



Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

# **MODELLIERUNG, SIMULATION UND BEWERTUNG PARALLEL-HYBRIDER ANTRIEBSKONFIGURATIONEN FÜR DIESELHYDRAULISCHE TRIEBWAGEN IM NAH- UND REGIONALVERKEHR**

Dipl.-Ing. Martin Kache

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Günter Löffler, TU Dresden

Zweitgutachter:

Prof. Dr.-Ing. Sebastian Stichel, KTH Stockholm

Eingereicht am: 02. 12. 2013

Tag der Verteidigung: 03. 06. 2014

## DANKSAGUNG

Die vorliegende Arbeit entstand über einen Zeitraum von mehreren Jahren während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der „Professur für Technik spurgeführter Fahrzeuge“ an der TU Dresden. Naturgemäß war die Arbeit an einem komplexen Forschungsthema nicht frei von Problemen und Rückschlägen, die jedoch nicht zuletzt durch die Unterstützung verschiedener Menschen bewältigt werden konnten, deren Engagement und Hilfsbereitschaft ich an dieser Stelle würdigen möchte.

Ich danke meinem Doktorvater, Professor Dr.-Ing. Günter Löffler, für die Möglichkeit zur Promotion, die wissenschaftliche Begleitung der Arbeit und dafür, dass ich die Gelegenheit bekommen habe, mich aktiv in der universitären Lehre zu engagieren. Des Weiteren möchte ich Herrn Professor Dr.-Ing. Sebastian Stichel von der KTH Stockholm herzlich für die Übernahme des Zweitgutachtens und seine Hinweise und Anmerkungen danken.

Besonderer Dank gilt zudem meinem Kollegen Uwe Steglich, der mit mir gemeinsam das Fahrzeug-Grundmodell für die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Simulationen entwickelt und alle Höhen und Tiefen durchgestanden hat, die mit einem solchen Forschungsprojekt verbunden sind. Zudem möchte ich meinen Kollegen Peter Hartwig und Holger Fricke danken, die mir bei so manchem Problem mit der Hard- oder Software und auch darüber hinaus mit Rat und Tat zur Seite gestanden haben. Außerdem danke ich den Herren Robert Schimke und Christian Klotz für ihre Hinweise und die spannenden fachlichen Diskussionen. Mein Dank gilt ferner allen Kollegen an der Professur für Technik spurgeführter Fahrzeuge, die durch Ihre Freundlichkeit und Kollegialität dafür gesorgt haben, dass stets eine angenehme Arbeitsatmosphäre am Lehrstuhl geherrscht hat. Für die punktuell geleistete Unterstützung möchte ich weiterhin den Kollegen von der DB Netz AG, LMS Deutschland sowie Herrn Uwe Köpernik von Voith Turbo danken.

Ferner möchte ich mich bei allen „meinen“ ehemaligen Studenten für ihre tatkräftige Unterstützung bei meiner Arbeit bedanken: Christian Vogler, Sebastian Grimm, Martin Jüngel, Martin Grünheid, Eric Keilau und Sven Adloff.

Dank gebührt natürlich auch meinen Eltern und ganz besonders meiner Partnerin Franziska, die es über mehrere Jahre hinweg meist tapfer erduldet hat, dass ich nicht immer in dem gewünschten Maße physisch und geistig anwesend war. Abschließend möchte ich ihr und meinem Sohn Raphael sowie Olifr M. Guz dafür danken, dass sie mich nie das Leben jenseits der Arbeit haben vergessen lassen und stets für eine Dosis Sonnenschein auch an trüben Tagen gesorgt haben.

Dresden, November 2013

### **Bildnachweis**

Alle Abbildungen stammen vom Autor selbst, sofern nicht explizit eine andere Quelle angegeben wird.



# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Vorbemerkungen . . . . .	1
1.2	Darstellung des Erkenntnisstandes zur Hybridisierung von Schienenfahrzeugen . .	2
1.2.1	Wissenschaftliche Studien . . . . .	2
1.2.2	Ausgeführte Schienenfahrzeuge mit Hybridantrieb . . . . .	9
1.3	Einordnung und Abgrenzung der vorgelegten Arbeit . . . . .	13
1.4	Charakterisierung dieselhydraulischer Triebwagen . . . . .	14
1.4.1	Betriebsregime . . . . .	16
1.4.2	Fahrspielanalyse . . . . .	19
<b>2</b>	<b>Grundlegende Betrachtungen zu Hybridisierung und Bremsarbeitsrekuperation</b>	<b>23</b>
2.1	Begriffsbestimmung . . . . .	23
2.2	Hybridarten . . . . .	23
2.3	Mechanische Anbindung des Hybridzweiges . . . . .	25
2.4	Betriebsmodi . . . . .	26
2.4.1	Null-Emissions-Betrieb . . . . .	27
2.4.2	Nachladebetrieb . . . . .	27
2.4.3	Bremsarbeitsrekuperation . . . . .	28
2.4.4	Lastpunktverschiebung . . . . .	28

2.4.5	Boostbetrieb . . . . .	29
2.5	Energiespeicher für mobile Anwendungen . . . . .	29
2.6	Fahrdynamische Grundlagen . . . . .	31
2.6.1	Zugkraft und Kraftschlussausnutzung . . . . .	32
2.7	Rekuperationspotential . . . . .	33
2.7.1	Streckengebundene Potentialabschätzung . . . . .	35
2.8	Grenzen der Bremsarbeitsrekuperation . . . . .	37
2.8.1	Begrenzung durch die Energiewandler . . . . .	37
2.8.2	Begrenzung durch die Energiespeicher . . . . .	38
2.9	Betrachtungen zum verfügbaren Einbauraum . . . . .	39
2.10	Betrachtungen zur Fahrzeugmasse . . . . .	41
2.11	Referenzfahrzeug . . . . .	45
<b>3</b>	<b>Fahrdynamische Modellierung und Simulation</b>	<b>47</b>
3.1	Aufzeichnungsfahrten . . . . .	47
3.1.1	Ermittlung der realen Fahrzeiten . . . . .	49
3.1.2	Ermittlung der realen Haltezeiten . . . . .	50
3.1.3	Wendezeiten . . . . .	52
3.1.4	Betriebsbremsverzögerungen . . . . .	52
3.1.5	Analyse von Fahrstilen . . . . .	52
3.2	Simulationsumgebung . . . . .	53
3.3	Grundmodell . . . . .	54
3.3.1	Vorbemerkungen zur Modellierung . . . . .	54
3.3.2	Fahrdynamische Steuerung . . . . .	54
3.3.3	Modellierung des Antriebsstranges . . . . .	59
3.3.4	Modellierung des Fahrzeuges . . . . .	63
3.3.5	Modellierung der Hilfs- und Nebenbetriebe . . . . .	64
3.4	Erweitertes Grundmodell . . . . .	64
3.4.1	Energiesparendes Fahren bei der Eisenbahn . . . . .	64

3.4.2	Modellierung der energiesparenden Fahrweise (ESF) . . . . .	67
3.4.3	Abschätzung der Fahrzeit . . . . .	69
3.4.4	Abschätzung der Auslaufverzögerung . . . . .	71
3.4.5	Realisierte Fahrstrategien . . . . .	74
3.5	Verifizierung . . . . .	76
3.5.1	Vergleich mit Referenzsimulation . . . . .	76
3.5.2	Vergleich mit Aufzeichnungsfahrten . . . . .	78
<b>4</b>	<b>Hybridkonzept auf hydrostatischer Basis</b>	<b>81</b>
4.1	Grundsätzliche Erwägungen . . . . .	81
4.2	Hydrospeicher . . . . .	81
4.2.1	Speicherbauarten . . . . .	81
4.2.2	Charakterisierung von Kolbenspeichern . . . . .	82
4.2.3	Modellierung von Hydrospeichern in AMESim™ . . . . .	86
4.2.4	Modellverifizierung . . . . .	87
4.2.5	Modellierung und Parametrisierung des Hydrospeichersystems . . . . .	87
4.3	Hydrostatische Energiewandler . . . . .	97
4.4	Modellierung des hydraulischen Gesamtsystems . . . . .	99
4.5	Mechanische Anbindung des hydrostatischen Hybridzweiges . . . . .	101
4.6	Massenbilanz des hydrostatischen Hybridkonzeptes . . . . .	103
4.7	Ableitung und Parametrisierung der hydrostatischen Hybridvarianten . . . . .	103
<b>5</b>	<b>Simulationsergebnisse hydrostatischer Hybrid</b>	<b>107</b>
5.1	Fahrspielsimulation . . . . .	107
5.1.1	Vorbemerkungen zur Fahrspielsimulation . . . . .	107
5.1.2	Simulation verschiedener Betriebsstrategien . . . . .	107
5.1.3	Auswirkungen von betriebsbedingten Störungen . . . . .	111
5.1.4	Systemwirkungsgrad . . . . .	114
5.1.5	Gruppen- vs. Einzelsteuerung der Hydroaggregate . . . . .	119
5.1.6	Simulation hydraulischer Hybridkonfigurationen . . . . .	120

5.1.7	Kraftschlussausnutzung . . . . .	126
5.1.8	Untersuchung von Fahrspielen mit Beharrungsbremungen . . . . .	127
5.2	Parametervariation . . . . .	129
5.2.1	Vorgehensweise . . . . .	129
5.2.2	Ergebnisse der systematischen Parametervariation für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 . . . . .	134
5.2.3	Ergebnisse der Parametervariation für verschiedene Hybridkonfigurationen . . . . .	141
5.2.4	Abgeleitete Erkenntnisse für die Parametrisierung . . . . .	143
5.3	Streckensimulation . . . . .	146
5.3.1	Streckendaten . . . . .	146
5.3.2	Vorgehensweise . . . . .	149
5.3.3	Ergebnisse der Streckensimulation für die hydrostatischen Hybridvarianten . . . . .	151
5.3.4	Ausnutzung des Energieeinsparpotentials . . . . .	163
<b>6</b>	<b>Hybridkonzept auf elektrischer Basis</b>	<b>165</b>
6.1	Modellierung des elektrischen Gesamtsystems . . . . .	165
6.2	Elektrische Energiewandler . . . . .	165
6.2.1	Arten rotierender elektrischer Energiewandler und ihre spezifischen Eigenschaften . . . . .	167
6.2.2	Auswahl eines geeigneten elektrischen Energiewandlers . . . . .	169
6.2.3	Modellierung des elektrischen Energiewandlers . . . . .	170
6.3	Leistungselektronik . . . . .	173
6.3.1	Notwendigkeit des Einsatzes leistungselektronischer Baugruppen . . . . .	173
6.3.2	Modellierung der Leistungselektronik . . . . .	174
6.4	Elektrische Speicher . . . . .	176
6.4.1	Elektrostatische vs. elektrochemische Speicher . . . . .	176
6.4.2	Doppelschichtkondensatoren . . . . .	176
6.4.3	Elektrochemische Speicher . . . . .	184
6.5	Massenbilanz der elektrischen Hybridkonzepte . . . . .	196
6.6	Ableitung und Parametrisierung der elektrischen Hybridvarianten . . . . .	198

<b>7</b>	<b>Simulationsergebnisse elektrischer Hybrid</b>	<b>201</b>
7.1	Fahrspielsimulation . . . . .	201
7.1.1	Vorbemerkungen . . . . .	201
7.1.2	Fahrspielsimulation Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 . . . . .	201
7.1.3	Fahrspielsimulation Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 . . . . .	204
7.1.4	Null-Emissions-Betrieb . . . . .	208
7.1.5	Systemwirkungsgrad . . . . .	210
7.2	Streckensimulation . . . . .	214
7.2.1	Vorgehensweise . . . . .	214
7.2.2	Ergebnisse der Streckensimulation für elektrische Hybrid-Konfigurationen mit elektrostatischen Energiespeichern . . . . .	215
7.2.3	Variation der Fahrzeitreserve . . . . .	219
7.2.4	Ergebnisse der Streckensimulation für elektrische Hybrid-Konfigurationen mit elektrochemischen Energiespeichern . . . . .	220
<b>8</b>	<b>Ergebnisdiskussion</b>	<b>225</b>
8.1	Zusammenfassung . . . . .	225
8.2	Diskussion des Einflusses fahrzeug- und streckenseitiger Parameter . . . . .	225
8.2.1	Vergleich verschiedener Hybridkonfigurationen . . . . .	225
8.2.2	Einfluss von Streckenparametern . . . . .	226
8.2.3	Downsizing . . . . .	230
8.3	Abgeleitete Erkenntnisse für die Projektierung parallel-hybrider Triebwagen . . . . .	231
8.4	Ausblick . . . . .	234
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>A-1</b>
A.1	Auswahl dieselhydraulischer Triebwagen . . . . .	A-2
A.2	Anteil dieselhydraulischer Triebwagen an den Gesamtbeständen von Verbrennungs- triebwagen in Europa und angrenzenden Regionen . . . . .	A-4
A.3	Betriebsregime BR 612 auf ausgewählten Streckenabschnitten . . . . .	A-5
A.4	Ausgeführte Hybrid-Triebwagen . . . . .	A-6
A.5	Ausgeführte Hybrid-Lokomotiven . . . . .	A-8

A.6	Bremsarbeitsrekuperationspotential dieselhydraulischer Triebwagen . . . . .	A-12
A.7	Spezifisches Bremsarbeitsrekuperationspotential . . . . .	A-13
A.8	Neigungsabhängigkeit des Spezifischen Bremsarbeitsrekuperationspotentials . . .	A-14
A.9	Abhängigkeit des spezifischen Bremsarbeitsrekuperationspotentials von der Bremsverzögerung . . . . .	A-15
A.10	Mittlere Bremsleistungen bei konstanter Bremsverzögerung in Abhängigkeit von Fahrzeugtyp und Streckenneigung . . . . .	A-16
A.11	Spezifische mittlere Bremsleistung bei konstanter Bremsverzögerung in Abhängigkeit von der Streckenneigung . . . . .	A-17
A.12	Spezifische mittlere Bremsleistung bei konstanter Streckenneigung in Abhängigkeit von der Bremsverzögerung . . . . .	A-18
A.13	Abschätzung des Bremsarbeitskuperationspotentials bei Beharrungsbremungen am Beispiel der BR 612 . . . . .	A-19
A.14	Abschätzung der Beharrungsbremsleistung in starken Gefällen am Beispiel der BR 612 . . . . .	A-20
A.15	Streckenanalyse zu Beharrungsbremungsabschnitten . . . . .	A-21
A.16	Gegenüberstellung der protokollierten Fahrzeiten auf der Strecke Görlitz-Dresden .	A-23
A.17	Verzeichnis der kategorisierten Bahnhöfe auf der Strecke Görlitz-Dresden-Hof . . .	A-24
A.18	Auswahl von Fahrspielen aufgezeichneter Fahrten auf Triebwagen der BR 612 zwischen Dresden und Görlitz . . . . .	A-25
	A.18.1 Streckenabschnitt Dresden Hbf - Dresden-Mitte . . . . .	A-25
	A.18.2 Streckenabschnitt Bautzen-Löbau . . . . .	A-28
A.19	Simulationsmodell eines dieselhydraulischen Triebwagens in der 1d-Simulationsumgebung AMESim® . . . . .	A-31
A.20	Erweitertes Simulationsmodell eines dieselhydraulischen Triebwagens in der 1d-Simulationsumgebung AMESim® . . . . .	A-32
A.21	Parametervariation Laststufenwähler . . . . .	A-33
A.22	Hilfsbetriebschema der BR 612 . . . . .	A-34
A.23	Algorithmus zur Prognostizierung der Auslaufverzögerung . . . . .	A-35
A.24	Fallunterscheidung bei der Prognose von Fahrzeiten vor Geschwindigkeitsreduzierungen . . . . .	A-36
A.25	Vergleichsrechnung Energiesparendes Fahren . . . . .	A-37
A.26	Kolbenspeicherspezifikation (Auszug) . . . . .	A-38
A.27	Nachschaftflaschen . . . . .	A-39

A.28 Datenblatt Axialkolben-Verstellpumpe (Auszug) . . . . .	A-40
A.29 Kennlinien Axialkolbenverstellpumpe . . . . .	A-42
A.30 AMESim-Modell der Hydroaggregate . . . . .	A-43
A.31 Hybridvariantensystematik . . . . .	A-44
A.32 Hydrostatische Hybridvarianten . . . . .	A-45
A.32.1 HHVT2DM0 - Massenbilanz . . . . .	A-45
A.32.2 HHVT2DM0 - Speicherenergie-Diagramm . . . . .	A-46
A.32.3 HHVT2DM1 - Massenbilanz . . . . .	A-47
A.32.4 HHVT2DM1 - Speicherenergie-Diagramm . . . . .	A-48
A.32.5 HHVT2DMRM - Massenbilanz . . . . .	A-49
A.32.6 HHVT2DMRM - Speicherenergie-Diagramm . . . . .	A-50
A.32.7 HHVT1DM - Massenbilanz . . . . .	A-51
A.32.8 HHVT1DM - Speicherenergie-Diagramm . . . . .	A-52
A.33 Streckenbänder zur systematischen Parametervariation/Optimierung . . . . .	A-53
A.34 Durchgeführte systematische Parametervariationen . . . . .	A-54
A.35 Untersuchung des Systemverhaltens mittels statistischer Versuchsplanung („Design of Experiments“) . . . . .	A-55
A.36 Streckendaten . . . . .	A-62
A.37 Ausgewählte Ergebnisse der Streckensimulation für hydrostatische Hybridkonfigurationen . . . . .	A-72
A.38 Kennfeld Drehstrom-Asynchronmaschine . . . . .	A-75
A.39 Drehmoment-Charakteristik einer Drehstrom-Asynchronmaschine . . . . .	A-76
A.40 DAM - Speisespannung und -frequenz . . . . .	A-77
A.41 Ausgewählte Datenblätter von Doppelschichtkondensatoren (Auszüge) . . . . .	A-78
A.42 Bestimmung der Hauptparameter eines Doppelschichtkondensator-Speichers . . . . .	A-82
A.43 Beispiel-Datenblätter Lithium-Ionen-Speicher . . . . .	A-83
A.44 Bestimmung der Hauptparameter einer elektrochemischen Speicherbatterie . . . . .	A-86
A.45 Elektrische Hybridvarianten . . . . .	A-87
A.45.1 ECHVT2DM0 - Massenbilanz . . . . .	A-87
A.45.2 ECHVT2DM1 - Massenbilanz . . . . .	A-88

A.45.3 ECHVT1DM - Massenbilanz . . . . .	A-89
A.45.4 EBHVT2DM0 - Massenbilanz . . . . .	A-90
A.45.5 EBHVT2DM1 - Massenbilanz . . . . .	A-91
A.45.6 EBHVT1DM - Massenbilanz . . . . .	A-92
A.46 Null-Emissions-Betrieb EBHVT2DM1 mit erhöhtem effektiven Entladehub . . . . .	A-93
A.47 Wirkungsgraduntersuchung EBHVT2DM1 . . . . .	A-94
A.48 Ergänzende Betrachtungen zu den verschiedenen Einflussfaktoren auf das Kraftstoffesparpotential . . . . .	A-96
A.49 Ausgewählte Ergebnisse der Streckensimulation für elektrische Hybridkonfigurationen . . . . .	A-98
A.50 Ragone-Diagramm der modellierten Hybridkonfigurationen . . . . .	A-102
A.51 Ausnutzung des Kraftstoffesparpotentials . . . . .	A-103



