierfür ist das Erreichen des maximal möglichen Abstützmomentes in Kupplung 1 in der Umschaltungsphase. Zur Vermeidung dieses Nachteiles müsste in einer alternativen Realisierung stets der Sollwert für das generatorische Moment auf das maximal zulässige Abstützmoment des VM begrenzt werden. Hierbei könnte aber ein Teil der möglichen rekuperativen Bremsleistung nicht genutzt werden. Der in dieser Messung dargestellte zeitliche Ablauf der Fahrzeugverzögerung ist im Bereich der Umschaltung unter normalen Bedingungen nicht spürbar. Daher wird weiterhin ein Gangwechsel bei der Rekuperation ohne Berücksichtigung der generatorischen Begrenzung realisiert.

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird am Beispiel eines hybridisierten DKG und einer elektrisch angetriebenen Hinterachse eine Simulationsmethodik für die Entwicklung von hybriden Antriebssträngen vorgestellt und deren Tauglichkeit mittels eines Demonstratorfahrzeuges verifiziert. Die Simulationsmethodik berücksichtigt dabei die unterschiedlichen Entwicklungsphasen von der Systemanforderung zum Systementwurf, über die Integration bis hin zur Validierung. Für die Anforderungsanalyse bzw. den Entwurf wird ein vereinfachtes quasistationäres Verbrauchs berechnungsmodell vorgestellt. Mittels dieses Modells werden unterschiedliche Konfigurationen eines hybriden Antriebsstranges analysiert und relativ zu einem konventionellen Referenzfahrzeug hinsichtlich Verbrauch und Beschleunigungsverhalten diskutiert. Bei Simulationen auf der Basis des NEFZ besticht die Konfiguration eines Hybrid-DKG mit einer zwischen den Teilgetrieben umkoppelbaren EM durch den geringsten Kraftstoffverbrauch. Eine strukturähnliche Variante mit fest angebundener EM an Teilgetriebe 2 benötigt nur einen etwas höheren Mehrverbrauch. Bei einer vergleichenden Bewertung von Kraftstoffverbrauch und Realisierungsumfang stellt das Hybrid-DKG mit fest angebundener EM an Teilgetriebe 2 den besten Kompromiss dar. Gründe hierfür sind der Aufwand für die Integration der mechanischen Umkoppeleinheit und die Entwicklungsaktivitäten zur Umsetzung der Software-Funktionen. Die Simulationsergebnisse des quasistationären Verbrauchs berechnungsprogramms wurden mit Verbrauchsmessungen am Demonstratorfahrzeug abgeglichen. Der geringe Unterschied zwischen dem simulierten und gemessenen Kraftstoffverbrauch belegt die Güte der Modellierung.

Zur Beurteilung der Lebensdauer der Batterie bereits in einer frühen Entwicklungsphase werden Einflussgrößen der Batteriealterung aufgezeigt und ein einfaches Alterungsmodell für eine vergleichende qualitative Bewertung vorgestellt.

Für die Untersuchung und Validierung von realen Komponenten zu einem späteren Entwicklungszeitpunkt wird ein detailliertes längsdynamisches Simulationsprogramm beschrieben. Dieses Modell umfasst das zeitliche Verhalten aller für den Antriebsstrang relevanten Komponenten. Auf Basis einer einzelnen Batteriezelle wird ein Modell für eine Hochvolt-Batterie vorgestellt. Dieses berücksichtigt kurz- und langfristige Lade-/Entladeeffekte und beinhaltet die physikalischen Effekte einer typischen Batterie. Für die Modellierung der EM inklusive Ansteuerung wird eine Variante mit Vorsteuerung im d/q-Koordinatensystem beschrieben. Zudem wird eine Möglichkeit zur Bestimmung der Betriebsverluste des dreiphasigen PWR aufgezeigt. Grundlage des Modells für den VM ist ein Vier-Takt-Betrieb mit einem vereinfachten Verbren-

nungsprozess mit Saugrohreinspritzung. Durch die zusätzliche Modellierung des Ladungswechsels und des Kurbeltriebes wird eine Aussage über die Momentenwelligkeit an der Kurbelwelle ermöglicht. Weiterhin wird eine detaillierte Modellierung des Antriebsstranges der Vorderachse vorgestellt. Hierfür werden als Komponenten das Zwei-Massen-Schwungrad, das hybridisierte DKG, das Differentialgetriebe und die Seitenwellen betrachtet. Zur Modellierung des Zwei-Massen-Schwungrades wird vereinfacht der Ansatz eines linearen Drehschwingers verwendet. Das DKG mit einer variabel angebundenen EM, einem Differentialgetriebe und den Seitenwellen wird für unterschiedliche Betriebsszenarien durch die Haupteinflussgrößen wie Trägheitsmomente, Übersetzungen, Schleppmomente, Torsionssteifigkeiten und Dämpfungselemente beschrieben. Für die Modellierung der Hinterachse inklusive einer dort installierten EM wird ein Modell mit vergleichbarer Modelltiefe vorgestellt.

Um beide Simulationsprogramme realitätsnah betreiben zu können, wird eine allgemeine Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge beschrieben. Diese kann mittels den dargelegten Konzepten zur Momentenaufteilung und Gangwahlstrategie für vielfältige Fahrprogramme und desweitern bei unterschiedlichen Konfigurationen des Hybridantriebsstranges eingesetzt werden. Das detaillierte längsdynamische Simulationsmodell wurde mit unterschiedlichen Messungen verifiziert und zeigte dabei eine hohe Abbildungsgenauigkeit. Mittels der Erkenntnisse aus den Simulationsprogrammen können die Fahrbarkeit und auch der Kraftstoffverbrauch optimiert werden. Zur Darlegung der Modellierungsgüte werden die Simulationsergebnisse unterschiedlicher Schaltvorgänge mit Messergebnissen verglichen. Zudem wird das Modell zur Simulation des Anfahrvorganges eines Hybridantriebs mit den Betriebsmodi *elektrisch Fahren*, *Boosten* und *Lastpunktverschiebung* anhand von Messergebnissen am Demonstratorfahrzeug bestätigt. Das Abkoppeln der EM ist sowohl für die elektrisch angetriebene Hinterachse als auch für das Hybriddoppelkupplungsgetriebe eine Option zur Kraftstoffeinsparung. Hierzu werden qualitative Erkenntnisse hinsichtlich der Abkoppelungsdauer dargelegt.

Neben der reinen simulativen Betrachtung verschiedener Konfigurationen eines Hybridantriebs werden Getriebefunktionalitäten vorgestellt, welche die Fahrbarkeit verbessern und damit die Kundenakzeptanz erhöhen. So wird ein funktionaler Ablauf gezeigt und am Fahrzeug erprobt, der einen Gangwechsel bei der Rekuperation ohne Bremskraftunterbrechung ermöglicht. Anhand der vergleichenden Bewertung unterschiedlicher Wiederstartvorgänge wird gezeigt, dass die Kompensation des Anreißmoments der Kupplung beim Wiederstart notwendig ist, um einen dynamischen und zudem für den Fahrer unspürbaren Wiederstart zu ermöglichen. Die im Rah-

men dieses Beitrages aufgezeigten Torquesplit-Wiederstarts in unterschiedlichen Teilgetrieben führen zu einer weiteren Verbesserung der Startdynamik.

Die Erkenntnisse anhand der Fahrzeugmessungen zeigen eindeutig, dass das hybridisierte DKG mit allen Freiheitsgraden ein hohes Kraftstoffeinsparpotenzial bietet und sämtliche Betriebszustandsübergänge mit entsprechendem funktionalen Software-Aufwand beherrscht werden können. Das Simulations-Werkzeug mit der dazugehörigen Betriebsstrategie wurde für zwei stark unterschiedliche Antriebsstrang-Konfigurationen entwickelt; eine Übertragbarkeit auf andere Hybridkonfigurationen ist möglich.

Anhang

A Weitere Informationen zum Demonstratorfahrzeug

In diesem Abschnitt werden der VM, die Hochvoltbatterie, der Steuergeräte-Verbund sowie die Umbaumaßnahmen vom Serienstand zum Demonstratorfahrzeug näher beschrieben.

VM

Als VM des Demonstratorfahrzeugs wird ein Reihen-Vierzylindermotor mit Turboaufladung und Benzin-Direkteinspritzung eingesetzt. Jeder Zylinder wird über vier Ventile von zwei oben liegenden Nockenwellen, reibungsoptimierten Rollenschlepphebeln und hydraulischen Ventilspiel-Ausgleichselementen gesteuert [Mel^{+07]}, [DiG⁺⁰⁷]. Der Hubraum von 1598 cm³ ermöglicht eine maximale Leistung von 128 kW bei einer Drehzahl von 5500 min⁻¹. Das maximale Drehmoment beträgt 240 Nm; kurzzeitig können mittels des Turboladers durch Overboost 260 Nm bereitgestellt werden.

Batterie

Das Demonstratorfahrzeug nutzt eine Nickel-Metallhydrid-Batterie mit einer Nennspannung von 288 V und einem Energieinhalt von 2,4 kWh. Die Batterie besteht aus 24 in Reihe geschalteten Modulen, wobei jedes Modul wiederum 10 in Reihe geschaltete Batteriezellen mit einer Nennspannung von 1,2 V besitzt. Ein wassergekühlter Niedertemperatur-Kühlkreislauf gewährleistet eine optimale Betriebstemperatur der im Kofferraum integrierten Hochvoltbatterie.



Bild A.1: Aufbau der Nickel-Metallhydrid-Batterie aufnahme - anderen Steuergeräten übermittelt.

Der Aufbau der Batterieeinheit ist in Bild A.1 dargestellt. Das Batterie-Steuergerät überwacht die Zellspannungen und die dazugehörigen Temperaturen. Mittels CAN-Botschaften werden die wesentlichen Kenngrößen - wie aktueller Ladezustand und maximal mögliche Leistungsabgabe bzw. -

Steuergeräte-Verbund und Umbaumaßnahmen

Die Kommunikationsstruktur der wichtigsten Hybrid-Komponenten im Steuergeräteverbund des Demonstratorfahrzeugs ist in Bild A.2 dargestellt. Zudem wird daraus auch der Verant-

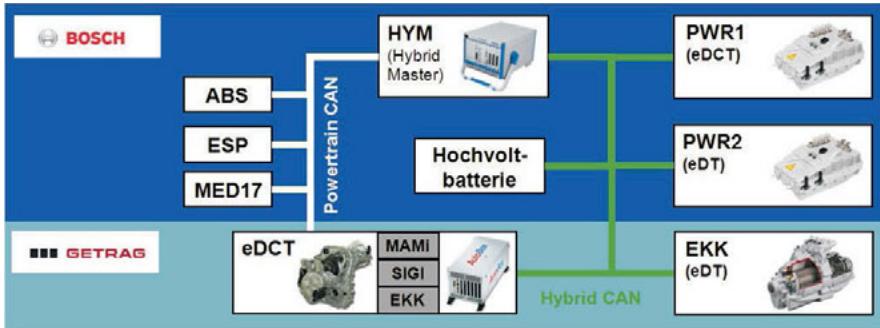


Bild A.2: Steuergeräteübersicht und Kommunikationsstruktur des Demonstratorfahrzeugs

wortungsbereich der Kooperationspartner bei der Fahrzeugentwicklung ersichtlich. Die unterschiedlichen Komponenten des Steuergeräteverbunds kommunizieren über die beiden Bussysteme Powertrain CAN und Hybrid CAN. Der Powertrain CAN dient zum Datenaustausch der Nachrichten des konventionellen Fahrzeugs. Er ermöglicht im Wesentlichen den Nachrichtenaustausch des Anti-Blockiersystems (ABS), elektronischen Fahrstabilitätsprogrammes (ESP), sowie Motorsteuergerätes (MED17) mit dem Getriebe. Im Hybrid CAN werden hybridspezifische Nachrichten des Hybrid-Mastersteuergerätes (HYM) mit den beiden Pulswechselrichtern (PWR1) und (PWR2), der Hochvoltbatterie, elektrisch angetriebenen Hinterachse (eDT) und dem Getriebe übertragen. Zudem wird über diesen Bus die Ansteuerung der beiden EKK für das Hybrid-DKG und die elektrisch angetriebene Hinterachse sowie die Ansteuerung der Hilfskomponenten wie elektrische Wasserpumpe und Ölpumpe realisiert. Die Steuergerätefunktionalität des Hybrid-DKG wird durch ein Rapid-Prototyping-System von dSpace ermöglicht. Die Signalkonditionierung (SIGI) für die AutoBox von dSpace und die Steuerung der 12 V-Leistungsstufen für die Aktuatorik wird im Mechatronik Aktuator Modul Interface (MAMI) realisiert.

A Weitere Informationen zum Demonstratorfahrzeug

In Abbildung A.3 ist das Demonstratorfahrzeug nach den mechanischen Umbauarbeiten dargestellt. Zur Integration der Hybrid-Komponenten mit den dazugehörigen Hilfsaggregaten und der

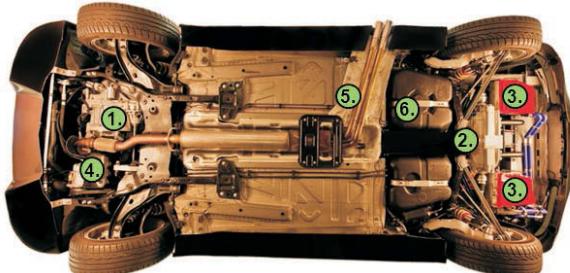


Bild A.3: Demonstratorfahrzeug nach erfolgtem Fahrzeugumbau

Messtechnik für die prototypischen Versuche wurden erhebliche mechanische Umbauarbeiten am Basisfahrzeug durchgeführt. Die wesentlichen Umbaumaßnahmen waren:

- Austausch des Sechsgang-Automatgetriebes durch das Hybrid-DKG 6HDT250
- Anpassung der Getriebeaufhängung an das DKG
- Ersatz der serienmäßigen Abgasanlage aus Platzgründen durch eine seitlich austretende Variante bei gleichem Abgasgegendruck und -volumen wie in der Serienausführung
- Integration eines Niedertemperatur-Kühlkreislaufs für die Hochvoltbatterie und die beiden PWR
- Beseitigung der Reserverad-Mulde zur besseren Integration der Hochvoltbatterie im Kofferraum
- Integration der elektrisch angetriebenen Achse 1eDT160 im Heck
- Optimierung der Front- und Heckschräge aufgrund des größeren Kühlluftbedarfs

Das Demonstratorfahrzeug nutzt das Hybrid-DKG 6HDT250, die elektrische Hinterachse 1eDT160, zwei PWR und einen DC/DC-Wandler. Die installierten Hybridkomponenten des Fahrzeugs sind in Abbildung A.4 dargestellt.



1. Hybrid-Doppelkupplungsgetriebe
2. Elektrische Hinterachse
3. Pulswechselrichter
4. Verbrennungsmotor
5. Auspuff
6. Tank

Bild A.4: Unterbodenansicht des Demonstratorfahrzeugs

B Begrenzungskennlinien für die Betriebsstrategie

Im Kapitel 4.4.2 wurden die unterschiedlichen Begrenzungsfaktoren und deren Einflüsse auf die EM-Leistung allgemein beschrieben. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die jeweils verwendeten Kennlinien. In Abbildung B.1 ist der Begrenzungsfaktor β_1 der EM in Abhängigkeit der

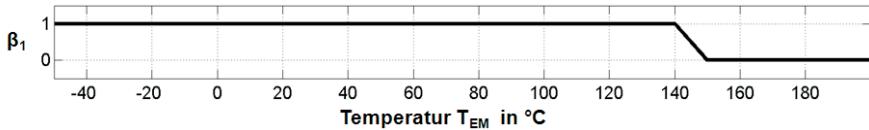


Bild B.1: Begrenzungsfaktor β_1 der EM

EM-Temperatur T_{EM} dargestellt. In Abbildung B.2 wird der Begrenzungsfaktor β_2 des PWR in Abhängigkeit der PWR-Temperatur T_{PWR} gezeigt.