# SYMBOL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

## LATEINISCHE SYMBOLE

Größe	Benennung	Einheit
$A_{\text{gas}}$	Wärmedurchgangsfläche	$\text{m}^2$
$B_{\text{DK}}$	absoluter Dieseldieselkraftstoffverbrauch	l
$C$	elektrische Kapazität allgemein	F
$C_{\text{Bat}}$	Kapazität einer elektrochemischen Zelle oder Batterie	Ah
$C_{\text{DSK}}$	Kapazität eines Doppelschichtkondensators	F
$C_{\text{ES}}$	Kapazität eines Energiespeichers	Ah bzw. F
$E_{\text{B}}$	während der Bremsvorgänge rekuperierte/rekuperierbare Energie	kWh
$E_{\text{DSK}}$	Energieinhalt eines Doppelschichtkondensators	kWh
$E_{\text{ES,eff}}$	effektiv ausgenutzter Energieinhalt eines Energiespeichers	kWh
$E_{\text{kin}}$	kinetische Energie	kWh
$E_{\text{mech,Beschl}}$	während der Beschleunigungsvorgänge vom Hybridzweig abgegebene mechanische Energie	kWh
$E_{\text{mech,Br}}$	während der Bremsvorgänge vom Hybridzweig aufgenommene mechanische Energie	kWh
$E_{\text{p}}$	Druckenergie	kWh
$F_{\text{B}}$	Bremskraft	kN
$F_{\text{T}}$	Zugkraft am Treibradumfang	kN
$F_{\text{WFT}}$	Triebfahrzeugwiderstandskraft	kN
$F_{\text{WS}}$	Streckenwiderstandskraft	kN
$I_{\text{Bat,max}}$	maximaler Strom durch eine elektrochemische Speicherbatterie	A
$I_{\text{ES,zul}}$	zulässiger Gesamtstrom durch einen Energiespeicher	A
$I_{\text{Fe}}$	komplexer Magnetisierungsstrom	A
$I_{\text{R}}$	komplexer, auf den Stator bezogener Rotorstrom	A
$I_{\text{S}}$	komplexer Statorstrom	A
$L_{\text{h}}$	Hauptinduktivität der Drehstromasynchronmaschine	mH
$L_{\text{R}\sigma}$	Rotorstreuinduktivität (Drehstromasynchronmaschine)	mH
$L_{\text{S}\sigma}$	Statorstreuinduktivität	mH
$M$	Drehmoment	kNm
$M_{\text{K}}$	Kippmoment einer Drehstromasynchronmaschine	kNm
$P$	Leistung allgemein	kW

Größe	Benennung	Einheit
$P_{DAM,mech}$	mechanische Nennleistung einer Drehstromasynchronmaschine	kW
$P_{DAM,mech,max}$	mechanische Kurzzeitleistung einer Drehstromasynchronmaschine	kW
$P_{DM}$	Dieselmotor(nenn)leistung	kW
$P_{DSK,max}$	maximale Leistungsabgabe/-aufnahme eines Doppelschichtkondensators	W
$P_{hyd,th}$	theoretische hydraulische Leistung	kW
$P_{WFT}$	am Triebfahrzeugwiderstand umgesetzte Leistung	kW
$P_{WS}$	am Neigungswiderstand umgesetzte Leistung	kW
$\dot{Q}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$R_i$	Innenwiderstand (Energiespeicherzelle)	$\Omega$
$R_{i,ES}$	Gesamtinnenwiderstand eines Energiespeichers	$\Omega$
$R_L$	Leckage- / Selbstentladewiderstand	$\Omega$
$R_R$	(Ohmscher) Rotorwiderstand	$\Omega$
$R'_R$	auf den Stator bezogener (Ohmscher) Rotorwiderstand	$\Omega$
$R_S$	(Ohmscher) Statorwiderstand	$\Omega$
$R_z$	Zusatzwiderstand	$\Omega$
$Re$	Reynoldszahl	
$T$	Temperatur	K bzw. °C
$U_0$	Leerlauf- bzw. Ruhespannung	V
$U_{DAM,Nenn}$	Bemessungsspannung einer Drehstromasynchronmaschine	V
$U_{DSK}$	Klemmenspannung eines Doppelschichtkondensators	V
$U_{ECZ}$	Klemmenspannung einer elektrochemischen Einzelzelle	V
$U_{ES}$	Klemmenspannung eines elektrischen Speichers	V
$U_{KI}$	Klemmenspannung elektrischer Elemente oder Baugruppen (allg.)	V
$U_S$	komplexe Ständerspannung (Speisespannung)	V
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$V_N$	Nachschaltvolumen	dm <sup>3</sup>
$V_{th}$	theoretisches Förder- bzw. Schluckvolumen hydraulischer Verdrängermaschinen	cm <sup>3</sup>
$\dot{V}_{th}$	theoretischer Fördervolumenstrom hydraulischer Verdrängermaschinen	l/min
$W_{ab}$	abgeführte/verrichtete Arbeit allg.	kWh
$W_{DAM,mech,ab}$	an den Wellen der Drehstromasynchronmaschine während der Beschleunigungsvorgänge verrichtete mechanische Arbeit	kWh
$W_{DAM,mech,auf}$	an den Wellen der Drehstromasynchronmaschine während der Bremsvorgänge aufgenommene mechanische Arbeit	kWh
$W_{DSK,E}$	während des Entladevorgangs an den Klemmen eines Doppelschichtkondensatorspeichers verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{DSK,L}$	während des Ladevorgangs an den Klemmen eines Doppelschichtkondensatorspeichers verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{EB,E}$	während des Entladevorgangs an den Klemmen eines elektrochemischen Batteriespeichers verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{EB,L}$	während des Ladevorgangs an den Klemmen eines elektrochemischen Batteriespeichers verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{hyd}$	hydraulische Arbeit (Volumenverschiebearbeit)	kWh
$W_{mech}$	mechanische Arbeit	kWh
$W_{UR,E}$	während des Energiespeicher-Entladevorgangs an den Klemmen eines Umrichters verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{UR,L}$	während des Energiespeicher-Ladevorgangs an den Klemmen eines Umrichters verrichtete elektrische Arbeit	kWh
$W_{zu}$	zugeführte/aufgenommene Arbeit allg.	kWh
$a_A$	Beschleunigung im Fahrzeugauslauf	m/s <sup>2</sup>
$a_B$	Beschleunigung während der Bremsung	m/s <sup>2</sup>

Größe	Benennung	Einheit
$a_{WS}$	streckenlängsneigungsabhängige Beschleunigungskomponente	$m/s^2$
$b_A$	Verzögerung im Fahrzeugauslauf	$m/s^2$
$b_{A,F}$	fahrzeugwiderstandsabhängige Komponente der Auslaufverzögerung	$m/s^2$
$b_{A,H}$	mittlere Auslaufverzögerung vor dem nächsten Fahrzeughalt	$m/s^2$
$b_{A,S}$	streckenwiderstandsabhängige Komponente der Auslaufverzögerung	$m/s^2$
$b_{A,ziel}$	mittlere Auslaufverzögerung vor der nächsten Soll-Geschwindigkeitsreduktion	$m/s^2$
$b_B$	(mittlere) Betriebsbremsverzögerung	$m/s^2$
$b_{DK}$	spezifischer Dieselmotorkraftstoffverbrauch	$g/kWh$
$c$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	$m/s$
$c_K$	Kolbengeschwindigkeit (Kontext: Kolbenspeicher)	$m/s$
$c_V$	Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$m^2 \cdot s^{-2}K^{-1}$
$d_i$	Rohrinnendurchmesser	$mm$
$d_{Sp}$	Innendurchmesser eines Kolbenspeichers	$mm$
$f_E$	Kapazitätsfaktor der Expansion (Kontext: Kolbenspeicher)	-
$f_K$	Kapazitätsfaktor der Kompression (Kontext: Kolbenspeicher)	-
$f_{NB}$	Nutzbremsefaktor	-
$f_S$	elektrische Speisefrequenz (Kontext: Drehstrommaschinen)	$Hz$
$f_z$	Zyklusfrequenz (Kontext: Hydrospeicher)	$s^{-1}$
$g$	Erdbeschleunigung ( $9,81 m/s^2$ )	$m/s^2$
$i$	Streckenlängsneigung	$\%$
$i_{gr}$	Grenzgefälle, ab der im Fahrzeugauslauf eine Beharrungsbremse zur Geschwindigkeitsregulierung erforderlich ist	$\%$
$i_{Hyb}$	mechanische Übersetzung des Anschlussgetriebes für den Hybridzweig	-
$i_{Hyb,gr}$	mechanische Übersetzung für die Anbindung der Hydroaggregate mit großem Schluckvolumen	-
$i_{Hyb,kl}$	mechanische Übersetzung für die Anbindung der Hydroaggregate mit kleinem Schluckvolumen	-
$i_m$	gemittelte Streckenlängsneigung	$\%$
$i_{m,prog}$	prognostizierte mittlere Streckenlängsneigung	$\%$
$m$	Fahrzeugmasse	$t$
$m_{DAM}$	Masse der Drehstromasynchronmaschine	$kg$
$m_{DSK}$	Masse eines Doppelschichtkondensators	$kg$
$m_{ECZ}$	Masse einer elektrochemischen Speicherzelle	$kg$
$m_{Gas}$	Gasmasse (Kontext: Hydrospeicher)	$kg$
$m_R$	auf den Treibrädern ruhender Anteil der Fahrzeugmasse („Reibungsmasse“)	$t$
$n$	Drehzahl	$min^{-1}$
$n_{DAM,max}$	Höchstdrehzahl einer Drehstromasynchronmaschine	$min^{-1}$
$n_{DAM,Nenn}$	Nenn Drehzahl einer Drehstromasynchronmaschine	$min^{-1}$
$n_{max}$	Maximaldrehzahl (unspezifisch)	$min^{-1}$
$n_{\Delta v}$	Anzahl der Regelgeschwindigkeitsreduzierungen auf einer Strecke	-
$o_B$	binäres Signal „Bremsen“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{B.AB}$	binäres Signal „Anhaltebremse“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{B.Bh}$	binäres Signal „Beharrungsbremse“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{B.VB}$	binäres Signal „Verzögerungsbremse“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{ESF}$	Signal „Zugkraftabschaltung“ im Zuge des energiesparenden Fahrens (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_F$	Signal „Fahren“ (Kontext: Simulationsmodell)	-

Größe	Benennung	Einheit
$o_{F^*}$	kombiniertes Fahr-/Bremsignal im Laststufenwähler (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{LS}$	Signal „Laststufenvorgabe“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$o_{SG}$	Signal „Strömungsgetriebe ein-/ausschalten“ (Kontext: Simulationsmodell)	-
$p$	Druck	bar
$p_0$	Vorfülldruck (Kontext: Hydrospeicher)	bar
$p_1$	minimaler Betriebsdruck (Kontext: Hydrospeicher)	bar
$p_2$	maximaler Betriebsdruck (Kontext: Hydrospeicher)	bar
$p_3$	höchster zulässiger Betriebsdruck (Kontext: Hydrospeicher)	bar
$s$	Weg (allgemein)	m
$s$	Drehfeldschlupf (Kontext: Drehstromasynchronmaschine)	-
$s_A$	Auslaufweg	m
$s_B$	Bremsweg	m
$s_H$	Wegkoordinate des in Fahrtrichtung nächstgelegenen Haltepunktes (Kontext: Simulationsmodell)	km
$s_{H,m}$	mittlerer Haltestellenabstand auf einer Strecke	m
$s_h$	geodätische Höhendifferenz	m
$s_{h+}$	positive geodätische Höhendifferenz (Steigung)	m
$s_{h-}$	negative geodätische Höhendifferenz (Gefälle)	m
$s_R$	Restweg (bis zum nächsten Halt oder einer Geschwindigkeitsrestriktion)	m
$s_{Ziel}$	Wegkoordinate, ab der die in Fahrtrichtung nächste Soll-Geschwindigkeitsreduzierung gültig ist (Kontext: Simulationsmodell)	km
$t$	Zeit	s
$t_A$	dem Fahrzustand „Fahrzeugauslauf“ zugeordnete Fahrzeit	s
$t_B$	Bremszeit	s
$t_H$	Haltezeit (Standzeit in Bahnhöfen und Haltepunkten)	s
$t_{Hyb}$	Fahrzeit des Hybridfahrzeuges	s
$t_R$	Restfahrzeit	s
$t_{Ref}$	Referenzfahrzeit	s
$t_{Sp}$	kürzest mögliche Fahrzeit (Spitzfahrt)	s
$v$	Fahrzeuggeschwindigkeit	km/h
$v_{A0}$	Auslaufanfangsgeschwindigkeit	km/h
$v_{A1}$	Auslaufendgeschwindigkeit	km/h
$v_{B0}$	Bremsanfangsgeschwindigkeit	km/h
$v_{soll}$	streckenseitige Höchstgeschwindigkeit (d.h. Soll- bzw. Regelgeschwindigkeit)	km/h
$v_{R,m}$	gemittelte Regelgeschwindigkeit (Sollgeschwindigkeit) auf einer Strecke	km/h
$v_{Ziel}$	Zielgeschwindigkeit (Soll-Geschwindigkeit nach einer Reduzierung der streckenseitigen Höchstgeschwindigkeit)	km/h
$\ddot{x}$	Beschleunigung in oder entgegen der Bewegungsrichtung	-
$z_p$	Polpaarzahl (Kontext: Drehstromasynchronmaschine)	-
$z_{SP}$	Anzahl von parallelen Strängen in Reihe geschalteter elektrischer Speicherzellen	-
$z_{ZR}$	Anzahl in Reihe geschalteter elektrischer Speicherzellen	-

## GRIECHISCHE SYMBOLE

Größe	Benennung	Einheit
$\alpha$	Wärmedurchgangskoeffizient (Kontext: Hydrospeicher)	W/m <sup>2</sup> K
$\beta$	Faktor zur Berücksichtigung der Verringerung des Fördervolumenstroms bei Verstellpumpen	-
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\eta$	dynamische Viskosität (Kontext: Fluideigenschaften)	Nsm <sup>-2</sup>
$\eta_{DAM}$	Wirkungsgrad einer Drehstromasynchronmaschine	-
$\eta_{hyd}$	hydraulischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{mech}$	mechanischer Wirkungsgrad	-
$\eta_{Rek}$	Rekuperationswirkungsgrad	-
$\eta_{Sp}$	Energiespeicherwirkungsgrad	-
$\eta_{UR}$	Umrichterwirkungsgrad	-
$\eta_{vol}$	volumetrischer Wirkungsgrad	-
$\gamma_{Eb}$	Anteil ebener Streckenabschnitte bezogen auf die Gesamtlänge einer Strecke	-
$\gamma_{Gf}$	Anteil von Streckenabschnitten im Gefälle bezogen auf die Gesamtlänge einer Strecke	-
$\gamma_{St}$	Anteil von Streckenabschnitten in Steigungen bezogen auf die Gesamtlänge einer Strecke	-
$\lambda$	Leistungszahl von hydrodynamischen Leistungsübertragungselementen	-
$\mu$	Drehmomentenwandlung in hydrodynamischen Wandlern	-
$\nu$	Drehzahlverhältnis von Turbinen- und Pumpenrad in hydrodynamischen Kreisläufen	-
$\nu$	kinematische Viskosität (Kontext: Fluideigenschaften)	m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>
$\phi_{Hyb}$	Leistungs-Hybridisierungs-Potential	-
$\sigma_H$	Standardabweichung vom mittleren Haltestellenabstand auf einer Strecke	km
$\tau$	Kraftschlussbeiwert (Rad-Schiene-Kontakt)	-
$\tau_{KS}$	Kolbenspeichereigenzeit	s
$\xi$	fahrdynamischer Massenfaktor	-

## INDIZES

Index	Bedeutung
DAM	eine Drehstromasynchronmaschine betreffend
DSK	einen Doppelschichtkondensator betreffend
DM	einen Dieselmotor betreffend
ECZ	eine elektrochemische Speicherzelle betreffend
ES	einen Energiespeicher betreffend
GW	Gelenkwelle
Str	auf einen Strang in Reihe geschalteter Speicherzellen bezogen
Var	Variante
eff	effektiv
gas	das Speichergas betreffend
hyd	hydraulisch
max	maximal
min	minimal
ref	Referenz-
soll	einen Sollwert betreffend
vol	volumetrisch
zul	zulässig

## ABKÜRZUNGEN

Abkürzung	Bedeutung
BR	Baureihe
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DAM	Drehstromasynchronmaschine
DG	Drehgestell
DSK	Doppelschichtkondensator
EN	Euro-Norm
ESF	Energiesparende Fahrweise
NT	Neigetechnik
RB	Regionalbahn
RE	Regionalexpress
SK	Superkomponente (Kontext: Simulationsmodell)

# TABELLENVERZEICHNIS

1.1	Technische Kenndaten ausgewählter zweiteiliger dieselhydraulischer Triebwagen . . . . .	14
2.1	Kraftschlussausnutzung ausgewählter Triebwagenbaureihen . . . . .	32
2.2	Nutzbremsefaktoren und Leistungs-Hybridisierungspotential . . . . .	36
2.3	Eigen- und Höchstmassen, Längen und Radsatzfolgen verschiedener deutscher Triebwagenbaureihen . . . . .	42
2.4	Maximale Meter- und Radsatzlasten ausgewählter zweiteiliger deutscher dieselhydraulischer Triebwagen . . . . .	42
2.5	Abgeschätzte Massenreserven für das Referenzfahrzeug . . . . .	43
2.6	Hybridklassen unter Berücksichtigung der Massenreserve . . . . .	43
2.7	Fahrzeugdaten des Referenzfahrzeuges . . . . .	46
3.1	Funktion der Komponenten zur Realisierung einer energiesparenden Fahrweise . . . . .	68
4.1	Eingangsparameter für die Speichermodellierung . . . . .	87
4.2	Testzyklus Kolbenspeichersimulation . . . . .	89
4.3	Beschreibung der Volumenstromcharakteristika . . . . .	96
4.4	Parameter der modellierten Hydroaggregate . . . . .	98
4.5	Hauptparameter der hydrostatischen Hybridvarianten . . . . .	105
5.1	Simulationsergebnisse für irreguläre Fahrspiele (HHVT2DM1) . . . . .	114
5.2	Wirkungsgradberechnung für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 . . . . .	116