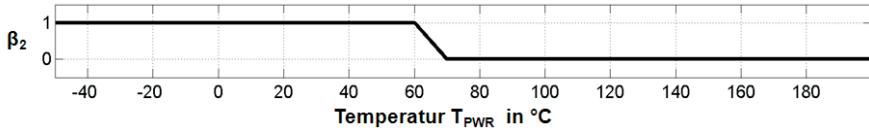


Bild B.2: Begrenzungsfaktor β_2 des PWR

Der Begrenzungsfaktor β_3 der Hochvoltbatterie in Abhängigkeit von der Batteriemodultemperatur T_{Bat} wird aus Abbildung B.3 ersichtlich. Der motorische Betrieb der EM wird durch

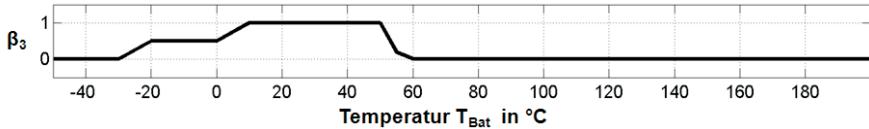


Bild B.3: Begrenzungsfaktor β_3 der Hochvoltbatterie

den Begrenzungsfaktor β_4 für die Hochvoltbatterie abhängig vom Ladezustand SoC beeinflusst und ist in Abbildung B.4 dargestellt. Für den generatorischen Betrieb ist der Begrenzungsfaktor β_5 für die Hochvoltbatterie in Abbildung B.5 in Abhängigkeit vom Ladezustand SoC dargestellt. Hierbei wurden die spezifischen Eigenschaften der Batterie hinsichtlich optimalem

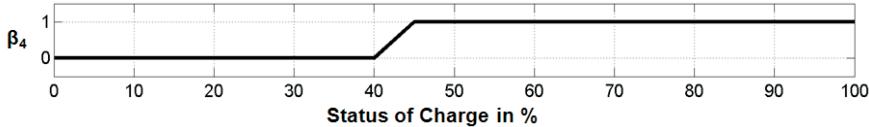


Bild B.4: Begrenzungsfaktor β_4 der Hochvoltbatterie (motorischer Betrieb)

faktor β_5 für die Hochvoltbatterie in Abbildung B.5 in Abhängigkeit vom Ladezustand SoC dargestellt. Hierbei wurden die spezifischen Eigenschaften der Batterie hinsichtlich optimalem

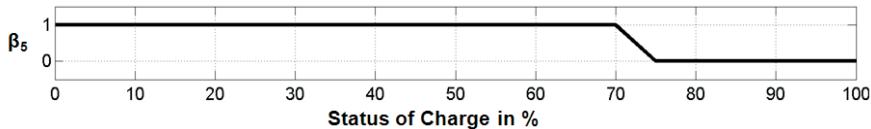


Bild B.5: Begrenzungsfaktor β_5 der Hochvoltbatterie (generatorischer Betrieb)

Arbeitsbereich des Ladezustands aus Abbildung 4.10 für die beiden Begrenzungsfaktoren β_4 , β_5 berücksichtigt. Die Wiederstartzeit wird durch den Begrenzungsfaktor β_6 in die Betriebsstrategie integriert. In Abbildung B.6 ist abhängig von der Differenzdrehzahl $n_{Dif,W}$ zwischen (stehendem) Verbrennungsmotor und der Drehzahl auf der Sekundärseite der Kupplung dessen Verlauf gezeigt.

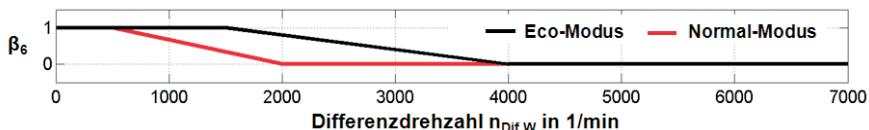


Bild B.6: Begrenzungsfaktor β_6 der Wiederstartzeit

In den verschiedenen Fahrprogrammen hat der Begrenzungsfaktor unterschiedliche Ausprägungen. So wird im Fahrprogramm Eco großer Wert auf möglichst häufiges elektrisches Fahren gelegt, wohingegen beim Normal-Modus dieser Bereich weniger ausgeprägt ist. Im Fahrprogramm Sport wird gänzlich auf rein elektrisches Fahren verzichtet, damit ist dieser Begrenzungsfaktor ständig 0 und verhindert das rein elektrische Fahren. Je nach Fahrmodus gibt es unterschiedliche Momentenreserven für den Momentenvorhalt. Der dazugehörige Begrenzungsfaktor β_7 ist in Abbildung B.7 als Funktion der kurzfristig stellbaren Momentenreserve $M_{VM,R}$ dargestellt. Wie auch beim Begrenzungsfaktor β_6 , ist im Fahrprogramm Sport der Begrenzungsfaktor β_6 ständig 0, da rein elektrisches Fahren nicht vorkommt.

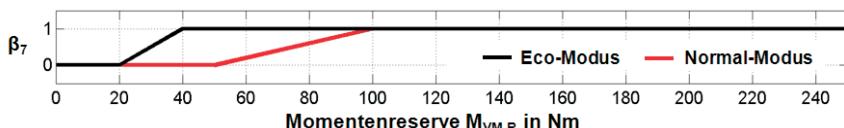


Bild B.7: Begrenzungsfaktor β_7 der Dynamikreserve

C Bestimmung der Achsaufstandskräfte eines Fahrzeugs

Ziel ist die Modellierung der Achsaufstandskräfte F_V und F_H eines Fahrzeugs, das mit den Achsmomenten M_{AV} und M_{AH} angetrieben wird. Dieses Fahrzeug der Masse m_{Fzg} wird in einer Geradeausfahrt auf einer Steigungsstrecke mit dem Winkel α_H betrachtet. In Abbildung C.1 ist das Fahrzeug mit den Koordinaten des Gesamtschwerpunktes S dargestellt. Zur Ermittlung

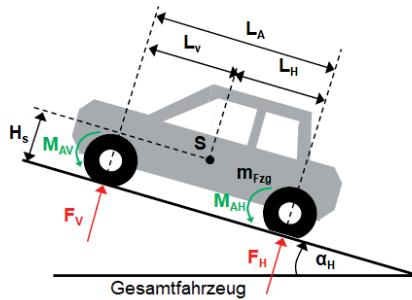


Bild C.1: Schwerpunktskoordinaten des Gesamtfahrzeugs

der Bewegungsgleichungen wird das System gemäß Abbildung C.2 in die Teilsysteme Fahrzeugaufbau, Vorder- und Hinterräder zerlegt. Hierfür werden jeweils die Bedingungen des Kräfte- und Momentengleichgewichts formuliert. Die Fahrzeuggmasse m_{Fzg} ergibt sich aus der Masse des Fahrzeugaufbaus m_{AB} und den Massen der einzelnen Vorder- bzw. Hinterräder gemäß:

$$m_{Fzg} = m_{AB} + 2(m_{Rad,V} + m_{Rad,H}) \quad (C.1)$$

Zunächst werden die Koordinaten des Schwerpunktes des Fahrzeugaufbaus S_A , ermittelt, die gemäß Abbildung C.2 um die Längen H_Z bzw. L_X vom Gesamtschwerpunkt S abweichen. Aus der Momentenbedingung bezüglich der Fahrbahnebene folgt für das betrachtete Fahrzeug:

$$m_{Fzg} \cdot H_S = m_{AB} \cdot (H_S + H_Z) + 2(m_{Rad,V} + m_{Rad,H}) r_{Rad} \quad (C.2)$$

Mit Gl. C.1 kann die Höhenabweichung des Schwerpunktes S_A von S gemäß:

$$H_Z = \frac{2(m_{Rad,V} + m_{Rad,H}) \cdot (H_S - r_{Rad})}{m_{AB}} \quad (C.3)$$

berechnet werden. Aus den Momentenbedingungen bezüglich der beiden Radaufstandspunkte ergibt sich:

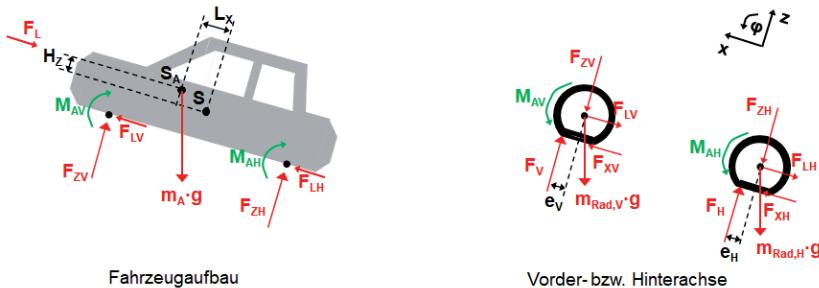


Bild C.2: Zerlegung des Gesamtfahrzeugs in Teilsysteme

$$m_{Fzg} \cdot L_H = 2 \cdot m_{Rad,V} \cdot L_A + m_{AB} \cdot (L_H + L_X) \quad (C.4)$$

$$m_{Fzg} \cdot L_V = 2 \cdot m_{Rad,H} \cdot L_A + m_{AB} \cdot (L_V - L_X) \quad (C.5)$$