5.3	Vergleich der ermittelten optimalen Parametrisierungen unter bzw. ohne Einbeziehung der Speichereigenzeit in die systematische Parametervariation . . . . .	138
5.4	Parametrisierung der im Ergebnis der systematischen Parametervariation verglichenen Varianten der Hybridkonfiguration HHVT2DM1 . . . . .	139
5.5	Werteintervall von Vorzugslösungen für die Übersetzungsverhältnisse zur Anbindung der Hydroaggregate . . . . .	141
5.6	Merkmale der bei der Simulation zugrunde gelegten realen Strecken . . . . .	147
6.1	Technische Daten der für die Modellierung ausgewählten Asynchronmaschine . . .	169
6.2	Vergleich der wichtigsten Charakteristika von Doppelschichtkondensatoren und elektrochemischen Energiespeichern (Lithium-Ionen-Technologie) auf Zell-Ebene . . . .	176
6.3	Ausgeführte Speicher mit Doppelschichtkondensatoren . . . . .	183
6.4	Ausgeführte Speicher mit elektrochemischen Zellen auf Lithium-Ionen-Basis . . . .	195
6.5	Ermittelte Soll-Massen für die elektrischen Speicher . . . . .	197
6.6	Parameter der elektrischen Hybridkonfigurationen auf Basis von Doppelschichtkondensatoren . . . . .	199
6.7	Parameter der modellierten elektrischen Speicher auf Basis von Doppelschichtkondensatoren . . . . .	199
6.8	Parameter der elektrischen Hybridkonfigurationen auf Basis von elektrochemischen Speichern . . . . .	200
6.9	Parameter der modellierten elektrochemischen Speicherbatterien . . . . .	200
7.1	Konfiguration der untersuchten Varianten zu EBHVT2DM1 . . . . .	206
7.2	Energiebilanz und Wirkungsgradermittlung für Ladezyklen der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 . . . . .	213
A.1	Daten ausgewählter dieselhydraulischer Triebwagen mit Höchstgeschwindigkeiten bis 120 km/h . . . . .	A-2
A.2	Daten ausgewählter dieselhydraulischer Triebwagen mit Höchstgeschwindigkeiten bis 160 km/h . . . . .	A-2
A.3	Technische Daten ausgewählter Hybridtriebwagen . . . . .	A-7
A.4	Streckenanalyse bezüglich der Beharrungsbremsabschnitte . . . . .	A-22
A.5	Übersicht über die durchgeführten Parametervariationen . . . . .	A-54
A.6	Definition der Größen für die systematische Parametervariation mittels statistischer Versuchsplanung . . . . .	A-55
A.7	Energiebilanz und Wirkungsgradermittlung für Ladezyklen der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 . . . . .	A-95



# ABBILDUNGSVERZEICHNIS

1.1	Alstom Coradia LIREX . . . . .	12
1.2	Dieselhydraulische Triebwagen . . . . .	15
1.3	Auswertung Getriebestatistik BR 612 . . . . .	18
1.4	Ausgewählte simulierte Fahrspiele für Dieseltriebwagen im Regionalverkehr . . . . .	21
1.5	Teillastverhalten des dieselhydraulischen Antriebsstranges der BR 612 . . . . .	22
2.1	Schema serieller Hybrid . . . . .	24
2.2	Schema Parallelhybrid . . . . .	24
2.3	Schema Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb . . . . .	25
2.4	Betriebsmodi am Beispiel eines Elektrohybriden . . . . .	26
2.5	Schema Null-Emissionsbetrieb (Elektrohybrid) . . . . .	27
2.6	Schema Nachladebetrieb (Elektrohybrid) . . . . .	28
2.7	Schema Bremsarbeitsrekuperation (Elektrohybrid) . . . . .	28
2.8	Schema Lastpunktverschiebung (Elektrohybrid) . . . . .	29
2.9	Schema Boostbetrieb (Elektrohybrid) . . . . .	29
2.10	Bei der Speicherauswahl und -auslegung zu beachtende grundlegende Zusammenhänge . . . . .	30
2.11	Ragone-Diagramme verschiedener Speichertypen für mobile Anwendungen . . . . .	31
2.12	Fahrzeugwiderstände ausgewählter Nahverkehrstriebwagen . . . . .	33
2.13	Neigungsabhängige Aufteilung der Verzögerungskräfte für einen Triebwagen . . . . .	34

2.14	Grenzgefälle für Beharrungsbremungen . . . . .	35
2.15	Massen von elektrischen und hydrodynamischen Energiewandlern bezogen auf ihre jeweilige Nennleistung . . . . .	37
2.16	Zusammenhang zwischen Energieinhalt und Masse bei unterschiedlichen Speicherarten . . . . .	38
2.17	Lage des potentiellen Einbauraumes BR 928 . . . . .	39
2.18	Die britische Baureihe 153 . . . . .	40
2.19	Potentielle Einbauräume im Dachbereich von Dieseltriebwagen . . . . .	40
2.20	Schematische Darstellung möglicher Ausführungsvarianten eines parallel-hybriden zweiteiligen Triebwagens . . . . .	44
2.21	Schematischer Aufbau des Referenzfahrzeuges . . . . .	45
3.1	Aufgezeichnetes Geschwindigkeitsprofil für ein ausgewähltes Fahrspiel auf der Strecke Dresden-Görlitz . . . . .	48
3.2	Aufgezeichnetes Profil der Pseudo-Fahrstufen für ein ausgewähltes Fahrspiel auf der Strecke Dresden-Görlitz . . . . .	48
3.3	Ermittelte Fahrzeiten auf der Strecke Dresden-Görlitz . . . . .	50
3.4	Wertebereich und arithmetisches Mittel der protokollierten Haltezeiten . . . . .	51
3.5	Verteilung der protokollierten Haltezeiten . . . . .	51
3.6	Qualitative Darstellung von Fahrweisen mit unterschiedlicher Traktionsleistungsausnutzung . . . . .	53
3.7	Evolution der Modellierung . . . . .	54
3.8	Leitgrößen der fahrdynamischen Steuerung . . . . .	55
3.9	Superkomponenten der fahrdynamischen Steuerung - schematische Darstellung . . . . .	57
3.10	Logik zur Erzeugung binärer Fahr- und Bremsbefehle („SK“ = Superkomponente) . . . . .	58
3.11	Logik zur Umsetzung der binären Fahr- und Bremsbefehle in ein Laststufensignal . . . . .	59
3.12	Schematischer Aufbau eines dieselhydraulischen Antriebsstranges . . . . .	60
3.13	AMESim-Modell des dieselhydraulischen Antriebsstranges . . . . .	61
3.14	Zusammenwirken von Dieselmotor und Strömungsgetriebe mit eingeschaltetem Wandler . . . . .	62
3.15	Mögliche Strategien zur Erzielung einer Energiesparenden Fahrweise im Eisenbahnbetrieb . . . . .	65
3.16	Fahrzeitverlängerung in Abhängigkeit des Auslaufweges (Auslaufanfangsgeschwindigkeit als Parameter) . . . . .	66

3.17	Fahrzeitverlängerung in Abhängigkeit des Auslaufweges (Strecken­neigung als Parameter) . . . . .	66
3.18	Einflussfaktoren auf die Fahrstrategie . . . . .	67
3.19	Steuerungselemente zur Realisierung einer energiesparenden Fahrstrategie . . . . .	68
3.20	Kinematische Größen im Fahrzeugauslauf und beim Bremsen . . . . .	69
3.21	Prinzip des dynamischen Vorschauweges . . . . .	73
3.22	Ermittlung der mittleren Neigung innerhalb des dynamischen Vorschauweges . . . . .	73
3.23	Notwendigkeit der Korrektur der Fahrzeitprognose . . . . .	74
3.24	Verläufe von Soll- und Ist-Fahrzeit über der Zeit . . . . .	75
3.25	Vergleich von Simulationsergebnissen zur energiesparenden Fahrweise . . . . .	77
3.26	Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten . . . . .	79
3.27	Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten mit angepasster Aufschalt­charakteristik . . . . .	79
3.28	Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten mit angepasster Fahrzeit und Aufschalt­charakteristik . . . . .	80
4.1	Schematischer Aufbau eines Kolbenspeichers mit Nachschaltflasche(n) . . . . .	82
4.2	Zustandsänderungen im p-V-Diagramm . . . . .	84
4.3	Zusammenhang von Speichereigenzeit und Hysterese . . . . .	85
4.4	Energie im p-V-Diagramm . . . . .	86
4.5	Modellverifizierung: Druckverläufe . . . . .	88
4.6	Speichertestmodell in AMESim . . . . .	90
4.7	Energieaufnahme und -abgabe sowie Speicherwirkungsgrad in Abhängigkeit des Arbeitsdruckverhältnisses bei konstanten Randbedingungen . . . . .	91
4.8	p-V-Diagramme für verschiedene Nachschaltvolumina . . . . .	92
4.9	Energieabgabe des Kolbenspeichers bei veränderlichem Nachschaltvolumen . . . . .	92
4.10	Energieabgabe des Kolbenspeichers in Abhängigkeit der Speichereigenzeit . . . . .	93
4.11	Abhängigkeit der Energieabgabe des Kolbenspeichers von der Umgebungstemperatur . . . . .	94
4.12	Abhängigkeit der Energieabgabefähigkeit des Speichers vom Betrag des Ölvolumenstromes . . . . .	95
4.13	Abhängigkeit des Energieabgabevermögens des Kolbenspeichers vom zeitlichen Verlauf des Ölvolumenstromes . . . . .	96

4.14 Vereinfachtes Schema des hydraulischen Hybridzweiges . . . . .	99
4.15 Teilmodell der hydrostatischen Steuerungs- und Leitungselemente . . . . .	100
4.16 Grenzggeschwindigkeiten für den Betrieb der Hydroaggregate . . . . .	101
4.17 Zusammenhang von Bremsausgangsgeschwindigkeit und maximalem Fördervolumen (System aus 2x2 Pumpen unterschiedlichen Typs) . . . . .	102
4.18 Schematische Darstellung der Einflüsse auf die Hydrospeicherkonfiguration . . . . .	104
4.19 Ragone-Diagramm für verschiedene hydrostatische Speicherkonfigurationen sowie die definierten Hybridvarianten . . . . .	104
5.1 Auswirkung von Hybrid-Betriebsstrategien - Beispiel 1 . . . . .	109
5.2 Auswirkung von Hybrid-Betriebsstrategien - Beispiel 2 . . . . .	110
5.3 Null-Emissionsbetrieb HHVT2DM1 mit unterschiedlich langen emissionsfrei durchfahrenen Strecken . . . . .	112
5.4 Effekt der Hybridisierung bei straffer Fahrweise (Beispiel-Fahrzyklus 1 mit Abfahrverspätung) . . . . .	113
5.5 Effekt der Hybridisierung bei gestörtem Fahrspiel (Beispiel-Fahrzyklus 1) . . . . .	113
5.6 Zustandsgrößen des Speichergases im dreidimensionalen Zustandsraum . . . . .	115
5.7 Fahrschaubild und Speichergaszustandsgrößen ( $p, V$ ) . . . . .	115
5.8 Kolbenspeicherladezyklus für thermisch isoliertes vs. nicht isoliertes Speichergas . . . . .	118
5.9 Effekt der Speicherisolierung . . . . .	118
5.10 Gegenüberstellung von Einzel- und Gruppensteuerung der Hydroaggregate . . . . .	119
5.11 Geschwindigkeitsprofil, Neigung und Kraftstoffverbrauch für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf einer Flachlandstrecke . . . . .	120
5.12 Verlauf von Traktions- und regenerativer Bremskraft an den Treibrädern, konventioneller Bremskraft und effektiv ausgenutztem Kraftschluss . . . . .	121
5.13 Verlauf der Zustandsgrößen Volumen, Druck und Temperatur des Speichergases sowie der hydraulischen Verschiebearbeit des Hydrospeichers) . . . . .	121
5.14 Bremsung aus 70 km/h und Beschleunigung nach anschließendem Fahrzeughalt (HHVT2DM1) . . . . .	122
5.15 Kräfte und Kraftschluss beim Beschleunigen und Bremsen (HHVT2DM1) . . . . .	123
5.16 Verlauf der Speicherzustandsgrößen bei Bremsung, Stillstand und Beschleunigung (HHVT2DM1) . . . . .	123
5.17 Gegenüberstellung der simulierten Fahrspiele für die unterschiedlichen hydraulischen Hybridvarianten . . . . .	125

5.18 Kraftschlussausnutzung bei einem Übersetzungsverhältnis der Anschlussgetriebe des Hybridzweiges von $i=3$ (HHVT2DM1) . . . . .	126
5.19 Fahrspiel 1 mit Beharrungsbremsabschnitten . . . . .	128
5.20 Fahrspiel 2 mit Beharrungsbremsabschnitten . . . . .	128
5.21 Variablen und Restriktionen bei der Parametervariation der hydrostatischen Hybridkonfigurationen . . . . .	131
5.22 Stärke des Einflusses der variierten Parameter auf Kraftstoffverbrauch Rekuperationswirkungsgrad . . . . .	132
5.23 Schematische Darstellung der Lösungssuche mittels genetischem Algorithmus . . . . .	133
5.24 Beispielhafter Verlauf der systematischen Lösungssuche (Ziel: minimaler Kraftstoffverbrauch) . . . . .	133
5.25 Auf den simulierten Minimalwert bezogene, simulierte Kraftstoffverbräuche für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 in Abhängigkeit von Übersetzungsverhältnissen, Speichereigenzeit und mittlerer Bremsverzögerung, Optimierungsziel: minimaler Kraftstoffverbrauch . . . . .	134
5.26 Auf den simulierten Maximalwert bezogene, berechnete Rekuperationswirkungsgrade für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 in Abhängigkeit von Übersetzungsverhältnissen, Speichereigenzeit und mittlerer Bremsverzögerung, Optimierungsziel: maximaler Rekuperationswirkungsgrad . . . . .	135
5.27 Mittels systematischer Parametervariation ermittelte bezogene Kraftstoffverbräuche und Rekuperationswirkungsgrade, Optimierungsziel: minimaler Kraftstoffverbrauch bei maximalem Wirkungsgrad . . . . .	136
5.28 Günstige Übersetzungsverhältnisse für die mechanische Anbindung der Hydroaggregate . . . . .	137
5.29 Variantenvergleich als Ergebnis der systematischen Parametervariation für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf Strecke A . . . . .	139
5.30 Variantenvergleich als Ergebnis der systematischen Parametervariation für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf Strecke B . . . . .	140
5.31 Erforderliche Kraftschlussausnutzung . . . . .	140
5.32 Günstige Parametrisierungen für die Hybridvarianten HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT1DM auf den Strecken A, B und C . . . . .	142
5.33 Spektren günstiger Parametrisierungen für die hydrostatischen Hybridvarianten auf den Strecken A, B und C . . . . .	142
5.34 Grenzgeschwindigkeiten und Kraftschlussausnutzung der hydrostatischen Energiewandler . . . . .	144
5.35 Vorgehensweise bei der Festlegung der Übersetzungsverhältnisse für die mechanische Anbindung der hydrostatischen Komponenten . . . . .	145
5.36 Kraftschlussausnutzung des Referenzfahrzeuges . . . . .	145

5.37	Darstellung der fahrdynamisch relevanten Parameter einer Strecke . . . . .	148
5.38	Dreistufiger Simulationsprozess mit der bezogenen Fahrzeitabweichung als Gütekriterium . . . . .	150
5.39	Übergabe des Speicherzustandes bei Fahrtrichtungswechsel . . . . .	151
5.40	Simulierte Kraftstoffersparnis für die hydrostatischen Hybridvarianten auf verschiedenen Strecken (komplette Umläufe) . . . . .	152
5.41	Einfluss des mittleren Haltestellenabstandes auf die simulierte Kraftstoffersparnis (hydrostatische Hybridkonfigurationen) . . . . .	153
5.42	Vergleich der Ergebnisse der Streckensimulation in Bezug auf jeweils eine Fahrtrichtung pro Strecke für hydraulische Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit von mittlerem Haltestellenabstand und Längsneigung (qualitativ) . . . . .	153
5.43	Simulationsergebnisse für die untersuchten Flachlandstrecken bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen . . . . .	154
5.44	Simulationsergebnisse für die untersuchten Strecken mit kontinuierlich steigendem/fallenden Höhenprofil bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen . . . . .	155
5.45	Simulationsergebnisse für die untersuchten Strecken mit kuppigem Höhenprofil bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen . . . . .	156
5.46	Simulationsergebnisse in Abhängigkeit der Zugart und des Regelgeschwindigkeitsprofils bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen . . . . .	158
5.47	Ergebnisse der Streckensimulationen auf Fahrspielebene . . . . .	160
5.48	Zusammenhang von Kraftstoffersparnis, Haltestellenabstand und mittlerer Neigung (HHVT2DM0) . . . . .	161
5.49	Ergebnisse der Streckensimulationen auf Fahrspielebene, sortiert nach Neigungskategorien . . . . .	162
5.50	Simulierte Kraftstoffeinsparungen für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit „Leistungs-Hybridisierungs-Potentials“ . . . . .	163
5.51	Simulierte Kraftstoffeinsparungen für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit der Nutzbremsefaktoren . . . . .	164
5.52	Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten hydrostatischen Hybridkonfigurationen . . . . .	164
6.1	Übersichtsdarstellung des AMESim-Modells für die Simulation des elektrischen Hybridzweiges . . . . .	166
6.2	Neu entwickelte AMESim-Komponente zur Abbildung einer Drehstromasynchronmaschine mittels Effektivgrößen für Ströme und Spannungen . . . . .	171
6.3	T-Ersatzschaltbild einer Drehstromasynchronmaschine . . . . .	172
6.4	Schaltbild der leistungselektronischen Verbindung von elektrischen Energiewandlern und -speichern des Hybridzweiges . . . . .	173

6.5	Modellkomplex Leistungselektronik . . . . .	175
6.6	Elektrisches Ersatzschaltbild und Verhalten eines Doppelschichtkondensators . . . .	177
6.7	Einfluss von Zellspannung und Temperatur auf die Lebensdauer von Doppelschichtkondensatoren . . . . .	178
6.8	Charakteristika verschiedener Doppelschichtkondensator-Zellen . . . . .	179
6.9	Gegenüberstellung von theoretischer und effektiver Leistungsfähigkeit von Doppelschichtkondensatoren . . . . .	179
6.10	Qualitative Abhängigkeit der Größen Spannung, Kapazität, Widerstand und Strom eines Speichermoduls aus parallelen Strängen von Doppelschichtkondensatoren . .	182
6.11	Speichermassen- und Speichervolumenfaktoren für verschiedene Doppelschichtkondensator-Speichermodule . . . . .	183
6.12	Ragone-Diagramm unterschiedlicher elektrochemischer Speicherarten . . . . .	185
6.13	Typische Verläufe von Zellspannung und Innenwiderstand elektrochemischer Speicher . . . . .	186
6.14	Darstellung der prinzipiellen Entwicklung von Zellinnenwiderstand und Kapazität im Zuge der kalendarischen und zyklischen Alterung . . . . .	187
6.15	Zusammenhang von ausgenutztem Ladehub und der Zyklenlebensdauer elektrochemischer Speicher . . . . .	188
6.16	Temperaturverhalten elektrochemischer Speicher (qualitative Darstellung) . . . . .	189
6.17	Einfache Ersatzschaltung zur Simulation elektrochemischer Speicher . . . . .	190
6.18	Erweitertes Ersatzschaltbild zur Simulation elektrochemischer Speicher . . . . .	191
6.19	Umsetzung des Ersatzmodells 2. Ordnung in der Simulationsumgebung AMESim	192
6.20	Simulierte Spannungsverläufe für Ladung und Entladung mit konstanten Strömen	193
6.21	Simuliertes Zeitverhalten der Klemmenspannung für zeitlich veränderliche Ströme	193
6.22	Gegenüberstellung von theoretischer und effektiver Leistungsfähigkeit von elektrochemischen Speichern auf Lithium-Ionen-Basis . . . . .	194
6.23	Modellierung der elektrochemischen Speicherbatterie und ihre Anbindung an den Hybridzweig . . . . .	196
6.24	Spannungsbegrenzungsregler zur indirekten Beeinflussung des Batteriestroms . .	197
7.1	Beispielhafte Abfolge von Fahrspielen zur Demonstration des Zeitverhaltens der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 . . . . .	203
7.2	Beispielhafte Abfolge von Fahrspielen zur Demonstration des Zeitverhaltens der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 . . . . .	205
7.3	Simulationsergebnisse für die Basiskonfiguration EBHVT2DM1 auf Strecke 2 . . . .	206

7.4	Simulationsergebnisse für die im Vergleich sparsamste Parameterkonfiguration für EBHVT2DM1 auf Strecke 2 . . . . .	206
7.5	Vergleich der simulierten Kraftstoffeinsparung für Varianten zur Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 . . . . .	208
7.6	Simulierte Fahrspiele bei Null-Emissionsbetrieb im Falle der elektrischen Hybridkonfigurationen ECHVT2DM1 und EBHVT2DM1 für emissionsfrei zurückgelegte Wegstrecken zwischen 100 und 500 m . . . . .	209
7.7	Fahrspiele und Lade-/Entladezyklen für die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 . . . . .	212
7.8	Qualitative Darstellung der Wirkungsgradverläufe der Drehstromasynchronmaschinen . . . . .	213
7.9	Rekuperationswirkungsgradbereiche der modellierten Hybridvarianten . . . . .	214
7.10	Teilstreckenbezogene Kraftstoffeinsparungen in Abhängigkeit von Haltestellenabstand und Neigung für die Hybridkonfigurationen ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1 . . . . .	217
7.11	Simulierte Kraftstoffeinsparung für die Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensator-Speichern in Abhängigkeit von Strecke, Fahrtrichtung und Betriebsart . . . . .	218
7.12	Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten elektrischen Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensator-Speichern . . . . .	218
7.13	Einspareffekte durch die Variation der Fahrzeitreserve für ein konventionelles Fahrzeug und die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 auf der Strecke 2 im Regionalbahnbetrieb . . . . .	219
7.14	Teilstreckenbezogene Kraftstoffeinsparungen in Abhängigkeit von Haltestellenabstand und Neigung für die Hybridkonfigurationen EBHVT2DM0 und EBHVT2DM1 . . . . .	222
7.15	Simulierte Kraftstoffeinsparung für Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Energiepeichern in Abhängigkeit von Strecke, Fahrtrichtung und Betriebsart . . . . .	223
7.16	Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten elektrischen Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Energiespeichern . . . . .	223
8.1	Simulationsergebnisse hinsichtlich der erzielbaren Kraftstoffeinsparung für die Hybridklassen HVT2DM0 und HVT2DM1 in Abhängigkeit der mittleren Haltestellenabstände der betrachteten Strecken . . . . .	228
8.2	Vergleich der streckenbezogenen simulierten Kraftstoffeinsparungen für die Hybridkonfigurationen mit je zwei konventionellen Antriebsanlagen und einer Massenbegrenzung des hybriden Antriebszweiges auf ca. 2,4 t (Hybridklasse HVT2DM0) bzw. 5,0 t (Hybridklasse HVT2DM1) . . . . .	229
8.3	Vergleich der streckenbezogenen simulierten Kraftstoffeinsparungen für die Hybridkonfigurationen mit einer konventionellen Antriebsanlage und einer Masse des hybriden Antriebszweiges von ca. 7 t . . . . .	230
8.4	Vergleich der Hybridkonfigurationen auf Basis elektrochemischer Energiespeicher mit solchen auf Basis hydro- oder elektrostatischer Energiespeicher hinsichtlich der simulierten Kraftstoffersparnis für unterschiedliche Strecken und Hybridklassen . . . . .	233



A.1	Dieselhydraulische Triebwagen verschiedener europäischer Eisenbahnverkehrsunternehmen . . . . .	A-3
A.2	Anteile verschiedener Fahrzustände an der Gesamtfahrzeit (Datenbasis: Aufzeichnung von in der Getriebesteuerung erfasster Daten während realer Fahrten . . . . .	A-5
A.3	Beispiele ausgeführter Hybridtriebwagen . . . . .	A-6
A.4	Hybrid-Rangierlok BR 203H von ALSTOM . . . . .	A-8
A.5	Hybrid-Rangierlok Railpower GG-20B („GreenGoat“) der Union Pacific . . . . .	A-9
A.6	Versuchsträger Baureihe BB 63413 „Plathée“ der SNCF . . . . .	A-9
A.7	Grundmodell zur Simulation von Spitzfahrten . . . . .	A-31
A.8	Grundmodell mit Steuerungselementen zur Realisierung einer energiesparenden Fahrweise . . . . .	A-32
A.9	Beispiele für Fahrspielvarianten, die durch die Variation der Parameter des Laststufwählers erzeugt werden können . . . . .	A-33
A.10	Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch (HHVT2DM1, Strecke A) . . . . .	A-56
A.11	Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch für Strecke A . . . . .	A-56
A.12	Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad (HHVT2DM1, Strecke A) . . . . .	A-57
A.13	Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad für Strecke A . . . . .	A-57
A.14	Wechselwirkungsdiagramme (HHVT2DM1, Strecke A) . . . . .	A-58
A.15	Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch (HHVT2DM1, Strecke B) . . . . .	A-59
A.16	Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch für Strecke B . . . . .	A-59
A.17	Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad (HHVT2DM1, Strecke B) . . . . .	A-60
A.18	Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad für Strecke B . . . . .	A-60
A.19	Wechselwirkungsdiagramme (HHVT2DM1, Strecke B) . . . . .	A-61
A.20	Streckenparameter Strecke 1 . . . . .	A-62
A.21	Streckenparameter Strecke 2 . . . . .	A-63
A.22	Streckenparameter Strecke 3 . . . . .	A-64
A.23	Streckenparameter Strecke 4 . . . . .	A-65

A.24 Streckenparameter Strecke 5 . . . . .	A-66
A.25 Streckenparameter Strecke 6 . . . . .	A-67
A.26 Streckenparameter Strecke 7 . . . . .	A-68
A.27 Streckenparameter Strecke 7NT . . . . .	A-69
A.28 Streckenparameter Strecke 8 . . . . .	A-70
A.29 Streckenparameter Strecke 8NT . . . . .	A-71
A.30 Simulierte Geschwindigkeitsverläufe und Kraftstoffverbrauch für die Hybridkonfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM auf Strecke 7 (Rückrichtung)	A-72
A.31 Simulierte Verläufe der Zustandsgrößen Druck und Temperatur im Hydrospeicher für die Konfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM bei einer Fahrt auf Strecke 7 im Regionalbahnbetrieb . . . . .	A-73
A.32 Simulierte effektive Kraftschlussausrutzung für die Konfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM (Fahrt auf Strecke 7 im Regionalbahnbetrieb) . . . . .	A-74
A.33 Wirkungsgrad-Kennfeld der modellierten Drehstrom-Asynchronmaschine . . . . .	A-75
A.34 Drehmomentcharakteristik einer Drehstrom-Asynchronmaschine als Resultat der gezielten Regelung von Speisefrequenz und Statorspannung . . . . .	A-76
A.35 Im Teilmodell für die Regelung der Asynchronmaschine hinterlegte Charakteristiken zur Ermittlung der Soll-Werte für Speisespannung und -frequenz . . . . .	A-77
A.36 Simulierte Fahrspiele bei Null-Emissions-Betrieb im Falle der elektrischen Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 bei einer erhöhten Anfangsladung zu Beginn der Fahrspiele . . . . .	A-93
A.37 Fahrspiele und Lade-/Entladezyklen für die Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 . . . . .	A-94
A.38 Simulationsergebnisse (Grundmodell vs. Hybridkonfiguration ECHVT2DM1) für ein Fahrspiel mit einem Haltestellenabstand von $s_H=3,65$ km bei Befahrung in beiden Fahrrichtungen . . . . .	A-96
A.39 Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicher-spannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration ECHVT2DM0 bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb . . . . .	A-98
A.40 Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicher-spannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb . . . . .	A-99
A.41 Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicher-spannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration EBHVT2DM0 bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb . . . . .	A-100

A.42 Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicher- spannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rück- richtung) im Regionalbahnbetrieb . . . . .	A-101
A.43 Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfiguratio- nen der Klasse HVT2DM0 . . . . .	A-103
A.44 Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfiguratio- nen der Klasse HVT2DM1 . . . . .	A-103
A.45 Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfiguratio- nen der Klasse HVT1DM . . . . .	A-104



# 1 EINLEITUNG

## 1.1 VORBEMERKUNGEN

Schienenfahrzeuge sind, eine hohe Auslastung vorausgesetzt, nach dem Fahrrad das umweltfreundlichste Landverkehrsmittel. Trotzdem hat das Problem der Steigerung der Energieeffizienz im letzten Jahrzehnt für die Betreiber und Hersteller von Schienenfahrzeugen beträchtlich an Bedeutung gewonnen. Die Gründe hierfür liegen vor allem in den steigenden Primärenergiekosten sowie in der sich stetig verschärfenden Umweltgesetzgebung. In den letzten Jahren haben die Hersteller von Antriebskomponenten für Schienenfahrzeuge große Anstrengungen unternommen, die Leistungsübertragungsanlagen gerade auch hinsichtlich ihrer Energieeffizienz zu optimieren. So ist es gelungen, in wichtigen Betriebspunkten sowohl elektrisch als auch hydrodynamisch Übertragungswirkungsgrade von über 85% zu realisieren [39].

Andererseits wurden seit den 80er Jahren des vergangenen Jahrhunderts große Anstrengungen unternommen, energiesparende Fahrstrategien zu entwickeln und umzusetzen [78, 85, 89, 151]. Energiesparendes Fahren ist jedoch eng mit betrieblichen Randbedingungen (Fahrplanlage, Räumzeiten etc.) verknüpft, sodass gegebenenfalls vorhandene Einsparpotentiale in der Realität oft nicht vollkommen ausgeschöpft werden können.

Bei elektrischen Fahrzeugen kann nach flächendeckender Einführung der Drehstromantriebstechnik vielfach die Möglichkeit genutzt werden, Fahrzeuge oder Fahrzeugverbände teilweise oder ausschließlich elektrisch zu bremsen und dabei einen Teil der kinetischen Energie der Fahrzeugbewegung über die generatorisch wirkenden Fahrmotoren mit Hilfe der Leistungselektronik in das Fahrleitungsnetz zurück zu speisen. Bei der Dieseltraktion, die insbesondere im Nah- und Regionalverkehr außerhalb großer Ballungsräume einen Großteil der Verkehrsleistungen erbringt, ist diese Möglichkeit bisher nicht gegeben, da die kinetische Energie der Fahrzeuge nur in Wärme umgewandelt werden kann, wenn sie dem Transportprozess entzogen werden soll.

Die Hybridisierung von Triebfahrzeugen erlaubt es, diesen technologischen Nachteil zumindest teilweise zu kompensieren. Durch das Mitführen geeigneter Energiespeicher auf den Fahrzeugen wird eine Energierückgewinnung während der Bremsung (Bremsarbeitsrekuperation) ermöglicht. Die zwischengespeicherte Energie kann dann beim erneuten Anfahren erneut für Traktionszwecke bereitgestellt werden. Während die Hybridisierung von dieselektrischen Fahrzeugen verhältnismäßig einfach durch die Einbindung eines elektrischen oder elektromechanischen Speichers erfolgen kann, stellt sich die Situation bei dieselhydraulischen Fahrzeugen etwas komplexer dar (siehe Kapitel 2).

Die vorliegende Arbeit untersucht deshalb Triebwagen mit hydrodynamischer Leistungsübertragung. Damit wird auch der Tatsache Rechnung getragen, dass im deutschen Eisenbahnnetz die Anzahl dieser Fahrzeuge die solcher mit elektrischer Leistungsübertragung klar übertrifft [52]. Allerdings stellen Triebwagen mit hydromechanischer Leistungsübertragung in Deutschland die

größte Fahrzeugkategorie innerhalb der Gesamtheit aller Verbrennungstriebwagen dar. Bei diesen dient ein hydrodynamischer Wandler allein dem Anfahren des Fahrzeuges. Er wird bei höheren Geschwindigkeiten mechanisch überbrückt, sodass sich eine rein mechanische Übertragung der Traktionsleistung mit hohem Wirkungsgrad ergibt. Eine Vielzahl von Aussagen, die im Folgenden für dieselhydraulische Triebwagen getroffen werden, lassen sich jedoch sinngemäß auf solche mit hydromechanischen Getrieben übertragen.

Nachfolgend wird zunächst der Erkenntnisstand hinsichtlich der Hybridisierung von Schienenfahrzeugen dargestellt (Abschnitt 1.2), wie er sich aus Dissertationen und anderen wissenschaftlichen oder technischen Veröffentlichungen rekonstruieren lässt. Daran anschließend erfolgt eine kurze Darstellung realisierter Hybridfahrzeugprojekte, sofern diese durch Veröffentlichungen dokumentiert worden sind (Abschnitt 1.2.2). Bevor im 2. Kapitel einige grundlegende Überlegungen zur Hybridisierung von dieselhydraulischen Triebwagen dargelegt werden, erfolgt in Abschnitt 1.4 zunächst eine grundsätzliche Charakterisierung dieser Fahrzeuge.

Kapitel 3 enthält eine Beschreibung des für die durchgeführten Untersuchungen entwickelten fahrdynamischen Simulationsmodells eines dieselhydraulischen Triebwagens. Im anschließenden Kapitel 4 wird das entwickelte Hybridkonzept auf hydrostatischer Basis beschrieben und die Umsetzung der Modellierung des Hybridzweiges beschrieben.

Die Simulationsergebnisse für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen werden im Abschnitt 5 dargestellt.

Hybridkonfigurationen mit elektrischen Energiespeichern und -wandlern sowie die dazugehörigen Simulationsergebnisse werden in den Kapiteln 6 und 7 dargestellt, bevor im abschließenden Abschnitt 8 eine Gegenüberstellung der betrachteten Hybridvarianten erfolgt und im Ergebnis der durchgeführten Simulationen abschließende Empfehlungen zur Hybridisierung dieselhydraulischer Triebwagen gegeben werden.

## **1.2 DARSTELLUNG DES ERKENNTNISSTANDES ZUR HYBRIDISIERUNG VON SCHIENENFAHRZEUGEN**

### **1.2.1 Wissenschaftliche Studien**

#### **Dissertation Nuß**

Bereits im Jahre 1991 entstand an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen eine von Joachim Nuß verfasste Promotionsschrift, die sich mit der Hybridisierung von Verbrennungstriebwagen für den Nahverkehr befasst [126]. Ausgangspunkt der dort angestellten Überlegungen war das Bestreben, den Antriebsstrang von Dieseltriebwagen energetisch zu optimieren und das Beschleunigungsverhalten dieser Fahrzeuge zu verbessern. Auf Grundlage eines mittelschweren Triebwagens vom Typ DH1 (40 t) wurde eine Konzeptbewertung verschiedener alternativer Antriebe durchgeführt, ohne diese jeweils im Detail zu optimieren. Es wurden in der Untersuchung nur dieselhydraulische Triebwagen betrachtet, da der damalige Fahrzeugbestand der Deutschen Bundesbahn noch keine dieselelektrischen Triebwagen-Baureihen umfasste.

Für die im Rahmen der Nuß'schen Untersuchung durchgeführten Simulationsrechnungen wurde auf 3 reale sowie mehrere selbst erzeugte synthetische Streckenprofile zurückgegriffen. Bei erstgenannten handelt es sich um eine Strecke für den Vorort-Verkehr sowie eine Mittelgebirgs- und eine Flachlandstrecke, die jeweils als repräsentativ postuliert werden. Bei den synthetischen Streckenprofilen wurde eine ebene, gerade Strecke zugrunde gelegt und die Regelgeschwindigkeit sowie der Haltestellenabstand variiert.

Nuß weist einerseits auf die Notwendigkeit hoher Anfahrbeschleunigungen hin, um mittels der Fahrweise einen Kraftstoffeinspareffekt zu erzielen, bleibt aber sonst dem Trapezfahrtschaubild verhaftet und vernachlässigt die Technik der energiesparenden Fahrweise im Eisenbahnbetrieb weitgehend.

Bei der Auswahl geeigneter Energiespeicher für die zu untersuchenden Hybrid-Antriebssysteme

kommt Nuß zu dem Schluss, dass allein Schwungrad- und Druckspeicher infrage kämen. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass sich die elektrische Speichertechnik seitdem beträchtlich weiterentwickelt hat und deshalb weder die heute verfügbaren Doppelschichtkondensatoren, noch Nickel-Metallhydrid- oder Lithium-Ionen-Batterien bei der Analyse berücksichtigt wurden. Bei der Konzeption der Hybridsysteme geht Nuß von folgenden Prämissen aus:

1. Konventioneller und unkonventioneller Antriebsstrang sind unabhängig voneinander voll funktionsfähig (Parallel-Hybrid).
2. Das gesamte Rekuperationspotential eines Triebwagens mit 40 t Masse und einer Bremsausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h soll hinsichtlich des Speicherenergieinhaltes ausgeschöpft werden können.
3. Das Beschleunigungsvermögen soll im Vergleich zum Referenzfahrzeug verbessert werden.
4. Ein hoher Regelungsaufwand ist zu vermeiden.
5. Das Vorhandensein eines ausreichenden Bauraums unter dem Fahrzeug ist gewährleistet.

Es werden in der Arbeit drei Hybridvarianten simuliert, von denen eine ein hydrostatisches System und die anderen beiden eines mit Schwungmassenspeicher abbilden. Das hydrostatische System („Hybrid I“) besteht aus einem Hoch- und einem Niederdruckspeicher sowie zwei Hydraulikmaschinen, die über eine einfache Getriebestufe (Übersetzungsverhältnis: 1) mit dem Hauptantriebsstrang verbunden sind. Die Modellierung der hydrostatischen Energiewandler erfolgt kennfeldbasiert, während die des Speichers auf einer Realgas-Gleichung für Stickstoff beruht. Es wird eine Zusatzmasse von 5 t für den unkonventionellen Antriebszweig veranschlagt.