Daraus kann die Längenabweichung L_X der beiden Schwerpunkte gemäß

$$L_X = 2 \frac{m_{Rad,H} \cdot L_H - m_{Rad,V} \cdot L_V}{m_{AB}} \quad (C.6)$$

ermittelt werden. Mit den Trägheitsmomenten eines Vorderrades $J_{Rad,V}$ bzw. Hinterrades $J_{Rad,H}$ werden im Folgenden für die drei betrachteten Teilsysteme jeweils die Bedingungen für das Kräftegleichgewicht bezüglich der x- und z-Koordinaten sowie das Momentengleichgewicht aufgestellt. Die Geschwindigkeit in x-Richtung wird hierbei durch die Winkelgeschwindigkeit ω_{Fzg} ausgedrückt:

$$v_{Fzg} = \omega_{Fzg} \cdot r_{Rad} \quad (C.7)$$

Gleichungen für den Fahrzeugaufbau:

$$m_{AB} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} = -m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_{LV} + F_{LH} - F_L \quad (C.8)$$

$$0 = F_{ZV} + F_{ZH} - m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H \quad (C.9)$$

$$\begin{aligned} 0 = & -M_{AV} - M_{AH} - F_{ZV} (L_V - L_X) + \\ & + F_{ZH} (L_H + L_X) - (F_{LV} + F_{LH}) \cdot (H_S + H_Z - r_{Rad}) \end{aligned} \quad (C.10)$$

Gleichungen für das Radpaar der Vorderachse:

$$2m_{Rad,V} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} = -2m_{Rad,V} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_{XV} - F_{LV} \quad (C.11)$$

$$0 = F_V - F_{ZV} - 2m_{Rad,V} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H \quad (C.12)$$

$$2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} = M_{AV} - F_{XV} \cdot r_{Rad} - F_V \cdot e_V \quad (C.13)$$

Gleichungen für das Radpaar der Hinterachse:

$$2m_{Rad,H} \cdot r_H \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} = -2m_{Rad,H} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_{XH} - F_{LH} \quad (\text{C.14})$$

$$0 = F_H - F_{ZH} - 2m_{Rad,H} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H \quad (\text{C.15})$$

$$2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} = M_{AH} - F_{XH} \cdot r_{Rad} - F_H \cdot e_H \quad (\text{C.16})$$

Durch Addition der Gl. C.8, C.11 und C.14 entsteht mit C.1:

$$\frac{d\omega_{Fzg}}{dt} = \frac{1}{m_{Fzg} \cdot r_{Rad}} (F_{XV} + F_{XH} - F_L) - \frac{g_{Erd}}{r_{Rad}} \sin \alpha_H \quad (\text{C.17})$$

Setzt man einen einheitlichen Rollwiderstandsbeiwert f_R an den einzelnen Rädern voraus, so ist an jedem Reifenlatsch der Abstand des Kraftangriffspunktes zur Radmittellachse gleich. Damit können die Längen e_V und e_H durch

$$e_V = e_H = f_R \cdot r_{Rad} \quad (\text{C.18})$$

beschrieben werden, womit sich die Gl. C.13 und C.16 wie folgt ändern:

$$\frac{d\omega_{RV}}{dt} = \frac{1}{2 \cdot J_{Rad,V}} (M_{AV} - r_{Rad} (F_{XV} + f_R \cdot F_V)) \quad (\text{C.19})$$

$$\frac{d\omega_{RH}}{dt} = \frac{1}{2 \cdot J_{Rad,H}} (M_{AH} - r_{Rad} (F_{XH} + f_R \cdot F_H)) \quad (\text{C.20})$$

Setzt man die umgeformten Gl. C.8, C.9, C.13 und C.16 in C.10 ein, so erhält man:

$$0 = -F_{XV} \cdot r_{Rad} - F_V \cdot f_R \cdot r_{Rad} - 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} - F_{XH} \cdot r_{Rad} - F_H \cdot f_R \cdot r_{Rad} + \\ - 2 \cdot J_{RH} \frac{d\omega_{RH}}{dt} - F_{ZH} \cdot L_A + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H (L_H + L_X) + \\ - \left(m_{AB} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_L \right) \cdot (H_S + H_Z - r_{Rad}) \quad (\text{C.21})$$

Durch Auflösen der Gl. C.17 nach $F_{XV} + F_{XH}$ und Einsetzen in C.21 entsteht mit C.12 die Beziehung:

$$0 = - \left(m_{Fzg} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + m_{Fzg} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_L \right) r_{Rad} - F_V \cdot f_R \cdot r_{Rad} - 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} + \\ - F_H \cdot f_R \cdot r_{Rad} - 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} - F_V \cdot L_A + 2m_{Rad,V} \cdot L_A \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H (L_H + L_X) + \\ - \left(m_{AB} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_L \right) \cdot (H_S + H_Z - r_{Rad}) \quad (\text{C.22})$$

Aus den Gl. C.1, C.9, C.12 und C.15 folgt zudem:

$$F_H = m_{Fzg} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H - F_V \quad (\text{C.23})$$

Verwendet man diese Funktion in Gl. C.22, so entsteht:

$$0 = - \left(m_{Fzg} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + m_{Fzg} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_L \right) r_{Rad} - F_V \cdot f_R \cdot r_{Rad} - 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} + \\ + (F_V - m_{Fzg} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H) \cdot f_R \cdot r_{Rad} - 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} - F_V \cdot L_A + 2m_{Rad,V} \cdot L_A \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H + \\ + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H (L_H + L_X) - \left(m_{AB} \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + m_{AB} \cdot g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + F_L \right) \cdot (H_S + H_Z - r_{Rad}) \quad (C.24)$$

Durch Zusammenfassen der darin enthaltenen Terme ergibt sich:

$$F_V \cdot L_A = - (m_{Fzg} \cdot f_R \cdot r_{Rad} + m_{AB} (L_X + L_H) + 2m_{Rad,V} \cdot L_A) g_{Erd} \cdot \cos \alpha_H + \\ - ((m_{Fzg} - m_{AB}) r_{Rad} + m_{AB} ((H_S + H_Z)) g_{Erd} \cdot \sin \alpha_H + \\ + F_L (H_S + L_Z) - 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} - 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} + \\ - \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} (m_{Fzg} \cdot r_{Rad} + m_{AB} (H_S + H_Z - r_{Rad})) r_{Rad} \quad (C.25)$$

Verwendet man zudem die Gl. C.2 und C.4, so entsteht die vereinfachte Beziehung:

$$F_V \cdot L_A = m_{Fzg} \cdot g_{Erd} ((L_H - f_R \cdot r_{Rad}) \cos \alpha_H - H_S \cdot \sin \alpha_H) - (H_S + H_Z) F_L + \\ - m_{Fzg} \cdot H_S \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} - 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} - 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} \quad (C.26)$$

Zum besseren Verständnis lässt sich diese Aufstandskraft in einen statischen und dynamischen Anteil gemäß der folgenden Beziehung aufteilen:

$$F_V = F_{V,stat} + F_{V,dyn} \quad (C.27)$$

$$F_{V,stat} = \frac{m_{Fzg} \cdot g_{Erd}}{L_A} ((L_H - f_R \cdot r_{Rad}) \cos \alpha_H - H_S \cdot \sin \alpha_H) - \frac{H_S + H_Z}{L_A} \cdot F_L \quad (C.28)$$

$$F_{V,dyn} = \frac{-1}{L_A} \left(m_{Fzg} \cdot H_S \cdot r_{Rad} \frac{d\omega_{Fzg}}{dt} + 2 \cdot J_{Rad,V} \frac{d\omega_{RV}}{dt} + 2 \cdot J_{Rad,H} \frac{d\omega_{RH}}{dt} \right) \quad (C.29)$$

Hiermit kann abschließend die Aufstandskraft der Hinterachse durch Umformung der Gl. C.23 bestimmt werden.

Literaturverzeichnis

- [Abe⁺07] S. Abe, T. Brachmann, T. Iijima, K. Hasegawa, T. Matsuoka, M. Murata, M. Nakamura: *The New Honda Civic Hybrid: Development Goals and Achievements*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [AcSm95] S. Aceves, J. Smith: *A Hybrid Vehicle Evaluation Code and its Application to Vehicle Design*, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Februar 1995
- [Ahm04] M. Ahmed: *Bewertung von alternativen Antriebskonzepten in Fahrzeugen mit unterschiedlichen Einsatzcharakteristika*, Technische Universität Dresden, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 2004
- [And04] M. André: *Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions*, Part A: The ARTEMIS European driving cycles, Report INRETS-LTE 0411, 2004
- [Bac05] M. Back: *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*, Universität Karlsruhe, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2005
- [Ban07] C. Bangemann: *Rollenspiele*, Auto Motor und Sport, Heft 22, Seiten 180–183, 2007
- [Bas02] R. van Basshuysen: *Handbuch Verbrennungsmotoren*, Vieweg Verlag, 2002
- [BBK08] B. Blankenbach, U. Blessing, U. Knödel: *Das Doppelkupplungsgetriebe als Basis für einen flexiblen modularen Hybrid*, AUTOREG 2008, Baden-Baden, VDI-Berichte 2008
- [BBK10] C. Beidl, M. Bier, M. Kluin: *Simulation und Versuchsmethodik in der Entwicklung von Hybridantrieben*, Forum Hybrid- und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge, Friedrichshafen, VDI-Berichte, 2010
- [BBR07] U. Blessing, B. Blankenbach, J. Roth-Stielow: *Bewertung unterschiedlicher Konzepte für Hybrid-Doppelkupplungsgetriebe mittels Verbrauchssimulation*, Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik IV, Haus der Technik, Band 79, expert Verlag, 2007
- [BBR08] U. Blessing, B. Blankenbach, J. Roth-Stielow: *Hybridisierungsmöglichkeiten des Doppelkupplungsgetriebes - eine vergleichende Bewertung*, Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, VDI-Berichte 2030, 2008

- [BDR05] R. Berger, M. Dilzer, D. Reitz: *ESG - Elektrisches Schaltgetriebe*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107, Seiten 488–497, 2005-06
- [Bec⁺05] R. Beck, S. Saenger, F. Richert, A. Bollig, K. Neiß, K. Noreikat, D. Abel : *Model predictive control of a parallel hybrid vehicle drivetrain*, 44. IEEE Conference on Decision and Control & the European Control Conference 2005, Seville, 2005
- [Bie⁺04] J. Biermann, C. Bunz, M. Crampen, S. Köhle: *Drei OEM, ein gemeinsames Antriebskonzept: Drei neue Hybridfahrzeuge, entwickelt im EU Projekt SUVA*, 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik, Band 2, 2004
- [Bie08] J.-W. Biermann: *Hybridantriebe - Strukturvarianten, Betriebsstrategien sowie deren Vor- und Nachteile*, 5. Symposium Elektrische Straßenfahrzeuge, Technische Akademie Esslingen, 2008
- [BLBl07] B. Blankenbach, U. Blessing: *Das Doppelkupplungsgetriebe: Die ideale Basis für flexible modulare Hybride*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [BLBl09] U. Blessing, B. Blankenbach: *Hybridkonzepte für PKW: Simulation und Umsetzung in einem Demonstratorfahrzeug*, Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik V, Haus der Technik, Fachbuch Band 100, expert Verlag, 2009
- [Bla⁺09] B. Blankenbach, U. Blessing, T. Imaseki, B. Richter: *Hybridkonzepte der Kooperation GETRAG-BOSCH am Beispiel eines Demonstratorfahrzeugs*, Getriebe in Fahrzeugen 2009, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2071, 2009
- [Ble⁺10a] U. Blessing, T. Hoffmeister, I. Matusche, T. Stepper, A. Yelissejew: *Ansteuerverfahren für Hybrid-Doppelkupplungsgetriebe bei der E-Maschineneigensynchronisation*, DE 10 2010 035 776.0, Deutsches Patent / Offenlegung, 2010
- [Ble⁺10b] U. Blessing, T. Hoffmeister, I. Matusche, T. Stepper, A. Yelissejew: *Verfahren zum Ansteuern eines Hybrid-Antriebsstranges beim Schaltablauf*, DE 10 2010 044 618.1, Deutsches Patent / Offenlegung, 2010
- [Ble12] U. Blessing: *Method for operating a hybrid drive train*, EP 2 691 277 B1, EU Patent, 2012
- [Ble⁺12] U. Blessing, T. Hoffmeister, H. Gremplini: *Hybrid drivetrain and method for operating the same*, US 9 726 231, Amerikanisches Patent, 2013

- [Ble⁺13] U. Blessing, T. Hoffmeister, I. Matusche, T. Stepper, P. Knöpfle: *Method for controlling a hybrid drivetrain*, US 9 120 481, Amerikanisches Patent, 2013
- [Ble15] U. Blessing: *Modular hybrid transmission kit for GETRAG's new PowerShift Generation*, Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, CTI Symposium 2015, CTI-Tagung Berlin, 2015
- [BlKi11] U. Blessing, J. Kieser: *Hybrid im Doppelpack – Ein Fahrzeug mit zwei Antriebskonzepten*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 2011-05
- [BlSt10] U. Blessing, A. Strube: *Verfahren zum Ansteuern eines KFZ-Antriebsstanges bei Hybridfahrzeugen*, DE 10 2010 022 912.1, Deutsches Patent / Offenlegung, 2010
- [BlSt11] U. Blessing, A. Strube: *6HDT250 - The scalable solution from Mild- to Plug-in Hybrid*, Getriebe in Fahrzeugen 2011, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2130, 2011
- [BSM09a] U. Blessing, M. Schürlein, J. Meissner: *Verfahren zur Kisspointadaption bei Hybirdfahrzeugen*, DE 10 2009 053 885.2, Deutsches Patent / Offenlegung, 2009
- [BSM09b] U. Blessing, M. Schürlein, J. Meissner: *Adaptionsroutinen im Hybrid-DKG*, DE 10 2010 046 138A1, Deutsches Patent / Offenlegung, 2010
- [BöMe03] A. Böhm, J. Melbert: *Modellierung von Kraftfahrzeug-Batterien unter Berücksichtigung von hochdynamischen und Langzeit-Effekten*, Elektronik im Kraftfahrzeug 2003, VDI-Berichte 1789, 2003
- [Bor07] E. Bory: *Modellierung des Verbrennungsmotors für einen hybriden Antriebsstrang*, Hochschule Heilbronn, Fakultät Technik 1, Diplomarbeit, 2007
- [Bra04] T. Brachmann: *Honda Civic Hybrid*, Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, expert Verlag, 4. Auflage, 2004
- [Bra⁺09] H.-S. Braun, M. Krauß, F. Rattei, W. Bohne, M. Engelmann, U. Deuke, M. Di Pierro: *Der Vollhybridantrieb im ActiveHybrid X6 von BMW*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 792–803, 2009-11
- [Büc08] S. Büchner: *Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen*, Technische Universität Dresden, Fakultät Verkehrswissenschaften, Dissertation, 2008
- [Bün08] C. Bünder: *GETRAG PowerShift® 6DCT250*, Getrag Drivetrain Forum 2008

- [Bün09] C. Bünder: *6DCT250 – GETRAG PowerShift® der 2. Generation – ein Produkt für den Weltmarkt*, Innovative Fahrzeug-Getriebe 2009, CTI-Tagung Berlin, 2009
- [Cas04] F. Casanellas: *Losses in PWM inverters using IGBTs*, IEE Proceedings Volume 141, Nummer 5, Seiten 234-239, Electric Power Applications, September 2004
- [ChAr03] P. Chanwoo, J. Arun: *Dynamic Thermal Model of Li-Ion Battery for Predictive Behavior in Hybrid and Fuel Cell Vehicles*, SAE transactions Volume 112, Nummer 3, Seiten 1835-1842, 2003
- [Chr⁺¹⁰] T. Christ, E. Fuchs, F. Lins, W. Bohne: *Regelstrategien für Hybridantriebe am Beispiel des BMW X6 Active Hybrid*, ATZelektronik 5, Seiten 8–15, 2010-02
- [Col93] G. Cole: *SIMPLEV: A simple electric vehicle simulation program*, EG & G Idaho Inc., Version 2.0, 1993
- [DAK15] A. Dick, A. Locher, R. Kubalczyk: *Modularer Baukasten für Achsgang-Automatikgetriebe*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 7-8/2015
- [DeSt04] E. Delaleau, A. Stankovic: *Flatness-based hierarchical control of the PM synchronous motor*, Proceedings of the 2004, American Control Conference, IEEE, 2004
- [DiG⁺⁰⁷] T. Di Giacomo, L. D'Amicantonio, H. Lemberger: *Modulares Riemenantriebskonzept für den Ottomotor aus der BMW-PSA-Kooperation*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 68, Seiten 1076–1079, 2007-12
- [EES08] R. Ellinger, P. Ebner, R. Schneider: *Der Turbohybrid - Umsetzung eines gesamtheitlichen Ansatzes für einen modernen Ottohybrid-Antrieb*, Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, VDI-Berichte 2030, 2008
- [Eur19] Europäische Union: *Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates*, Europäisches Parlament, Brüssel, April 2019
- [Fab06] R. Fabis: *Beitrag zum Energiemanagement in Kfz-Bordnetzen*, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2006
- [Fau15] H. Faust: *Innovative damper solutions for new powertrain requirements*, Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, CTI Symposium 2015, CTI-Tagung, Berlin, 2015
- [FBD10] H. Faust, C. Bünder, E. Devincent: *Doppelkupplungsgetriebe mit trockener Kupp-*

lung und elektromechanischer Aktuatorik, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 112, Seiten 270–275, 2010-04