Für die Hybridvarianten mit Schwungmassenspeicher veränderte Nuß den konventionellen Antriebsstrang grundlegend, indem er das Strömungsgetriebe durch ein Lastschaltgetriebe ersetzte, einen nicht näher spezifizierten „Drehmomentwandler“ vorsah und den Schwungmassenspeicher mittels eines hydrostatisch gesteuerten cvt-Getriebes mit nachgeschaltetem Reduziergetriebe anschloss. In einer Variante („Hybrid II“) erfolgte die Einbindung des unkonventionellen Antriebsstranges vor dem Eingang des Lastschaltgetriebes und in der zweiten Variante („Hybrid III“) hinter dem Ausgang des Lastschaltgetriebes. Der Energieinhalt der vorgesehenen stählernen Doppel-Rotor-Speicher betrug ca. 6,2 kWh. Es wurde eine Zusatzmasse von 2 t für beide Hybridvarianten mit Schwungmassenspeichern veranschlagt.

Bei der Simulation der Hybridvarianten wurden drei unterschiedliche Betriebsstrategien verfolgt, von denen zwei auf die maximale Verkürzung der Fahrzeit abzielen und lediglich die dritte eine größtmögliche Kraftstoffverbrauchsreduktion zum Ziel hat. Bei zwei der modellierten Betriebsregime wird auf eine ausgeglichene Energiebilanz der Speicher geachtet (Speicherzustand am Simulationsbeginn = Speicherzustand am Ende der Simulation), während bei einem betrachteten Szenarium davon ausgegangen wird, dass die Speicher bei Fahrzeugstillstand durch den konventionellen Antriebsstrang nachgeladen werden können. Aufgrund der von Nuß festgelegten Prämissen und der in den Simulationen nicht berücksichtigten Wendezeiten am Endbahnhof wird für die Speicherzyklen des hydrostatischen Systems eine in der Promotionschrift nicht näher erläuterte „Kompromiss“lösung gewählt.

Nuß untersuchte mittels Parametervariation die Einflussgrößen Haltestellenabstand und zulässige streckenseitige Höchstgeschwindigkeit auf den Kraftstoffverbrauch anhand synthetischer Streckenprofile. Anschließend wird eine Übersicht der Simulationsergebnisse für die drei erwähnten realen Strecken gegeben. Für das Hybridkonzept auf hydrostatischer Basis ermittelte Nuß ein streckenabhängiges Kraftstoffeinsparpotential von 8,1 bis 15,8 %, während für die Hybridvarianten mit Schwungmassenspeichern eine Kraftstoffersparnis zwischen 17,7 und 33,3 % prognostiziert wurde.

In seiner Bewertung hebt Nuß die Unkompliziertheit der hydrostatischen Hybridvariante hinsichtlich ihres Aufbaus und ihrer Applizierbarkeit hervor, weist jedoch auch auf den hohen Bauraumbedarf sowie die hohe Zusatzmasse des Systems hin. Die Wahl eines „direkt auf die Radsatzgetriebe wirkenden“ [126] Systems mit Schwungradspeicher erschien unter den damaligen Bedingungen im Ergebnis von Nuß' Studien die günstigere Lösung, obwohl ein erheblicher Entwicklungsaufwand für das Energie- bzw. Leistungsmanagement beim Zusammenspiel der Antriebszweige konstatiert wird.

## Dissertation Söffker

Söffker befasste sich in seiner 2006 vorgelegten Promotionsschrift [166] mit der Integration von Schwungmassenspeichern in den dieselektrischen Antriebsstrang eines Nahverkehrstriebzuges. Die Arbeit zielt u.a. auf die Implementierung eines Energiespeichers in ein bestehendes Fahrzeug ab, wodurch sich durch die vorab festgelegte dieselektrische Antriebskonfiguration die Menge der infrage kommenden Speicher auf solche beschränkte, die mit einem elektromechanischen Energiewandler koppelbar sind. Folglich verglich Söffker elektrochemische, elektrostatische und rotatorisch-mechanische Speicher und kommt zu dem Ergebnis, dass Schwungradspeicher aufgrund ihrer hohen → Zyklfestigkeit und ihrer im Vergleich am besten auf das Fahrregime von Nahverkehrs-Dieseltriebwagen abgestimmten Leistungsfähigkeit die günstigste Wahl darstellen. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Evaluation von Möglichkeiten, einen Schwungradspeicher auf einem Versuchstriebwagen vom Typ Alstom Lirex (siehe Abschnitt 1.2.2) zu implementieren sowie einen Ansatz zur Simulation des Systemverhaltens zu entwickeln und zu beschreiben. Die durchgeführten Simulationen basieren auf zwei Referenzstrecken, bei denen es sich einerseits um ein 1,2 km langes Testgleis und andererseits um eine vereinfachte Variante der Strecke von Hamburg nach Cuxhaven handelt. Erstere diente als Grundlage zur Simulation eines S-Bahn-ähnlichen Verkehrs und letztere der Abbildung eines Regional-Express-Fahrzyklus'.

Im Rahmen der durchgeführten Berechnungen bezieht sich Söffker auf die straffe Fahrweise, Betrachtungen zum energiesparenden Fahren beschränken sich auf die punktuelle Abschätzung des Einsparpotentials bei einzelnen Maßnahmen. Er betrachtete im Wesentlichen drei unterschiedliche Betriebsmodi, nämlich den Boostbetrieb, den Energiesparbetrieb sowie den Null-Emissions-Betrieb und variierte dabei den Energieinhalt der Schwungradspeicher. Das Ziel des Boost-Betriebes bestand im Rahmen der Untersuchung Söffkers in der Erzielung der kürzest möglichen Fahrzeit. Der Energiesparbetrieb soll durch das Betreiben des Dieselmotors in der Nähe des energetischen Optimums bei gleichzeitigem Ausgleich der fehlenden Leistung im Vergleich zum konventionellen Referenzfahrzeug durch die Speicher einen zusätzlichen Einspareffekt erzielen, der über den durch die Rekuperation der Bremsarbeit erreichten hinausgeht. Betrachtungen, die zusätzliche Antriebsenergie zur schnelleren Beschleunigung *und* der Verlängerung des Fahrzeugauslaufes zu nutzen, wurden nicht angestellt.

Die von Söffker ermittelten Fahrzeitreduktionen liegen im Bereich von 1-2 % für die Ausstattung mit kleinen, zum Zeitpunkt der Untersuchung kommerziell verfügbaren Schwungmassenspeichern (2 x 2 kWh nominaler Speicherinhalt) und 3 % für Speicher mit größerem Energieinhalt (6 kWh), deren zukünftige Verfügbarkeit angenommen wurde.

Die von Söffker simulierte Kraftstoffersparnis liegt für den S-Bahn-ähnlichen Verkehr je nach Energiespeichergroße zwischen 9 und 17 %, während für das Betriebsregime eines Regionalexpresses 7-10 % errechnet wurden. Das Einsparpotential von 9 % für kurze Haltstellenabstände konnte in der Praxis durch Messungen bestätigt werden.

Für den Null-Emissionsbetrieb ermittelte Söffker mittels Simulation eine Reichweite von 400-700 m mit maximal 16-22 km/h in der Ebene bei der Installation von 2x2 kWh Speicher-Nenn-Energie sowie 2.100-3.300 m mit 41-44 km/h maximaler Geschwindigkeit bei einer Speichergroße von 2x6 kWh.

Überlegungen zum → Downsizing werden angestellt, aber mit Hinweis auf den limitierten Energieinhalt der gewählten Speicher verworfen.

## Dissertation Discher

In seiner im Jahre 2010 vorgelegten Dissertation beschäftigt sich Discher mit der Realisierung eines hydrostatischen Systems zur Bremsarbeitsrekuperation [31]. Auch dort wird eine Evaluierung verschiedener Energiespeicher und -wandler vorgenommen, jedoch kam Discher vor dem Hintergrund der von ihm vorrangig betrachteten dieselhydraulischen Fahrzeuge zu anderen Schlüssen als Söffker. Er stellt die Vorteile der Hydrostatik gegenüber der Elektrik hinsichtlich der Kompaktheit der Energiewandler, der Langlebigkeit und Zuverlässigkeit sowie des Wartungsaufwandes dar.



Discher projektierte ein hydrostatisches Prototyp-System für eine Prüfstandserprobung und führte dazu im Vorfeld Simulationsrechnungen durch, für die ein vorhandenes firmen-internes Berechnungsprogramm für die fahrdynamische bzw. antriebstechnische Auslegung dieselhydraulischer Fahrzeuge um eine Komponente zur Abbildung des Hybridzweiges erweitert wurde. Schwerpunktmäßig befasste sich Discher dabei einerseits mit der Erfassung und Aufbereitung von Streckendaten, da diese nicht vom Netzbetreiber zur Verfügung gestellt wurden. Er stellte ferner einen Ansatz zur Kategorisierung von Eisenbahnstrecken hinsichtlich ihrer fahrdynamisch relevanten Daten (Neigungs-, Radien- und Regelgeschwindigkeitsband) vor, um Aussagen über die Vergleichbarkeit verschiedener Strecken ableiten zu können. Andererseits liegt ein weiterer Schwerpunkt seiner Arbeit auf der mathematisch-physikalischen Modellierung hydrostatischer Energiewandler sowie der Abbildung eines Gasdruckspeichers mit Hilfe von Realgasgleichungen.

Um die Komponenten des projektierten Systems sinnvoll auswählen und eine realistische Anbindung an einen konventionellen dieselhydraulischen Antriebsstrang vornehmen zu können, verglich Discher verschiedene Konzepte (offener vs. geschlossener hydraulischer Kreislauf) und Energiewandler- bzw. Energiespeicherausführungen. Zudem führte er eine umfangreiche Bauraumuntersuchung an ausgewählten Bestandsfahrzeugen durch.

Am Prüfstand wurden von Discher Systemwirkungsgrade zwischen 31 % (geschlossenes System) und 63 % (offenes System) ermittelt. Dieser Umstand, gepaart mit weiteren Vorteilen hinsichtlich des konstruktiven Aufwandes und der Investitionskosten veranlassten ihn, das geschlossene System zu verwerfen und nur das offene weiter zu untersuchen. Dazu wurde eine systematische Parametervariation von charakteristischen Systemgrößen vorgenommen (Speichervolumen, Volumenstrom u.a.). Anschließend wurde am Prüfstand der Belastungszyklus einer Streckenfahrt simuliert und dabei eine energetische Analyse des Systems durchgeführt. Discher zeigt auf, wie das Zusammenwirken von konventionellem und hybridem Zweig aussehen könnte und welche Verbesserungspotentiale es ggf. auszuschöpfen gäbe. Für die Strecke von Aalen nach Ulm prognostizierte Discher aufgrund der Prüfstandsversuche mit dem projektierten System (Speicherinhalt ca. 1 kWh) für ein Fahrzeug der BR 628 eine Kraftstoffersparnis von 5-8%. Für das gleiche Fahrzeug wird für die Anfahrt mit abgestelltem Dieselmotor („Zero-Emission-Betrieb“) eine Reichweite von 900 m bei maximal 25 km/h angegeben. Da die Untersuchung von Discher primär auf die Konzeption und Prüfstandserprobung des hydrostatischen Systems abzielte, sind weiterführende fahrdynamische Untersuchungen bzw. Aussagen zu möglichen Kraftstoffeinsparungen auf anderen Strecken in dem Werk nicht enthalten.

## Fachartikel und Konferenzbeiträge

Zusätzlich zu den bereits erwähnten Dissertationsschriften sind im letzten Jahrzehnt eine Vielzahl von Artikeln und Konferenzbeiträgen veröffentlicht worden, die einen Einblick in Forschungsarbeiten zur Hybridisierung von Schienenfahrzeugen geben. Dabei zeichnen sich die Implementierung von Energiespeichern auf Straßenbahnen, (Rangier-)Lokomotiven und Triebwagen als Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkte ab. Diese alle zusammenfassend darzustellen würde den Rahmen dieser Einführung deutlich sprengen, weshalb sich der Autor auf eine Auswahl von Beiträgen beschränkt, die den im Rahmen dieser Abhandlung behandelten Themen inhaltlich am nächsten kommen. Insbesondere die Einbindung von elektrischen Speichern auf Straßenbahnen erfolgt unter anderen Rahmenbedingungen als bei dieselbetriebenen Fahrzeugen und wird deshalb im Folgenden nicht näher erörtert.

Bereits im Vorfeld der zitierten Dissertation von Nuß [126] wurden an der RWTH Aachen von **Biermann und Schraut** Überlegungen zur Implementierung von Schwungradspeichern auf Dieseltriebwagen angestellt [14]. Motiviert wurden ihre Untersuchungen auch damals (1983) schon von dem Bewusstsein um die Endlichkeit der Erdölressourcen Anstieg der Energiepreise. Zunächst identifizierten Biermann und Schraut auf Basis des sogenannten → Nutzbremsefaktors treffend Relationen mit geringen Haltestellenabständen und damit den Nahverkehr als das Einsatzgebiet mit dem größten Kraftstoffeinsparpotential durch Hybridisierung. Neben grundsätzlichen Überlegungen zu den Erfolgsaussichten wurden auch Berechnungen für einen konkreten Anwendungsfall durchgeführt. Als Referenzfahrzeug wählten Biermann und Schraut Fahrzeuge

der Baureihe 627 der DB, bei denen es sich um einteilige dieselhydraulische Triebwagen mit einer Masse von ca. 40 t handelt. Die Wahl von Stahl-Schwungrädern als geeigneten Speichern wurde damit begründet, dass diese nach damaligem Stand die hinsichtlich Kosten und Masse günstigste Lösung darstellten. Mit Hilfe eines Simulationsprogrammes wurde für eine nicht näher spezifizierte reale Strecke von 22 km Länge mit 3 Zwischenhalten und wechselndem Gefälle eine Kraftstoffersparnis von 20-34 % prognostiziert. Dem liegt allerdings die Annahme zugrunde, dass die Implementierung eines Schwungradspeichers mit 8,6 kWh Energieinhalt realistisch sei. Dies erscheint aus heutiger Sicht als zu hoch gegriffen (siehe [166]).

Im Jahre 2003 veröffentlichte **Nick** einen Artikel, der einige grundlegende Überlegungen zur Nutzung der während des Bremsvorganges gewandelten Energie bei Dieseltriebwagen enthält [114]. Er betrachtete mehrteilige Dieseltriebwagen mit hydromechanischer Leistungsübertragung (BR 642 bzw. BR 643 der DB AG) sowie einer Masse von maximal 90 t und stellte heraus, dass nach einer Beschleunigung auf eine Geschwindigkeit von 120 km/h für ein typisches Nahverkehrsfahrspiel ca. 42 % der maximalen kinetischen Energie während des Bremsvorganges dissipiert werden. Darauf basierend stellte Nick einige einfache Überlegungen an, wie diese Energie ohne die Installation zusätzlicher Speicher zu nutzen sei und schlug ein modifiziertes Hilfsbetriebsleistungs-Management vor. Gemäß der durchgeführten Berechnungen ließen sich durch forciertes Kühlen von Kühlwasser und Fahrgastraum sowie durch die gezielte Aufladung der Fahrzeugbatterie während der Bremsvorgänge bis zu 5 % Kraftstoff einsparen. Dabei wird auf die spezifische Eigenart hydromechanischer Antriebe verwiesen, den Motor während des Fahrzeugauslaufes im Schubbetrieb laufen zu lassen und damit einen Antrieb der mit dem Dieselmotor verbundenen Hilfsaggregate durch die kinetische Energie des Fahrzeuges zu realisieren.

In Ergänzung zu den dargestellten Überlegungen umriss Nick die Möglichkeiten, die sich durch eine Hybridisierung der betrachteten Fahrzeuge ergäben. Er legte sich dabei ohne nähere Begründung von vornherein auf ein elektrisches System aus Energiespeichern und -wandlern fest. Ferner diskutierte Nick verschiedene Hybridkonfigurationen und ihre Funktionalitäten für Triebwagen mit (hydro-)mechanischer und elektrischer Leistungsübertragung. Für das am Beginn der Veröffentlichung postulierte „typische“ Nahverkehrs-Fahrspiel (Haltestellenabstand: 6900 m, Höchstgeschwindigkeit 120 km/h, ebenes Längsprofil) wird ein Einsparpotential zwischen 21 und 29 % prognostiziert. Eine Absenkung der Dieselmotorleistung um 15 % der Nennleistung wird diskutiert, während detaillierte Betrachtungen zur Wechselwirkung von Hybridisierung und energiesparender Fahrweise allenfalls ansatzweise durchgeführt wurden.

An der Universität von Birmingham haben in der zweiten Hälfte des vergangenen Jahrzehnts ebenfalls umfangreichere Untersuchungen zur Hybridisierung von Schienenfahrzeugen stattgefunden. **Hillmansen und Roberts** veröffentlichen dazu im Jahre 2007 einen Fachartikel [53], der sich mit der kinematischen Analyse verschiedener Fahrspiele im schienenengebundenen Nah- bzw. Regionalverkehr und Fernverkehr befasst. Dabei wird mittels fahrdynamischer Simulation der Leistungsbedarf an den Treibrädern berechnet und die so ermittelten Leistungsprofile nochmals mit einem weiteren Modell bewertet, das die Leistungsflüsse in einem seriellen Hybridfahrzeug abzubilden in der Lage ist. Letzteres ist so konfiguriert, dass ein Grundlastanteil mittels des konventionellen Antriebszweiges erzeugt wird, wobei der Verbrennungsmotor verbrauchsoptimal betrieben wird. Der Hybridzweig dient demgegenüber der Generierung von Leistungsspitzen und der Aufnahme der während des Bremsvorganges gewandelten Energie. Die so ermittelten Einsparwirkungen sind damit vor allem auf die Verschiebung des Arbeitspunktes des Verbrennungsmotors und auf die Bremsarbeitsrekuperation zurückzuführen. Die Mechanismen der energiesparenden Fahrweise werden nicht berücksichtigt. Die Autoren modellierten je einen „typischen“ Nahverkehrs- und Fernverkehrstriebzug mit dieselektrischer Leistungsübertragung, ohne sich dabei auf konkrete Fahrzeuge zu beziehen. Es wird bei den Simulationen jeweils eine für die Zugart typische Relation zugrunde gelegt, die auf realen Strecken basiert.