- [Fen⁺⁰²] L. Fen, L. Yuxuan, Z. Jianwu, H. Hongcheng, Z. Heping: *Robust Control for Automated Clutch of AMT Vehicle*, SAE World Congress & Exhibition 2002, Detroit, 2002
- [Fes10] T. Fesefeldt: *Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung*, Technische Universität Darmstadt, Fakultät Maschinenbau, Dissertation, 2010
- [Fet⁺¹⁰] J. Fetzer, S. Butzmann, H. Fink, P. Lee: *Li-Ion Batteries Go Automotive - Key Success Factors*, 2. Forum Hybrid- und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge, Frankfurt, VDI, 2010
- [Fis⁺¹¹] R. Fischer, T. Butz, M. Ehmann, M. Vockenhuber: *Fahrermodell zur virtuellen Regelsystementwicklung*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 113, Seiten 946–949, 2011-12
- [Fis⁺¹⁷] S. Fischer, A. Viehmann, R. König, C. Beidl, S. Rinderknecht: *Potentiale der hybriden Betriebsmodi des Plug-in-Hybrid-Antriebskonzepts „Doppel-E-Antrieb mit Range-Extender“ (DE-REX)*, MTZ Fachtagung Zukunftsantriebe: Der Antrieb von morgen, Frankfurt, 2017
- [FKL98] A. Flraig, M. Kunz, G. Lechner: *Energetische Betrachtung von Hybridantrieben mittels Fahrersimulation*, Getriebe in Fahrzeugen, VDI-Berichte 1393, 1998
- [FKL99] A. Flraig, M. Kunz, G. Lechner: *Auslegung von Hybridantrieben nach energetischen Gesichtspunkten mittels Fahrersimulation*, Hybridantriebe, VDI-Berichte 1459, 1999
- [FöI09] O. Föllinger: *Regelungstechnik*, Springer-Verlag, 10. Ausgabe, 2008
- [Fre05] B. Frei: *Regelung eines elektromechanischen Getriebes für Hybirdfahrzeuge*, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität Chemnitz, Dissertation, 2005
- [Fri03] O. Fried: *Betriebsstrategie für einen Minimalhybrid-Antriebsstrang*, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Dissertation, 2003
- [FrNi04] A. Froberg, L. Nielsen: *Dynamic Vehicle Simulation-Forward, Inverse and New*

Mixed Possibilities for Optimized Design and Control, SAE World Congress & Exhibition 2004, Detroit, 2004

- [Fro07] K. Fronius: *Doppelkupplungssysteme für moderne Fahrzeuggetriebe*, Kupplungen in Antrieben, VDI-Berichte 1987, 2007
- [Ger99] M. Gerstle: *Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren*, Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation, 1999
- [GMT07] I. Graf, M. Münzer, M. Thoben: *Leistungshalbleitermodule für Hybridantriebe: Anforderungen, Grenzen, zukünftige Trends*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [GMW09] J. von Grundherr, R. Misch, H. Wigermo: *Verbrauchssimulationen für die Fahrzeugflotte*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 2–7, 2009-01
- [GrBa09] M. Grill, M. Bargende: *Das Zylindermodul neue Simulation nicht nur für zukünftige Brennverfahren*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 70, Seiten 778–785, 2009-10
- [GrNi11] U. Grebe, L. Nitz: *Voltec - Das Antriebssystem für Chevrolet Volt und Opel Ampera*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2011-05
- [Gro⁺08] J. Grotendorst, P. Birke, M. Keller, M. Schiemann: *Lithium-Ionen Batteriesysteme für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*, Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, VDI-Berichte 2030, 2008
- [Gru10] J. von Grundherr: *Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung*, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 2010
- [GuGe10] P. Gutmann, A. Gehring: *8HP70 - the Mild-Hybrid Transmission from ZF*, Getriebe in Fahrzeugen 2010, Friedrichshafen, VDI-Berichte, 2010
- [Has01] W. Hasewend: *AVL Cruise - Fahrleistungs- und Verbrauchssimulation*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103, Seiten 382–392, 2001-05
- [Hof14] P. Hofmann: *Hybridfahrzeuge*, Springer-Verlag, 2. Auflage, 2014
- [Hof⁺08] L. Hofmann, J. Leohold, W. Steiger, T. Böhm: *twinDRIVE® - Ein Schritt in Richtung Elektromobilität*, Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, VDI-Berichte, 2008

- [HPS08] D. Heilenkötter, K. Philipp, B. Stiebels: *Der Triebstrang des Touareg Hybrid*, Getriebe in Fahrzeugen 2008, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2029, 2008
- [Hüp⁺10] S. Hüpkes, I. Steinberg, M. Leibbrandt, R. Najork: *GETRAG BOOSTED RANGE EXTENDER - ein hochflexibler, elektrischer Antriebsstrang für maximale CO₂-Reduktion*, Getriebe in Fahrzeugen 2010, Friedrichshafen, VDI-Berichte, 2010
- [Jel⁺14] H. Jelden, K. Phillip, N. Weiss, A. Kessler: *Der Plug-in Hybrid des modularen Querbaukastens von Volkswagen*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2014-04
- [Jör08] A. Jörg: *Optimale Auslegung und Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*, Technische Universität München, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2008
- [JPS00] V. Johnson, A. Pesaran, T. Sack: *Temperature-Dependent Battery Models for High-Power Lithium-Ionen Batteries*, 17th Annual Electric Vehicle Symposium Montreal, Canada, Oktober 2000
- [Kam11] S. Kampmann: *Technology for Future Powertrain Concepts*, Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives 2011, CTI-Tagung Berlin, 2011
- [Kat02] B. Kattentidt: *Entwicklung eines elektrischen Antriebssystems mit Brennstoffzelle für Personenkraftwagen*, Institut für Elektrische Maschinen und Antriebe, Universität Stuttgart, Dissertation, 2002
- [Kes⁺07] F. Kessler, G. Kiesgen, J. Schopp, M. Bollig: *Die neue Vierzylinder-Motorenbaureihe aus der BMW/PSA-Kooperation*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 68, Seiten 526–537, 2007-08
- [KiBl10] J. Kieser, U. Blessing: *From Concept to Democar – the GETRAG / BOSCH Hybrid Cooperation*, Getrag Drivetrain Forum 2010, Untergruppenbach, 2010
- [Kim⁺10] K. Kimmig, P. Bührle, K. Henneberger, M. Ehrlich, G. Rathke, J. Martin: *Mit Effizienz und Komfort zum Erfolg - Die trockene Doppelkupplung etabliert sich auf dem Automatikmarkt*, 9. Schaeffler Kolloquium, Herzogenaurach, 2010
- [Kle03] A. Kleimaier: *Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der Technischen Universität München, Dissertation, 2003
- [Knö⁺10] U. Knödel, A. Strube, U. Blessing, S. Klostermann: *Auslegung und Implementierung*

bedarfsgerechter elektrischer Antriebe, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 112, Seiten 462–537, 2010-06

- [KöSc01] U. Köhler, C. Schmitz: *Nickel Metall Hydride Batteries for Hybrid Vehicles and New Vehicle Power Supply Systems*, EVS 18, Berlin, 2001
- [Kra00] B. Kraßer: *Optimierte Auslegung einer modularen Dauermagnetmaschine für ein autarkes Hybridfahrzeug*, Technische Universität München, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2000
- [Kra⁺17] M. Kratsch, C. Danzer, T. Günther, G. Albrecht, M. Vallon: *Antrieb 2025 - 75 g CO₂/km - Ein Grundmotor für die ganze Flotte*, 26. Aachener Kolloquium, Aachen, 2017
- [KKS10] J. Kroll, A. Kooy, R. Seebacher: *Land in Sicht? Torsionsschwingungsdämpfung für zukünftige Motoren*, 9. Schaeffler Kolloquium, Herzogenaurach, 2010
- [KuKi08] R. Kubalczyk, S. Kilian: *Der neue 8-Gang-Hybridgetriebe-Baukasten von ZF*, Getriebe in Fahrzeugen 2008, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2029, 2008
- [Kün95] V. Küntscher: *Kraftfahrzeugmotoren - Auslegung und Konstruktion*, Verlag Technik, Berlin, 1995
- [Küt⁺09] W. Eiffler, E. Schlücker, U. Spicher, G. Will: *Küttner Kolbenmaschinen*, Vieweg + Teubner Verlag, 2009
- [Las88] A. Laschet: *Simulation von Antriebssystemen - Fachberichte Simulation Band 9*, Springer Verlag, 1988
- [Lau00] R. Laux: *Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung durch Integration von Simulation und Versuch*, Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 2000
- [LeNa94] G. Lechner, H. Naunheimer: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, Springer Verlag, 1994
- [Lei10] M. Leibbrandt: *Der Boosted Range Extender – die effiziente Alternative zu großen Traktionsbatterien*, Innovative Fahrzeug-Getriebe 2010, CTI-Tagung, Berlin, 2010
- [Leo⁺08] J. Leohold, W. Steiger, T. Böhm, L. Hofmann: *Twin Drive - Ein Schritt in Richtung Elektromobilität*, VDI FVT Jahrbuch, Seiten 72–79, 2008-10
- [Lin⁺05] M. Lindemann, L. Große-Siestrup, M. Link, A. Neßler: *Einsatz von Optimierungs-*