Die Modellierung des Hybrid-Systems erfolgte ohne Bezug auf einen speziellen Speichertyp, es wurden lediglich ein Lade- und ein Entladewirkungsgrad von jeweils 0,8 berücksichtigt. Die Leistung des Hybridzweigs wurde iterativ so lange angepasst, bis der Ladezustand des Speicher zu Beginn und zum Ende der Simulation identisch waren. Eine Leistungs- oder Kapazitätsbeschränkung des Energiespeichers wird nicht berücksichtigt. Hillmansen und Roberts weisen auf die Wichtigkeit der Wirkungsgrade beim Laden und Entladen der Speicher hin und zeigen im Ergebnis einer durchgeführten Parametervariation, dass Hybridzweige mit schlechtem Wirkungsgrad im Falle der betrachteten seriell-hybriden Antriebskonfigurationen sogar zu einem Mehrbedarf an

Kraftstoff führen können. Für Fahrzeuge des Nah- und Regionalverkehrs wird ein Energieeinsparpotential von 35 % und für Fernverkehrszüge von 18 % prognostiziert. Diese Angaben basieren jedoch auf der Annahme, dass sich Speicher mit einem effektiv nutzbaren Energieinhalt von mehr als 10 (Nahverkehr) bzw. 100 kWh (Fernverkehr) auf den jeweiligen Fahrzeugen unterbringen lassen.

Weiterführende Untersuchungen an seriell-hybriden Antriebskonfigurationen für dieselelektrische Fernverkehrstriebzüge wurden von **Wen** et. al im Jahre 2007 veröffentlicht [186]. Wen verfeinerte die Modellierung und sorgte damit für realistischere Randbedingungen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit von Energiespeichern und -wandlern. Er führte Simulationen auf 4 unterschiedlichen britischen Fernverkehrsstrecken durch und untersuchte unter anderem die Zusammenhänge von Energiespeicherinhalt, Streckenprofil, Fahrweise und Kraftstoffersparnis. Dabei zeigte sich, dass der Einfluss des Energieinhalts der Speicher auf die Kraftstoffersparnis streckenabhängig stark schwankt. Es wurden Kraftstoffeinsparpotentiale zwischen ca. 5 und 25 % errechnet.

Ein Autorenkollektiv um **Lu** von der Universität von Birmingham verfasste aufbauend u.a auf der Arbeit von Hillmansen und Roberts [53] im Jahre 2008 einen Konferenzbeitrag zur Analyse von Energiespeichern auf Eisenbahn-Hybridfahrzeugen [92]. Zunächst werden darin prinzipielle Überlegungen zum „Hybridpotential“ angestellt, die im Wesentlichen auf der Ermittlung des → Nutzbremsefaktors für unterschiedliche Haltestellenabstände und Höchstgeschwindigkeiten mit Hilfe eines bestehenden Zugfahrtsimulationsprogrammes beruhen. Dabei wird deutlich, dass es sich bei dem Haltestellenabstand um den primären Einflussfaktor handelt, während das Geschwindigkeitsniveau lediglich einen sekundären, wenngleich aber signifikanten Einfluss hat.

Der Schwerpunkt des Beitrages liegt jedoch auf der Darstellung verschiedener Regelstrategien zur Steuerung der Energieflüsse auf einem Hybridfahrzeug. Es wird ein Überblick über mögliche Ansätze gegeben, ohne dass der Bezug auf einen konkreten Anwendungsfall erfolgt. Die Autoren weisen dabei jedoch darauf hin, dass optimale Lösungen immer an das konkrete Betriebsregime und damit vor allem an die streckenseitigen Randbedingungen (Haltestellenabstand, Neigungs- und Geschwindigkeitsprofil) gebunden sind.

Ein Fachartikel, der dem Thema dieser Dissertation ziemlich nahe kommt, wurde 2010 von **Read et al.** veröffentlicht [143]. Darin wurde der Einfluss der Fahrstrategie auf Hybrid-Dieselmotortriebwagen im Regionalverkehr untersucht. Dazu modellierten die Autoren einen dreiteiligen dieselhydraulischen Triebwagen mit einer Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h, wie er für Großbritannien typisch ist. Die Modellierung des Dieselmotors sowie des Strömungsgetriebes erfolgt kennfeldbasiert, wobei der tatsächlich in den betrachteten Triebwagen installierte Motor mangels vorhandener Daten durch eine Maschine ähnlicher Leistung ersetzt wurde. Ein Algorithmus zur Einfügung von Auslaufabschnitten vor Bremsungen wurde ebenfalls implementiert, sodass durch eine Variation der Auslaufängen eine iterative Annäherung von Fahrplanfahrzeit und simulierter Fahrzeit ermöglicht wurde. Des Weiteren wurde der Effekt einer Absenkung der maximalen Fahrgeschwindigkeit untersucht. Die der Simulation zugrunde gelegten Streckendaten entstammen der Praxis und bilden Regionalverkehrsstrecken der britischen East Anglia - Region ab.

Die von Read und Smith durchgeführten Simulationen bestätigen, dass die Variation der Länge von Auslaufabschnitten die effektivste Möglichkeit darstellt, den Kraftstoffverbrauch konventioneller Fahrzeuge betrieblich zu beeinflussen. Es zeigte sich, dass die Verteilung von Auslaufabschnitten dabei vorzugsweise so erfolgen sollte, dass die fahrplanmäßige *Gesamtfahrzeit* eingehalten wird, während die Fahrzeitzvorgaben für einzelne Teilstreckenabschnitte zu vernachlässigen sind. Betriebliche Zwänge, die in komplexen Eisenbahnnetzen auftreten können, und ein Passieren bestimmter Zwangspunkte im Netz zu definierten Zeiten erfordern, wurden dabei ausgeklammert. Die von Read et. al durchgeführten Untersuchungen zu Hybridfahrzeugen abstrahieren von konkreten Hybridkonfigurationen. Es wird jedoch der Leistungsfluss durch den Hybridzweig während der Bremsvorgänge in drei Stufen variiert (max. 500 kW, max. 1000 kW, unbegrenzte Leistung) und der Effekt auf den Kraftstoffverbrauch in Verbindung mit der erwähnten energiesparenden Fahrstrategie untersucht. Dabei geht es um die Ermittlung des jeweils maximalen Einsparpotentials, weshalb der Wirkungsgrad der Speicher mit 1 angenommen wird. Für von den Autoren nicht näher spezifizierte „reale Systeme“ werden Zyklenwirkungsgrade von 0,5-0,8 angegeben. Ferner analysieren die Autoren, ob es unter den genannten Randbedingungen vorteilhafter sei, mit konstanter Kraft oder mit konstanter Leistung zu bremsen. Für den Betrieb auf Strecken mit geringen Haltestellen zeigte sich dabei ein geringer Verbrauchsvorteil für letztgenannte Variante. Hinsichtlich der Speicherkapazität nahmen Read et al. keinerlei Beschränkungen vor und kommen damit

für den modellierten dreiteiligen Triebwagen auf erforderliche Speichergrößen von bis zu 36 kWh. Die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen zeigen, dass bei Zugrundelegung einer straffen Fahrweise (keine Auslaufabschnitte) eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 40 % berechnet werden kann. Dieser Wert halbiert sich jedoch, wenn ein Ausrollen des Fahrzeuges vor Geschwindigkeitsreduktionen und Halten berücksichtigt wird. Es wird von Read et al. sehr richtig dargestellt, dass die Berücksichtigung einer solchen Fahrstrategie zu realistischeren Ergebnissen führt, da die straffe Fahrweise in der Realität nur in Ausnahmefällen Anwendung findet. Die Notwendigkeit der Anpassung der Hybridausrüstung hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und ihrer Energiespeicherkapazität an die spezifischen Betriebs- und Streckenbedingungen wird hervorgehoben.

Read und seine Mitautoren betonen, dass weitere Untersuchungen zur Applikation konkreter Speichersysteme angestellt werden müssen. Dabei sehen die Autoren besonders in Schwungmassenspeichern ein entsprechendes Potential zur Realisierung hybrider Antriebe.

In Deutschland beschäftigten sich **Leska et. al** mit der Simulation und Optimierung parallelhybrider Eisenbahnfahrzeuge. In [87] wird ein eher allgemein gehaltener Überblick über den Aufbau eines Modells zur fahrdynamischen Simulation elektro-hybrider Schienenfahrzeuge gegeben. Der Schwerpunkt der Betrachtungen liegt dabei auf der Definition sechs verschiedener Fahrzeug-Betriebszustände (reiner Dieselmotorbetrieb, rein elektrischer Betrieb, Boostbetrieb, Nachladebetrieb, Rekuperationsbetrieb, Fahrzeugauslauf). Anhand einer festgelegten Abfolge von Fahrspielen wird den jeweiligen Fahrzuständen jeweils ein Betriebsmodus zugeordnet. Zusätzlich wird eine Zielfunktion für die Minimierung des Kraftstoffverbrauches und der  $\text{NO}_x$ - bzw. der Partikel-Emissionen definiert. Es wird davon ausgegangen, dass es in allen Beschleunigungsabschnitten zu einer Überlagerung der Leistungen von konventionellem und elektrischem Zweig kommt. Das Verhältnis beider Leistungen wird mit dem Ziel variiert, die Verbrauchs-Emissionszielfunktion zu minimieren. Leska et al. stellen dar, dass das Optimum für die jeweilige Minimierung von Kraftstoffverbrauch bzw. Emissionen bei unterschiedlichen Verhältnissen der Leistungen beider Antriebszweige zu suchen ist. Es wird ein Kraftstoffeinsparpotential von 17 % für die zugrundegelegte Abfolge von Fahrzyklen prognostiziert. Die Aussagekraft der Ergebnisse ist jedoch gering, da die Autoren keinerlei Details zu den konkreten Randbedingungen (wie z.B. Streckenprofil, Fahrzeug-, Speicherart, Speichergröße, Übertragungswirkungsgrade,...) ihrer Simulation preisgeben.

Auch **Dittus et al.** vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. beschäftigten sich mit der Hybridisierung von Schienenfahrzeugen [32]. Dabei stand die Betrachtung von Dieselmotortriebwagen mit hydromechanischer Leistungsübertragung im Vordergrund. Es wurde ein fiktiver parallelhybrider Triebwagen mit einem Kombi-Speicher aus elektrochemischen und elektrostatischen Speicherelementen modelliert und simuliert. Leistungs- und Massebeschränkungen wurden bei der Konfiguration der Hybridausrüstung berücksichtigt. Dabei wurde eine maximale Speicherladeleistung von 150 kW bei einem nutzbaren Speicherinhalt von 2,9 kWh sowie eine Zusatzmasse von 1 t je Powerpack zugrunde gelegt. Dittus et al. verfolgten eine Betriebsstrategie, die eine Deckung des Hilfsleistungsbedarfes im Stillstand allein aus den elektrischen Speichern vorsieht. Aufgrund der beschränkten Leistung, mit der die Batterien während der Bremsvorgänge geladen werden können, wurde deshalb ein Nachladebetrieb während Beharrungsfahrten und im Fahrzeugauslauf vorgeschlagen und implementiert. Verschiedene Möglichkeiten der leistungstechnischen Anbindung des Kombinationsspeichers an die elektrischen Energiewandler werden diskutiert und nach Abwägung der Vor- und Nachteile eine Topologie gewählt, die eine Nutzung der elektrochemischen Speicherbatterie für Traktionszwecke ausschließt. Folglich wird zusätzliche Traktionsleistung lediglich durch die Superkondensatoren erzeugt, während der elektrochemische Speicher den Hilfsenergiebedarf bei Fahrzeugstillstand abdeckt und so eine Stilllegung des konventionellen Antriebszweiges bei einem Aufenthalt in Bahnhöfen ermöglicht. Die durchgeführten Simulationen basieren auf synthetischen Streckenprofilen, die ohne Nachweis als „typisch“ für den dieselmotortriebenen Regionalverkehr bezeichnet werden. Eine Nivellierung der simulierten Fahrzeitdifferenzen zwischen konventionellem und hybriden Fahrzeug findet nur insofern statt, als das kürzere Fahrzeiten durch längere Haltezeiten kompensiert werden, um die gleiche Gesamtfahrzeit zu erhalten. In Abhängigkeit von Haltestellenabstand (5-7 km) und maximaler Geschwindigkeit (100-140 km/h) wurden von Dittus et al. für die synthetischen Strecken Kraftstoffeinsparungen zwischen 6 und 13 % ermittelt.

**Neubauer und Neudorfer** berichteten über Simulationen zum Betrieb hybrider dieselektrischer

Nahverkehrstriebzüge [110]. Basierend auf einem Stadler GTW 2/8 - Triebwagen wird von den beiden Autoren untersucht, wie sich die Implementation eines Energiespeichers aus Doppelschichtkondensatoren sowie die Substituierung des herkömmlichen Synchron-Traktionsgenerators durch einen permanenterregten Synchrongenerator auf die Energieeffizienz dieser Fahrzeuge auswirken. Dabei wurden Speicherkonfigurationen mit einem nutzbaren Energieinhalt von 3 bzw. 4 kWh und einer Masse von 1,2 bzw. 1,6 t gewählt. Für die Simulation wurde eine reale Strecke aus dem österreichischen Dieselnetz (Wien-Aspang-Friedberg) zugrunde gelegt und zwischen zwei Zugarten mit unterschiedlichem Haltestellenmuster unterschieden. Der Kraftstoffeinspareffekt durch den permanenterregten Synchrongenerator wird von Neubauer und Neudorfer im Ergebnis der durchgeführten Simulationen streckenunabhängig mit 4 bis 5 % angegeben. Das Kraftstoffeinsparpotential für das Hybridfahrzeug wird abhängig von Zugart und Speichergröße zwischen 13 und 35 % angegeben. Auf den Einfluss der Fahrtrichtung bei Strecken mit ausgeprägt ansteigendem/abfallendem Höhenprofil wird von den Autoren hingewiesen.

## 1.2.2 Ausgeführte Schienenfahrzeuge mit Hybridantrieb

Neben wissenschaftlichen Studien sind im zurückliegenden Jahrzehnt weltweit auch zahlreiche Hybrid-Schienenfahrzeuge gebaut worden, die in den meisten Fällen als Erprobungsträger dienen(ten) oder sich, wie im Falle der japanischen Hybridtriebswagen, bereits im regulären Betriebs-einsatz befinden. Besonders in Japan und den Vereinigten Staaten von Amerika, aber auch in Europa rückt derzeit schon die nächste Generation von Hybridfahrzeugen in den Fokus der Forschung, nämlich Brennstoffzellen-Fahrzeuge, die um einen elektrochemischen Energiespeicher ergänzt werden (siehe u.a. [44, 102, 103, 104, 105, 192]). Die hohen Kosten und geringe Leistungsfähigkeit der heute verfügbaren Brennstoffzellen, eine fehlende Wasserstoff-Infrastruktur sowie ungeklärte Fragen zur Sicherheit von Wasserstofftanks in Fahrzeugen zur Personenbeförderung setzen einer raschen Verbreitung dieser Technologie jedoch vorerst Grenzen [44] und lassen es sinnvoll erscheinen, die Beschäftigung mit „konventionellen“ Hybridfahrzeugen nicht aufzugeben.

In den folgenden Unterabschnitten werden die nach Ansicht des Autors wichtigsten im zurückliegenden Jahrzehnt projektierten Diesel-Hybrid-Schienenfahrzeuge kurz vorgestellt. Eine tabellarische Übersicht zu realisierten Hybrid-Triebwagen sowie eine Auswahl von Fotografien dieser Fahrzeuge enthält Anhang A.4.

### New Energy Train (NE Train)

Seit dem Jahr 2002 wird seitens der Ost-Japanischen Eisenbahngesellschaft (JR East Railway Company) die Entwicklung von Hybrid-Dieseltriebswagen vorangetrieben [43, 66]. Dabei wurde zunächst ein Versuchsträger gebaut, der als „New Energy Train“ oder kurz „NE-Train“ bezeichnet wurde und möglichst viele Baugruppen aus regulären Bestandsfahrzeugen enthalten sollte (z.B. Drehgestelle, Wagenkasten, Fahrmotoren). Es wurde eine dieselektrische Grundkonfiguration des Antriebes gewählt, die durch die Einbindung einer Lithium-Ionen-Batterie in den Zwischenkreis zu einem seriell-hybriden Antrieb erweitert wurde. Das Ergebnis war ein Bo'2'-Triebwagen, der über einen neu entwickelten emissionsarmen Dieselmotor mit einer Leistung von 331 kW verfügte und über einen Drehstrom-Asynchron-Generator zwei Fahrmotoren (ebenfalls Drehstrom-Asynchron-Maschinen) mit je 95 kW Leistung versorgte. Da der Lithium-Ionen-Speichertechnologie auf dem Gebiet der elektrischen Speichertechnik das größte Entwicklungspotential zugetraut wurde, entschied man sich für einen solchen Speicher mit einem Nenn-Energieinhalt von 10 kWh. Bei der Wahl der Antriebskonfiguration spielte von vornherein die Erwägung eine Rolle, den Dieselmotor mittelfristig durch Brennstoffzellen zu ersetzen und den Versuchsträger somit nach Abschluss der Untersuchungen zum diesel-hybriden Antrieb weiter zu nutzen.

Im Jahre 2003 begann der Testbetrieb des „New Energy Train“ auf verschiedenen Strecken im Großraum Tokio [43]. Dabei wurde die Leistungsfähigkeit des Prototyps unter Beweis gestellt und das Wechselspiel unterschiedlicher Betriebszustände untersucht. Das Fahrzeug konnte im reinen

Batteriebetrieb auf eine Geschwindigkeit von 70 km/h beschleunigt werden. Ein Nachladen der Batterie allein durch generatorisches Bremsen war nicht möglich, sodass von der Möglichkeit, den Ladezustand der Batterie durch Energietransfer vom Dieselmotor anzuheben, Gebrauch gemacht werden musste. Streckenabhängig konnte zwischen 14 und 33 % der Traktionsenergie rekuperiert werden. Die erreichbare Kraftstoffeinsparung wird mit 10 bis 20 % angegeben.

### **Hybrid-Triebwagen KiHa E200**

Auf den mit dem „New Energy Train“ gesammelten Erfahrungen aufbauend, wurden von JR East Hybridtriebwagen der Baureihe KiHa E200 entwickelt [168]. Drei Fahrzeuge wurden im Jahre 2007 in Betrieb genommen und verkehren seitdem im Regelbetrieb bei der Ostjapanischen Eisenbahngesellschaft (Koumi-Linie). Zum Herbst 2010 wurden weitere 10 Fahrzeuge durch den Betreiber bestellt, die vor allem für touristische Verkehre eingesetzt werden sollten [124].

Die Antriebsausrüstung entspricht weitgehend der des „New Energy Train“, allerdings wurde der Nenn-Energieinhalt der Batterie auf 15,2 kWh erhöht.

Bezüglich der 79 km langen Koumi-Strecke, auf der die ersten 3 Fahrzeuge regelmäßig verkehren bzw. verkehrten, wurde eine Reduzierung des Kraftstoffbedarfes um 10 % erzielt, die mit einer Senkung der in den Abgasen enthaltenen Schadstoffe von 60 % einherging [168]. Allerdings muss bei diesen Werten beachtet werden, dass auf *ähnliche* Fahrzeuge einer *älteren* Fahrzeuggeneration referenziert wird und sich damit Effekte von Remotorisierung und Hybridisierung überlagern.

### **Hybrid-Triebwagen HB-E300**

Bei den 2010 bei der Ostjapanischen Eisenbahngesellschaft (JR East) eingeführten Hybridtriebwagen der Baureihe HB-E300 handelt es sich um die Adaption des aus der Baureihe KiHa E200 und dem „New Energy Train“ bekannten Antriebskonzeptes für ein zweiteiliges Fahrzeug [66]. Die Fahrzeuge verkehren auf verschiedenen Regionalstrecken im Regelbetrieb.

### **Innovative Technology Train**

Der „Innovative Technology Train“ ist ein Versuchsfahrzeug der japanischen Hokkaido Eisenbahngesellschaft, dessen Entwicklung im Jahre 2002 begann. Es handelt sich um einen Hybrid-Dieseltriebwagen, der vor dem Umbau unter der Bezeichnung KiHa 160 geführt wurde und eine hydromechanische Leistungsübertragung aufwies. Das Fahrzeug und seine Ausrüstung werden in [44] und [63] beschrieben.

Im Gegensatz zu den vorstehend beschriebenen Fahrzeugen handelt es sich in diesem Falle um eine parallel-hybride Konfiguration. Im Zuge der Entwicklung des Erprobungsträgers wurde das herkömmliche hydromechanische Getriebe gegen ein neu entwickeltes mechanisches Lastschaltgetriebe ausgetauscht, das die mechanische Verbindung sowie den Leistungsaustausch zwischen Treibrädern, Dieselmotor und Hybridzweig realisiert. Letzterer besteht aus einer Drehstrom-Asynchronmaschine mit einer Nennleistung von 123 kW im motorischen bzw. 150 kW im generatorischen Betrieb, einem Umrichter sowie einer Lithium-Ionen-Batterie mit einem Energieinhalt von 7,5 kWh. Ein komplexes Leistungsmanagement sorgt dafür, dass über 30(!) Betriebszustände realisiert werden können. Für einen Standard-Fahrzyklus ist dabei eine rein elektrische Beschleunigung bis zu einer Geschwindigkeit von 45 km/h vorgesehen, erst dann wird der Dieselmotor zugeschaltet. Eine Aufladung der Batterie erfolgt nicht nur während der Bremsungen, sondern auch im Fahrzeugauslauf, sodass der Verbrennungsmotor sich in diesem Betriebsmodus nicht im Leerlauf befindet, sondern Leistung direkt in den Hybridzweig abgibt. Die im Vorfeld der in den Jahren 2007 und 2008 absolvierten Testfahrten durchgeführten Simulationsrechnungen ließen eine Kraftstoffeinsparung zwischen 15 und 20 % erwarten. Die praktischen Erfahrungen mit diesem Versuchsträger sollten in die Entwicklung kommerziell genutzter Serienfahrzeuge einfließen, allerdings waren dazu bei Abschluss der Literaturrecherche keine entsprechenden Veröffentlichungen verfügbar.

## Hitachi V-Train 2

Am 03.05.2007 wurde der britischen Öffentlichkeit ein Hybridfahrzeug als Erprobungsträger für die Lithium-Ionen-Speichertechnologie präsentiert, das auf einem Triebkopf der britischen dieselelektrischen Baureihe (Class) 43 beruhte. Die folgenden Ausführungen stützen sich im Wesentlichen auf die Veröffentlichungen in [46] und [47].

Der dieselelektrische Antriebsstrang dieser für den hochwertigen Reisezugdienst konzipierten Fahrzeuge wurde um einen elektrochemischen Energiespeicher ergänzt. Ferner wurden die herkömmlichen Gleichstrom-Fahrmotoren durch moderne Drehstrom-Asynchronmaschinen ersetzt und die entsprechende Leistungselektronik eingebaut. Der Energiespeicher umfasste 48 Lithium-Ionen-Batteriemodule mit einem Energieinhalt von je 1 kWh sowie einer Masse von 20 kg je Einheit. Da die Speichermasse und das Speichervolumen auf dem Bestandsfahrzeug nicht untergebracht werden konnten, wurde der unmittelbar hinter dem Triebkopf laufende Wagen zu einem „Batterie-Tender“ umgebaut. Die Ladung der Batterie erfolgte während der Bremsungen durch die generatorisch betriebenen Fahrmotoren, konnte aber auch während der Fahrt bei überschüssiger Dieselmotorleistung durchgeführt werden. Während des Fahrzeugstillstands (etwa in Bahnhöfen) war eine Abschaltung des Dieselmotors vorgesehen. Die Beschleunigung des Fahrzeuges erfolgte bis zu einer Geschwindigkeit von 30 km/h rein elektrisch, erst dann wurde der konventionelle Antriebsstrang zugeschaltet.

Das Fahrzeug wurde zunächst auf einer museal betriebenen Strecke erprobt und dann im Rahmen eines Mess-Zuges (des „New Measurement Train“) des britischen Infrastrukturbetreibers Network Rail eingesetzt. Die Erprobung endete im Sommer 2008, danach erfolgte ein Rückbau des Triebkopfes auf konventionelle Antriebstechnik. Im Betrieb konnten Kraftstoffeinsparungen zwischen 12 % auf Strecken mit langen und 20 % auf Strecken mit kurzen Haltestellenabständen nachgewiesen werden [117].

## Alstom Coradia Lirex

Der Alstom Coradia LIREX Experimental ist ein sechsteiliger, modular aufgebauter, dieselelektrischer Nahverkehrstriebzug, der als Technologie-Träger für verschiedene Innovationen beim Schienenfahrzeugbau diente, wobei die Applikation von Schwungmassenspeichern den im Zusammenhang dieser Arbeit wichtigsten Aspekt darstellt. Das Fahrzeug wurde in enger Kooperation von Deutscher Bahn AG und Alstom LHB entwickelt und auf der Fachmesse InnoTrans 2000 erstmals der Öffentlichkeit vorgestellt. Im Zuge der Projektierung des Zuges wurde der Einbau großer Schwungräder mit einem Nenn-Energieinhalt von 6 kWh erwogen. Allerdings wurden wegen einer beschleunigten Fahrzeug-Zulassung schließlich technisch ausgereifere Speicher mit 2 kWh Energieinhalt verbaut [191].

Regelungstechnisch waren 6 verschiedene Betriebsmodi vorgesehen, die eine Wiedergewinnung von Bremsarbeit, einen emissionsfreien Betrieb, eine Versorgung der Hilfsbetriebe durch die Speicher im Fahrzeugstillstand und den kombinierten Antrieb durch Dieselmotoren und Schwungmassenspeicher erlaubten.

Während der Projektstart und die Speicher- bzw. Antriebsauslegung in der Fachliteratur ausführlich dargestellt worden sind (siehe u.a. [166, 191]), lassen sich kaum Aussagen zu den konkreten Ergebnissen der Betriebserprobung finden. Einzig für kurze Haltestellenabstände wird eine praktisch erzielte Kraftstoffersparnis zwischen 9 und 10 % angegeben [165, 167].

Das Fahrzeug wurde im Jahre 2006 abgestellt und ist seitdem nicht mehr im regulären Einsatz bei der DB AG gewesen.

Während es in Deutschland derzeit keine dem Autor bekannten weiterführenden Projekte zur Integration von Schwungradspeichern auf Schienenfahrzeugen gibt, wurde in Großbritannien im Sommer 2012 ein solches Vorhaben angekündigt [121]. Dabei sollen Dieseltriebwagen mit hydro-mechanischer Leistungsübertragung um einen Schwungradspeicher der Firma Ricardo ergänzt werden, der mit einem neuartigen ventilgesteuerten hydrostatischen Antrieb (der „Artemis Digital Displacement™ Machine“) gekoppelt ist.



Abbildung 1.1: Alstom Coradia LIREX, abgestellt im Werk Delitzsch (30.04.2009)

### **BR 642 der DB AG mit MTU Hybrid-Powerpack™**

Auf der Fachmesse InnoTrans 2012 stellte die Deutsche Bahn AG einen Versuchsträger zur Erprobung des von der Firma MTU konzipierten Hybrid-Powerpacks vor [120]. Dabei handelt es sich um einen umgebauten Triebwagen der Baureihe 642 (Siemens Desiro Classic). Das Hybrid-Powerpack wurde von MTU bereits auf der vorangegangenen Messe (2010) präsentiert und zunächst auf einem Prüfstand getestet. Es handelt sich im Wesentlichen um ein konventionelles MTU→Powerpack, das um einen Lithium-Ionen-Speicher und eine leistungsfähige elektrische Maschine erweitert wurde, die als „Kurbelwellenstartergenerator“ zwischen dem Hauptantrieb des Dieselmotors und dem Getriebeeingang der hydromechanischen Leistungsübertragung angeordnet ist [86]. Mit dieser parallel-hybriden Antriebskonfiguration sollen verschiedene Betriebsmodi (kombinierter Betrieb, Rekuperationsbremsung, emissionsfreier Betrieb u.a.) umgesetzt werden.

Um die durch die Hybridrüstung zusätzlich auf dem Fahrzeug unterzubringende Masse zu kompensieren, wurde die Inneneinrichtung derart geändert, dass die Flächen für Stehplätze und Traglasten reduziert wurden. Die Masse des Fahrzeuges bei maximaler Auslastung konnte so begrenzt werden.

Das mittels Simulation ermittelte Kraftstoffeinsparpotential durch die Hybridisierung wird von MTU mit 15-25% angegeben [145]. Nach erfolgter Zulassung des Erprobungsträgers für den Fahrgastbetrieb, deren Einholung bis Ende 2012 geplant war, soll ein Probetrieb im regulären Reisezugdienst auf der Maintalbahn zwischen Aschaffenburg und Miltenberg durchgeführt werden.



## Hybridlokomotiven

Der Rangier- und Verschiebedienst ist weltweit eines der Haupteinsatzfelder von Diesellokomotiven. Diese Dienste sind unter anderem dadurch gekennzeichnet, dass die installierte Maximalleistung nur selten abgerufen wird und längere Stillstandszeiten, bei denen der Dieselmotor lediglich die Hilfs- und Nebenaggregate mit Energie versorgen muss, aus betrieblichen Gründen sehr häufig vorkommen (siehe u.a. [3, 45, 170]). Aus diesem Grunde wurde von verschiedenen Fahrzeugbetreibern und -herstellern weltweit der Versuch unternommen, den Kraftstoffverbrauch sowie die Emissionen solcher Fahrzeuge zu senken, indem die konventionelle Antriebsanlage durch eine Kombination aus einem gegenüber dem ursprünglichen Dieselmotor in der Leistung deutlich reduzierten Verbrennungsmotor und einer leistungsfähigen Batterie ersetzt wird.

Da sich das Betriebsregime von und die Anforderungen an Rangierlokomotiven deutlich von denen für Dieseltriebwagen unterscheiden, wird an dieser Stelle auf eine detaillierte Darstellung der realisierten Projekte verzichtet. Eine Überblicksdarstellung kann jedoch dem Anhang A.5 entnommen werden.

### 1.3 EINORDNUNG UND ABGRENZUNG DER VORGELEGTEN ARBEIT

Wie aus den voranstehenden Abschnitten deutlich wird, hat eine systematische Untersuchung zur Hybridisierung von Dieseltriebwagen mit *hydrodynamischer* Leistungsübertragung bisher allenfalls ansatzweise stattgefunden. Der Schwerpunkt dieser Untersuchung liegt deshalb auf der Betrachtung dieser Fahrzeuggruppe, die sich besonders für die Realisierung parallel-hybrider Antriebsstrukturen eignet (siehe Kapitel 2).

Während sich Triebwagen mit dieselelektrischen Antriebssträngen durch die Implementierung elektrischer Speicher und der zugehörigen Leistungselektronik mit vergleichsweise geringem Aufwand in Hybridfahrzeuge umwandeln lassen, stellt sich bei solchen mit hydrodynamischer Leistungsübertragung die Frage nach der Wahl eines geeigneten Energiespeichers teilweise unter anderen Randbedingungen. Die Beweggründe, ggf. auf die zusätzliche Applikation elektrischer Antriebs- und Speichertechnik zu verzichten und mechanische bzw. mechanisch-hydraulische Komponenten bei der Hybridisierung zu bevorzugen, können sehr verschiedene Ursachen haben (Kosten, Instandhaltung, Sicherheit, Lebensdauer, u.a.), die im Rahmen dieser Arbeit nur ansatzweise betrachtet werden sollen. Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist es vielmehr, einen Vergleich von parallel-hybriden Antriebskonfigurationen auf hydrostatischer bzw. elektrischer Basis vorzunehmen und die jeweiligen technischen Möglichkeiten dieser unterschiedlichen Lösungsansätze auszuloten. Die Ergebnisse sollen helfen, die technische Grundlage zu schaffen, um flankiert von betriebswirtschaftlichen Erwägungen eine sinnvolle Entscheidung für oder gegen den Um- oder Neubau hybridisierter dieselhydraulischer Triebwagen treffen zu können.

Es wurde versucht, die Randbedingungen für die durchgeführten Untersuchungen möglichst praxisnah zu wählen und damit die Unzulänglichkeiten allzu abstrakter und theoretischer Untersuchungen zu vermeiden. So erfolgt im Gegensatz zu einigen der im Kapitel 1.2 zusammengefassten Grundlagenuntersuchungen eine Abschätzung realistischer Zusatzmassen für den hybriden Antriebszweig, eine umfassende Berücksichtigung fahrdynamischer Randbedingungen (energiesparende Fahrweise, Abgleich der Fahrzeiten, Überprüfung des ausgenutzten Kraftschlusses etc.) sowie eine Betrachtung verschiedener realer Strecken mit untereinander stark variierendem Geschwindigkeits- und Höhenprofil.

Damit knüpft die vorgelegte Arbeit inhaltlich an die Untersuchungen von Nuß [126], Discher [31], Read [143], Leska [87] und teilweise Dittus [32] an, vertieft oder aktualisiert aber bestimmte Aspekte und verbreitert den Blickwinkel auf die Hybridisierung dieselhydraulischer Triebwagen, weil eine ganze Reihe von Lösungsvarianten einander gegenübergestellt wird und nicht bereits bei der Auswahl der Speichertechnologie die Verengung auf ein einziges technisches Prinzip erfolgt.

## 1.4 CHARAKTERISIERUNG DIESELHYDRAULISCHER TRIEBWAGEN

Bei den in dieser Arbeit betrachteten Schienenfahrzeugen handelt es sich um Dieseltriebwagen mit Unterflurantrieben, wie sie in Deutschland und Europa innerhalb der letzten 30 Jahre große Verbreitung gefunden haben. Die Anzahl der dieselhydraulischen Triebwagen im Bestand allein der DB AG liegt im hohen dreistelligen Bereich [52]. Die Abbildung in Anhang A.2 veranschaulicht den prozentualen Anteil von Dieseltriebwagen mit hydraulischer Leistungsübertragung an Gesamtbeständen von Verbrennungstriebwagen in verschiedenen Staaten auf dem europäischen Kontinent und einigen angrenzenden Gebieten. Es wird deutlich, dass diese Fahrzeugart auch im europäischen Kontext weit verbreitet ist und eine ganze Reihe von Bestandsfahrzeugen für eventuelle Umbaumaßnahmen mit dem Ziel der Hybridisierung in Betracht zu ziehen sind. Dieseltriebwagen sind heute fast ausschließlich Drehgestellfahrzeuge, die überwiegend ein- oder zweiteilig ausgeführt werden. Dabei sind die einzelnen Fahrzeugteile meist kurzgekuppelt, mit einem Übergang versehen und nur in der Werkstatt trennbar. Die aus der Pionierzeit dieser Fahrzeuggattung bekannten Konfigurationen aus Triebwagen und separaten Beiwagen haben heute keine Bedeutung mehr.

Das Einsatzgebiet dieselhydraulischer Triebwagen umfasst in Deutschland vor allem den Nah- und Regionalverkehr, sowohl im Flachland als auch auf Mittelgebirgsstrecken. Ein S-Bahn-ähnlicher Einsatz dieser Fahrzeuggattung ist demgegenüber eher selten anzutreffen. Tabelle 1.1 ent-

Tabelle 1.1: Technische Kenndaten ausgewählter zweiteiliger dieselhydraulischer Triebwagen der DB AG nach [52]

	BR 611	BR 612	BR 628.4	BR 648.3
Achsfolge	2'B'+B'2'	2'B'+B'2'	2'B'+2'2'	B'(2)B'
Getriebekonfiguration	W-K-K	W-K-K	W-K	W-K
Motorleistung	2 x 485 kW	2 x 559 kW	485 kW	2 x 335 kW
Höchstgeschwindigkeit	160 km/h	160 km/h	120 km/h	120 km/h
Retarder	ja	ja	nein	ja

hält einige technische Kenndaten verschiedener Triebwagenbaureihen der DB AG. Die Baureihe (BR) 628.4 repräsentiert dabei die derzeit älteste betrieblich relevante Fahrzeuggeneration. Die BR 611 und 612 stehen seit etwa 10 Jahren im Dienst, während die BR 648.3 der jüngeren Generation dieselhydraulischer Nahverkehrstriebwagen in Deutschland angehört. Weitere Beispiele ausgeführter dieselhydraulischer Triebwagen für den Nah- und Regionalverkehr in Europa sind in Anhang A.1 zu finden.

Der Trend zu Doppeltriebwagen mit zwei Antriebsanlagen (→Powerpacks) kann mittels genannter Zusammenstellungen ebenso nachvollzogen werden wie die unterschiedliche Konfiguration der Antriebsstränge in Abhängigkeit von der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit. Triebwagen für Geschwindigkeiten bis 120 km/h verfügen meistens über Getriebe der Konfiguration Wandler-Kupplung (W-K), während der obere Geschwindigkeitsbereich von Fahrzeugen mit einer Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h nur dann mit hohen Wirkungsgraden durchfahren werden kann, wenn das Getriebe um eine weitere Kupplung ergänzt wird (W-K-K). Hinsichtlich der installierten Dieselmotorleistung ergibt sich eine Spanne von 485 kW (BR 628.4) bis 1118 kW (BR 612), wobei die neuere und neueste Fahrzeuggeneration hinsichtlich der massenspezifischen Leistung (bezogen auf die Fahrzeugeigenmasse) den Altbaufahrzeugen deutlich überlegen ist (BR 628.4: 7 kW/t, BR 611/648.3: 10 kW/t, BR 612: 11,4 kW/t). Ein Wert von 10 kW/t kann als Richtwert für moderne Dieseltriebwagen veranschlagt werden.

Außer der BR 628.4 verfügen alle aufgeführten Fahrzeuge über eine im Strömungsgetriebe integrierte hydrodynamische Bremse (Retarder). Dieser wirkt bei Betriebsbremsungen je nach Bremsstufe gemeinsam mit der Druckluftbremse und lässt sich für → Regulierungsbremsungen meist auch separat ansteuern. Es ist damit möglich, einen Teil der geforderten Bremsleistung verschleißfrei zu erzeugen und damit den Abrieb der Scheibenbremsbeläge zu reduzieren. Hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches und der Abgas-Emissionen wirkt sich diese Art der Bremsung



(a) Baureihe 611 der DB AG



(b) Baureihe 612 der DB AG

Abbildung 1.2: Beispiele für dieselhydraulische Triebwagen für den Nah- und Regionalverkehr in Deutschland

jedoch eher nachteilig aus. Im Retarder erfolgt eine Umwandlung von mechanischer in thermische Energie, die über das Getriebeöl abgeführt werden muss. Dafür ist es jedoch erforderlich, dass die Kühlanlage des Fahrzeuges mit im Vergleich zum Motorleerlauf erhöhter Leistung betrieben wird, was eine Anhebung der Motordrehzahl erfordert.