- verfahren in der Hybrid-Antriebssimulation*, Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 52, expert Verlag, 2005
- [Lin⁺09] M. Lindemann, T. Wolter, R. Freimann, S. Fengler: *Konfiguration von Hybridantriebssträngen mittels Simulation*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 332–338, 2009-05
- [Lu04] T. Lu: *Weiterentwicklung von hochtourigen permanenterregten Drehstromantrieben mit Hilfe von Finite-Elemente-Berechnungen und experimentellen Untersuchungen*, Technische Universität Darmstadt, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2004
- [MaGe09] F. Matthies, S. Gerson: *Detaillierungstiefe von Triebstrangmodellen zur Abbildung von Driveability-Effekten*, Getriebe in Fahrzeugen 2009, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2071, 2009
- [Mat10] A. Mathoy: *Grundlagen für die Spezifikation von E-Antrieben*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 71, Seiten 556–563, 2010-09
- [Mel⁺07] W. Meldt, W. Tripolt, G. Gaberscik, J. Schopp, H. Lemberger, T. Riedhammer, F. Bordes: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs über Reibungsoptimierung an einem Vierzylinder-Ottomotor*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 68, Seiten 608–612, 2007-08
- [Men00] M. Menne: *Drehschwingungen im Antriebsstrang von Elektrostraßenfahrzeugen – Analyse und aktive Dämpfung*, Technische Universität Aachen, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik, Dissertation, 2000
- [MeSc01] G. Merker, C. Schwarz: *Technische Verbrennung, Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*, Teubner Verlag, 2001
- [MiWa03] M. Mitschke, H. Wallentowitz: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Springer Verlag, 4. Auflage, 2003
- [Möll10] R. Möller: *Rotor Position Sensor for Hybrid Drives and Electric Drives*, Getriebe in Fahrzeugen 2010, Friedrichshafen, VDI-Berichte, 2010
- [Mül09] S. Müller: *Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren*, Technische Universität Darmstadt, Fakultät Maschinenbau, Dissertation, 2009
- [NBW06] H. Neudorfer, A. Binder, N. Wicker: *Analyse von unterschiedlichen Fahrzyklen für*

den Einsatz von Elektrofahrzeugen, Elektrotechnik und Informationstechnik Volume 123, Numbers 7-8, Seiten 352–360, 2006-07/08

- [Neu07] H. Neudorfer: *Vergleich unterschiedlicher Antriebssysteme für Elektro- und Hybridstraßenfahrzeuge*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [NgRo14] Q. Nquyen, J. Roth-Stielow: *Analysis of the Losses for the Electrical Drive System of an Electric Vehicle*, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPCC), 2014
- [Nie15] L. Nietz: *e-Motional electrified vehicles - the Gen 2 Voltec drive system*, Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, CTI-Tagung, Berlin, 2015
- [NMM19] H. Nuglisch, T. Maier, S. Müller: *Verkehrsemissionsgesetzgebungen in der Europäischen Union sowie in Industrienationen und Schwellenländern*, Springer Verlag, 2019
- [Oso11] T. Osone: *Introduction to the HEV transmission for the Infiniti M35h*, Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives, CTI-Tagung, Berlin, 2011
- [PBB09] A. Pawlenka, S. Bautz, U. Blessing: *GETRAG PowerShift® - Erweiterte Fahrfunctionalitäten aufgrund strategiefähiger Doppelkupplung*, Getriebe in Fahrzeugen 2009, Friedrichshafen, VDI-Berichte 2071, 2009
- [Pel⁺07] T. Pels, P. Ebner, K. Gschweitl, C. Kaupp, S. Pfrauner, C. Schyr: *Bewertung von Verbrauch und Fahrbarkeit des Toyota Camry Hybrid*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [PrFo16] H. Proff, T. Fojcik: *Nationale und internationale Trends in der Mobilität*, Springer-Verlag, 1. Ausgabe, 2016
- [Rab⁺11] F. Rabenstein, M. Klüting, J. Kretschmer, C. Griebel, E. Hockgeiger: *The Full-Hybrid Powertrain of the new BMW ActiveHybrid 5*, 20. Aachener Kolloquium, Aachen, 2011
- [Rei98] W. Reik: *Höherer Komfort und weniger Geräusche durch das Zweimassen-schwungrad*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, Seiten 896–900, 1998-12
- [Rei⁺19] J. Reimers, L. Dorn-Boma, C. Mak, A. Emadi: *Automotive Traction Inverters*:

Current Status and Future Trends, IEEE Transactions on Vehicular Technology, IEEE, 2019-02

- [Reu18] A. Reul: *Optimierung und Entwicklung elektrodynamischer Schaltaktoriksysteme in Getrieben*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2018
- [Rin⁺⁰⁴] S. Rinderknecht, M. Seufert, R. Ellinger, R. Schneider, J. Wagner: *ECO TARGET: Ein innovativer Antriebsstrang zur Erfüllung zukünftiger Mobilitätsanforderungen*, 25. Internationales Wiener Motoren symposium, Wien, 2004
- [Rin⁺⁰⁵] S. Rinderknecht, G. Rühle, H. Diel, M. Seufert: *Hybridantriebe - technologisches Potenzial und Zukunftsperspektiven*, Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Berlin, expert Verlag, 2005
- [Rin⁺⁰⁶] S. Rinderknecht, B. Blankenbach, U. Blessing, U. Knödel, M. Seufert: *Mobilitätskonzepte der Zukunft: Welche Rolle spielt das Getriebe?*, Getriebe in Fahrzeugen 2006, Friedrichshafen, VDI-Berichte 1943, 2006
- [RiBi09] S. Rinderknecht, U. Blessing: *Komplexitätsstruktur mechatronischer Getriebe in der Fahrzeugtechnik am Beispiel des Doppelkupplungsgetriebes*, Mechatronik 2009, Wiesloch, 2009
- [Rin⁺¹⁸] S. Rinderknecht, A. Eßer, J. Schleiffer, T. Eichenlaub: *Comparative Real-Driving Optimization of Drivetrain Concepts regarding the Ecological Impact - A Big Data Approach for the Fleet*, eDSIM Conference 2018, Darmstadt, 2018
- [Rüd08] M. Rüdel: *Entwicklung einer Verbrauchssimulation mit optimierter Betriebsstrategie für unterschiedliche Hybridkonzepte*, Hochschule Heilbronn, Fakultät Technik 1, Diplomarbeit, 2008
- [Sam08] B. Sambeat: *Electric Drive Design for Hybrid Electric Vehicle Optimum Fuel Efficiency*, Berichte aus der Fahrzeugtechnik, Technische Universität Braunschweig, Shaker Verlag, Dissertation, 2008
- [Sau10] D. Sauer: *Entwicklung optimierter Batteriesysteme und Lebensdauerprognose*, Neue Materialien in der Energietechnologie: Batterietag NRW, Batterietag Münster, 2010
- [Sch⁺⁰⁹] U. Schaper, O. Sawodny, T. Mahl, U. Blessing: *Modeling and Torque Estimation of an Automotive Dual Mass Flywheel*, American Control Conference, St. Louis, 2009
- [ScSc08] J. Schlurmann, D. Schröder: *Der Schwungstart zur Überbrückung des Leistungsdefizits*

- zits beim Verbrennungsmotorstart in Mild-Hybridfahrzeugen*, Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, VDI-Berichte 2030, 2008
- [Sch11] H.-J. Schneider: *Hybrid module for automatic transmissions with torque converter*, Innovative Automotive Transmissions and Hybrid & Electric Drives 2011, CTI-Tagung, Berlin, 2011
- [Sch15] H. Schmidt: *Real Driving Emissions (RDE)*, Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, CTI Symposium 2015, CTI-Tagung, Berlin, 2015
- [Sch⁺⁰⁸] J. Schommers, J. Leweux, T. Betz, J. Huter, B. Jutz, P. Knauel, G. Renner, H. Sass: *Der neue Vierzylinder-Dieselmotor für Pkw von Mercedes-Benz*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 69, Seiten 1000–1009, 2008-12
- [Sch00] D. Schröder: *Elektrische Antriebe - Grundlagen*, Springer Verlag, 2000
- [SHM07] U. Schümann, M. Hoevermann, U. Möhrstädt: *Modulare Komponenten für wirtschaftliche Hybridsysteme*, Neue elektrische Antriebskonzepte für Hybridfahrzeuge, Haus der Technik, Fachbuch Band 80, expert Verlag, 2007
- [SFL95] T. Spörl, A. Flaig, G. Lechner: *FASIMA II - Modellierung und Simulation beliebiger Antriebsstrangkonzepte*, Rationelle Energienutzung bei Hybridfahrzeugen, VDI-Berichte 1225, 1995
- [StKi04] W. Strobl, S. Kilian: *Aktivgetriebe zur Optimierung zukünftiger Fahrzeugantriebe*, 7. Symposium Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren, Technische Akademie Esslingen, TAE Symposium 2004, 2004
- [Sch94] T. Schmitz: *Modellbildung und Simulation der Antriebsdynamik von Personenwagen*, Universität Duisburg, Fakultät Mechanik und Mechatronik, Dissertation, 1994
- [Sch03] M. Schwaben: *Mehrphasige elektronisch kommutierte Synchronmaschine als Komponente zur Realisierung eines Kfz-Hybridantriebs*, Universität Kaiserslautern, Institut für Starkstromtechnik / Elektrische Antriebstechnik, Dissertation, 2003
- [Sit14] A. Sittig: *Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen*, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 2014
- [Sta08] C. Stan: *Alternative Antriebe für Automobile*, Springer Verlag, 2008
- [StKn09] I. Steinberg, U. Knödel: *Integration neuer Funktionen in GETRAG PowerShift®*

Getriebe für quer eingebaute Antriebsstränge, Getriebe in Fahrzeugen 2009, Fried-
richshafen, VDI-Berichte 2071, 2009

- [Sti08] M. Stiegeler: *Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge*, Universität Ulm, Fakultät für Ingenieurwissenschaften und Informatik, Dissertation, 2008
- [Töp⁺10] F. Töpler: *Optimierung von Hybridbetriebsstrategien mit elektronischem Horizont*, VDE Kongress 2010 - E-Mobility, VDE Verlag, 2010
- [Töp⁺08] F. Töpler, P. Antony, S. Langhammer, R. Kube, S. Köhle: *Hybridbetriebsstrategien mit elektronischem Horizont - ein Gemeinschaftsprojekt der Daimler AG, der Volkswagen AG und dem ika*, 17. Aachener Kolloquium, Aachen, 2008
- [NTE06] L. Nitz, A. Truckenbrodt, W. Epple: *Das neue Two-Mode-Hybrid-System der Global Hybrid Cooperation*, 27. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2006
- [TrLe94] A. Trzynadlowski, S. Legowski: *Minimum-loss vector PWM strategy for three-phase inverters*, Power Electronics, IEEE, 1994
- [Tsc02] D. Tscharnutter: *Optimale Auslegung des Antriebsstrangs von Kraftfahrzeugen*, Technische Universität München, Fakultät Mathematik, Dissertation, 2002
- [Vib70] I. Vibe: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, VEB-Verlag Technik, Berlin, 1970
- [Vol⁺09] O. Vollrath, N. Armstrong, A. Lamm, O. Bitsche, J. Schenk: *Die Hybridlösung von Mercedes-Benz in der S-Klasse*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 322–330, 2009-05
- [VWK10] O. Vollrath, U. Wiedemann, A. König: *Mercedes-Benz S 400 HYBRID mit leistungsfähiger Lithium-Ionen-Hochvoltbatterie*, 2. Forum Hybrid- und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge, Frankfurt, VDI, 2010
- [Wag⁺06] U. Wagner, R. Berger, M. Ehrlich, M. Homm: *Elektromotorische Aktorik für Doppelkupplungsgetriebe*, LuK Kolloquium 2006, Bühl, 2006
- [Wag⁺09] U. Wagner, P. Bührle, B. Müller, K.-L. Klimmig, M. Kneissler: *Trockene Doppelkupplungssysteme - Innovative Komponenten für hocheffiziente Fahrzeuggetriebe*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 826–833, 2009-11

-
- [Wan04] H.-P. Wandt: *Toyota Prius, Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge*, expert Verlag, 4. Auflage, 2004
 - [War⁺02] N. Warburg, E. Mailänder, T. Saatkamp, C. Reckziegel, M. Stutz: *Das ISAD-System in der Ökobilanz*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104, Seiten 890–897, 2002-10
 - [WaWa98] R. Wabro, U. Wagner: *Energieverbrauchsanalyse von Elektro-Pkw - Stand der Technik und Ausblick*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100, Seiten 98–103, 1998
 - [Wei⁺09] M. Weiss, N. Armstrong, J. Schenk, P. Lückert, T. Ruhl, F. Nietfeld, T. Gödecke: *Hybridsystem für die M-Klasse von Mercedes-Benz*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 644–651, 2009-09
 - [Wel⁺07] A. Welter, T. Bruener, H. Unger, U. Hoyer, U. Brendel: *Der neue aufgeladene Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW*, MTZ Motortechnische Zeitschrift 68, Seiten 80–89, 2007-02
 - [Wie⁺09] A. Wiebelt, T. Isermeyer, T. Siebrecht, T. Heckenberger: *Thermomanagement von Lithium-Ionen-Batterien*, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111, Seiten 500–504, 2009-07-08
 - [Yas⁺08] H. Yasui, H. Ishiyama, M. Inagaki, K. Mamitsu, T. Kikuchi: *Hochleistungs-Steuereinheit für Hybridfahrzeuge*, ATZelektronik, 2008-04

Lebenslauf

Persönliches

Uli Christian Blessing

geboren am 8. November 1979 in Heilbronn

Eltern: Prof. Dr.-Ing. Peter Blessing und Brigitte Blessing

Schulbildung

1985 bis 1989 Grundschule Frankenbach

1989 bis 1999 Elly-Heuss-Knapp-Gymnasium, Heilbronn

Reifezeugnis vom 25.06.1999

Studium

Wintersemester 1999/2000 bis Wintersemester 2004/2005

Elektrotechnik an der Universität Stuttgart

Diplomzeugnis vom 23.12.2004

Berufstätigkeit

2005 bis 2017 verschiedene Aufgaben bei der GETRAG GmbH, Untergruppenbach

- 2005 bis 2008 Entwicklungsingenieur für zukünftige Hybridgetriebe und Doppelkuppelgetriebe im Bereich elektrische Hardware
- 2009 bis 2011 Teamleiter für den Softwarebereich
- 2012 bis 2017 Abteilungsleiter Program Management 6DCT250 und 7DCT300 sowie Chief Engineer Hybrid Transmissions

2017 bis 2018 Direktor Program Management 7DCT300 sowie Chief Engineer Hybrid Transmissions bei der Magna Transmission Systems, Untergruppenbach (ehemals GETRAG)

Seit 2019 Vice President Entwicklung verantwortlich für den Bereich Software bei der ZF in Friedrichshafen im Bereich Car Powertrain Technology

Werden Sie Autor im VDI Verlag!

Publizieren Sie in „Fortschritt- Berichte VDI“



Veröffentlichen Sie die Ergebnisse Ihrer interdisziplinären technikorientierten Spitzenforschung in der renommierten Schriftenreihe **Fortschritt-Berichte VDI**. Ihre Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte sind hier bestens platziert:

- **Kompetente Beratung und editorische Betreuung**
- **Vergabe einer ISBN-Nr.**
- **Verbreitung der Publikation im Buchhandel**
- **Wissenschaftliches Ansehen der Reihe Fortschritt-Berichte VDI**
- **Veröffentlichung mit Nähe zum VDI**
- **Zitierfähigkeit durch Aufnahme in einschlägige Bibliographien**
- **Präsenz in Fach-, Uni- und Landesbibliotheken**
- **Schnelle, einfache und kostengünstige Abwicklung**

PROFITIEREN SIE VON UNSEREM RENOMMEE!
www.vdi-nachrichten.com/autorwerden

VDI verlag

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
- 2 Fertigungstechnik
- 3 Verfahrenstechnik
- 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- 6 Energietechnik
- 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- 10 Informatik/Kommunikation
- 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
- 15 Umwelttechnik
- 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
- 21 Elektrotechnik
- 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-342021-6