Des Weiteren wird anhand der Achsformeln deutlich, dass dieselhydraulische Triebwagen typischerweise auch über nicht angetriebene Radsätze verfügen. Dies kann bei der Wahl der Hybridkonfiguration von Bedeutung sein (siehe Kapitel 2).

### 1.4.1 Betriebsregime

Das Betriebsregime von Nahverkehrstriebwagen wurde nach Kenntnis des Autors bisher in der Literatur nicht umfassend dargestellt. Dem Autor war es Dank der Unterstützung von DB Regio und Voith Turbo möglich, die Getriebesteuerung zweier Fahrzeuge der Baureihe 612 der Deutschen Bahn auszulesen, in der u.a. die Parameter Fahrzustand, Geschwindigkeit und Getriebeeingangsleistung erfasst, klassiert und hinsichtlich der zugehörigen Betriebszeiten summiert werden. Abbildung 1.3 zeigt die Ergebnisse der Analyse. Die ausgelesenen Daten umfassen im Falle des ersten Fahrzeuges ca. 29.000 und im Falle des zweiten ca. 19.000 Motorbetriebsstunden. Unter der Annahme, dass die Fahrzeuge pro Tag 20 von 24 Stunden im Einsatz sind, ergeben sich bei einer jährlichen Verfügbarkeit von 350 Tagen hinsichtlich des Auswertzeitraums Betriebszeiten von 4,0 (Fahrzeug 1) bzw. 2,7 Jahren (Fahrzeug 2). Dies ist natürlich nur als grobe Abschätzung zu sehen.

Wie aus Abbildung 1.3(a) hervorgeht, ist der Fahrzeugstillstand bei laufendem Dieselmotor bei beiden Fahrzeugen der mit Abstand am häufigsten auftretende Betriebszustand. Die Ursachen dafür konnten vom Autor nicht erforscht werden, weil dazu eine kontinuierliche Beobachtung des Fahrzeugbetriebes über einen längeren Zeitraum nötig wäre. Um ferner beurteilen zu können, inwieweit dieser Betriebszustand ein Potential zur deutlichen Senkung des Gesamtkraftstoffverbrauches hat, wäre eine systematische und detaillierte Betrachtung des Hilfsleistungsbedarfes und des Motorstartverhaltens erforderlich, die jedoch nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit ist.

Ist das Fahrzeug in Bewegung, weist die Statistik der Getriebesteuerung die Kategorie „Rollen“ als häufigsten Betriebszustand aus. Dies ist ein Indiz dafür, dass die Triebfahrzeugführer aufgrund ihrer Erfahrung und entsprechender Schulungen gezielt die kinetische Energie des Fahrzeuges zur Fortbewegung nutzen und sich damit die →energiesparende Fahrweise (siehe auch Kapitel 3.4.1) ohne Fahrerassistenzsystem als Fahrstil im Allgemeinen etablieren konnte. Diese Vermutung wird auch durch den Umstand gestützt, dass die Kategorie „Retarder“, die die Bremsungen mit der verschleißfreien hydrodynamischen Bremse erfasst, den geringsten Anteil an den Betriebszuständen hat.

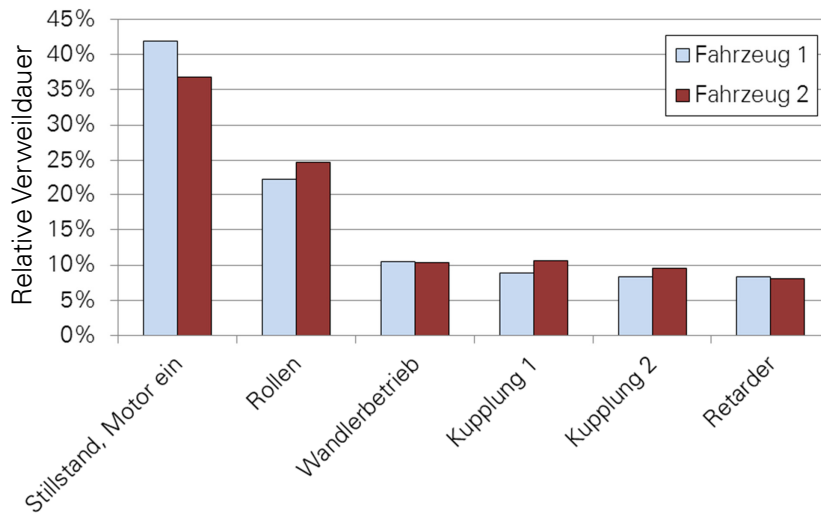
Fahrten unter Last, also mit gefülltem Wandler oder mit gefüllter Kupplung, nehmen bei beiden Fahrzeugen jeweils nur etwa ein Drittel der Gesamtbetriebszeit ein. Es ist jedoch davon auszugehen, dass in diesen Betriebszuständen ein Großteil des gesamten Kraftstoffverbrauches entsteht (siehe auch Abschnitt 1.4.2).

Betrachtet man das Diagramm zur relativen Häufigkeit der gefahrenen Geschwindigkeiten (Abbildung 1.3(b)), so wird deutlich, dass Geschwindigkeiten zwischen 106 und 120 km/h am häufigsten auftreten, während Streckenabschnitte, die Geschwindigkeiten über 120 km/h zulassen, von den betrachteten Fahrzeugen eher selten befahren werden. Da es sich bei beiden Triebwagen um Exemplare handelte, die zwischen Dresden und Görlitz (Streckenhöchstgeschwindigkeit: 120 km/h) verkehrten, ist dieser Befund durchaus plausibel. Eine „typische“ Geschwindigkeit lässt sich für die beiden betrachteten Fahrzeuge auf Grundlage der Daten nicht eindeutig angeben. Je nach Ausbau der Regionalnetze auf denen die bis zu 160 km/h schnellen Triebwagen verkehren, wird sich natürlich für Fahrzeuge mit anderem regionalen Einsatzschwerpunkt ein anderes Bild ergeben.

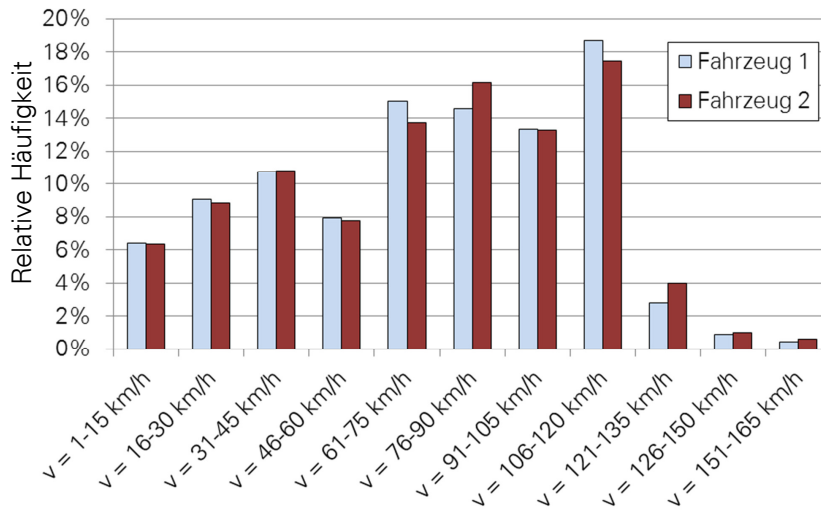
Ähnliches gilt auch für das Spektrum der registrierten Getriebeeingangsleistung (Abbildung 1.3(c)). Im Gegensatz zu der Verteilung der Geschwindigkeiten stechen hier jedoch bei beiden untersuchten Fahrzeugen zwei Leistungsklassen recht deutlich hervor. Zum einen handelt es sich dabei um Leistungen im Bereich von 180-225 kW je Antriebsanlage und zum anderen um die Klasse

der höchsten Getriebeeingangsleistungen (405-460 kW). Letztere werden immer dann abgerufen, wenn die Fahrzeuge beschleunigt werden oder mit hoher Geschwindigkeit in starken Steigungen unterwegs sind. Der andere erwähnte Leistungsbereich (180-225 kW) wird höchstwahrscheinlich meistens zur Aufrechterhaltung des Geschwindigkeitsniveaus in Streckenabschnitten mit konstanter zulässiger Geschwindigkeit und wechselndem Gefälle abgerufen. Die Tatsache, dass bei beiden Fahrzeugen ca. 15-20 % der Zeit, während der die Antriebsanlage tatsächlich Antriebsleistung generiert, mit maximaler Getriebeeingangsleistung gefahren wird, ist nicht unbedeutend, wenn über ein sogenanntes Downsizing, das heißt über die Substitution der bestehenden Verbrennungsmotoren durch solche mit reduzierter Leistung nachgedacht wird. Die pauschale Annahme, dass die Fahrzeuge aufgrund des hohen Anteils vergleichsweise geringer Getriebeeingangsleistungen übermotorisiert seien, ist nicht gerechtfertigt. Es muss ferner eine genaue Prüfung für jede Einsatzstrecke erfolgen um sicherzustellen, dass die Reduktion der Dieselmotorleistung nicht zu einer überproportionalen Verlängerung der Fahrzeit führt.

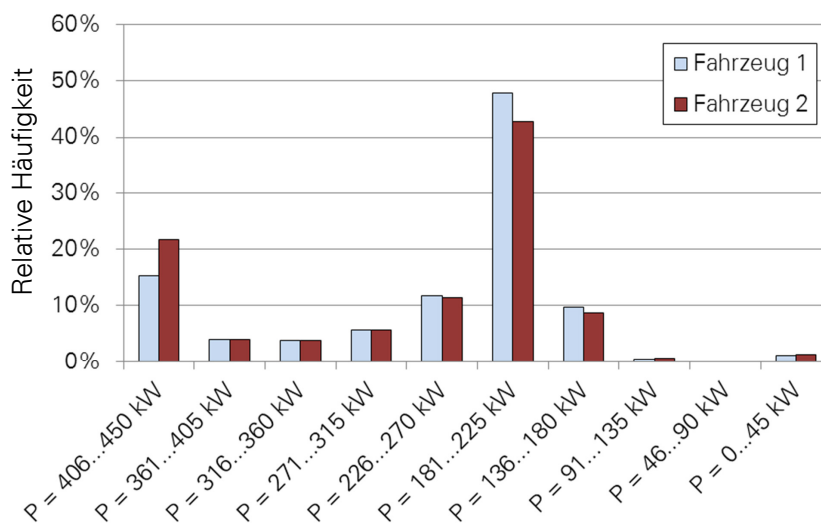




(a) Relative Verweildauer in verschiedenen Betriebszuständen, bezogen auf die Gesamtheit der Motorbetriebsstunden



(b) Relative Häufigkeit der gefahrenen Geschwindigkeiten



(c) Relative Häufigkeit der klassierten Getriebeeingangsleistungen

Abbildung 1.3: Auswertung der in der Getriebestatistik zweier Fahrzeuge der BR 612 hinterlegten Daten (erfasste Zeiträume: Fahrzeug 1: ca. 4 Jahre, Fahrzeug 2: ca. 2,7 Jahre)

## 1.4.2 Fahrspielanalyse

Im Folgenden soll eine kurze Analyse typischer Fahrspiele für dieselhydraulische Triebwagen im Nah- und Regionalverkehr erfolgen. Dafür wurden in Abbildung 1.4 acht simulierte Fahrspiele auf verschiedenen realen Streckenabschnitten des deutschen Dieselnetzes zusammengestellt. Eine Beschreibung des verwendeten Simulationsmodells kann Kapitel 3 entnommen werden. In den Abbildungen 1.4(a) bis 1.4(h) auf Seite 21 sind jeweils die streckenseitig zulässige Geschwindigkeit, die simulierte Fahrzeuggeschwindigkeit, die Neigung sowie der, auf den fahrspielbezogenen Gesamtverbrauch normierte, summierte Kraftstoffbedarf aufgetragen. Somit lassen sich jeweils allen Fahrzuständen ihre individuellen Anteile am Gesamtverbrauch zuordnen.

Es wird deutlich, dass zwischen 70 und 85 % des gesamten Kraftstoffverbrauches innerhalb eines Fahrspiels bei der Beschleunigung des Fahrzeuges auf die zulässige Höchstgeschwindigkeit entstehen können (siehe Abbildungen 1.4(a), 1.4(f) und 1.4(g)). Voraussetzung dafür ist, dass entweder der Haltestellenabstand gering ist (Abb. 1.4(a)) oder die Strecke über weite Teile ein deutliches Gefälle aufweist, sodass der Leistungsbedarf bei der Beharrungsfahrt gering ist (Abbildungen 1.4(f) und 1.4(g)). In den genannten Fällen wird eine Hybridisierung also dann zu einer deutlichen Reduktion des Kraftstoffverbrauches führen, wenn es gelingt, die Leistungsabgabe des konventionellen Antriebszweiges während des Anfahr- bzw. Beschleunigungsprozesses zeitlich zu verkürzen oder (teilweise) zu substituieren.

Bei Fahrspielen mit längerem Haltestellenabstand hingegen verringert sich naturgemäß der Anteil des Beschleunigungsvorganges am Gesamtverbrauch, wie Abbildung 1.4(b) zeigt. Werden zudem längere Streckenabschnitte mit der Fahrzeug-Höchstgeschwindigkeit durchfahren (Abbildung 1.4(e)) oder kommt es zu einem häufigen Wechsel der Soll-Geschwindigkeit (Abbildung 1.4(h)), verstärkt sich dieser Effekt noch weiter, sodass der Großteil des Kraftstoffverbrauches während der Fahrt durch wiederholtes Beschleunigen bzw. zur Aufrechterhaltung eines hohen Geschwindigkeitsniveaus generiert wird.

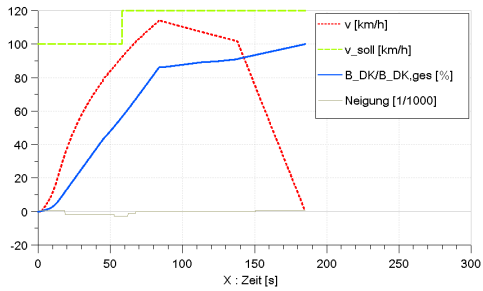
Ähnlich verhält es sich bei Fahrspielen, die in Streckenabschnitten mit längeren Steigungen liegen (Abbildungen 1.4(c) und 1.4(d)). Auch dort sinkt die Bedeutung des Anfahr-/Beschleunigungsvorganges für den Gesamtverbrauch deutlich ab, während der Anteil von Beharrungs- oder gar Beschleunigungsabschnitten in der Steigung zunimmt.

Eine Unterstützung des konventionellen Antriebes während der Anfahr-/Beschleunigungsphase wird in den genannten Fällen deshalb einen geringeren Effekt haben, als bei den anfangs betrachteten kurzen Fahrspielen mit geringem Leistungsbedarf nach dem Beschleunigen. Idealerweise müsste eine Unterstützung des konventionellen Antriebes über den Beschleunigungsvorgang zu Beginn des Fahrspiels hinaus stattfinden. Allerdings ist dabei zu beachten, dass dies einerseits ein hohes Speichervermögen des Energiespeichers voraussetzt, das fallweise den Betrag der beim Bremsen zu rekuperierenden Arbeit übersteigen und somit ein Nachladen des Speichers während der Fahrt oder im Stillstand erfordern würde. Andererseits muss das spezifische Betriebsverhalten dieselhydraulischer Antriebsstränge in Teillastbetrieb beachtet werden (siehe Abbildung 1.5). Aber nicht nur Steigungen, sondern auch lange Gefälle können für den Kraftstoffverbrauch dieselhydraulischer Triebwagen relevant sein. Um während der Bremsungen in lang gezogenen starken Gefällen die thermomechanische Belastung und damit den auch Verschleiß der mechanischen Bremsen zu reduzieren, wird vorzugsweise die hydrodynamische Bremse (Retarder) eingesetzt, um die Geschwindigkeit zu regulieren. Allerdings muss die dabei in das Getriebeöl eingebrachte Wärme abgeführt werden, sodass die Kühlanlage mit höherer Leistung betrieben werden muss, als wenn das Fahrzeug lediglich ausrollen würde (siehe auch Abschnitt 3.3.3). Die dafür benötigte Leistung muss vom Dieselmotor generiert werden, weshalb es während des Retarderbetriebes zu einer Lastpunktverschiebung des Dieselmotors kommt, die mit einem im Vergleich zum Leerlauf erhöhten Kraftstoffbezug verbunden ist (siehe Abbildung 1.4(f)). Ein Hybridsystem könnte den Einsatz eines Retarders überflüssig machen oder reduzieren, je nachdem, wie es um die Ladeakzeptanz des Energiespeichers bestellt ist. Allerdings ist dabei zu beachten, dass die Bremsleistungen in Abhängigkeit des Gefälles und der Geschwindigkeit in einem großen Bereich schwanken können. Deshalb ist ein gutes energetisches Teillastverhalten der Energiewandler im Hybridzweig unerlässlich, um die abzuführenden Wärmeströme und damit den Leistungsbedarf der Kühlanlage im Vergleich zum Retarderbetrieb signifikant zu senken.

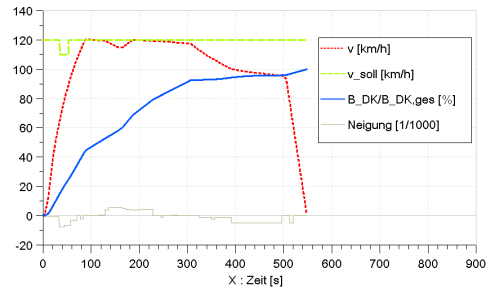
Der Gradient des in den Abbildungen 1.4(a) bis 1.4(h) dargestellten Verlaufes des relativen Kraftstoffverbrauches über der Zeit kann unter Vernachlässigung des Dieselmotor-Wirkungsgrades als Maß für die vom Dieselmotor erzeugte Leistung dienen. Es ist ersichtlich, dass insbesondere bei den in den Abbildungen 1.4(c)- 1.4(e) und 1.4(h) gezeigten Fahrspielen immer wieder signifikante Leistungen am Dieselmotor abgerufen werden. Dies ist insbesondere dann von Bedeutung, wenn im Rahmen der Hybridisierung über eine Reduktion der Dieselmotorleistung (Downsizing) nachgedacht wird. Die fehlende konventionelle Antriebsleistung müsste dann nämlich durch den alternativen Antriebsstrang kompensiert werden, um die Fahrzeitvorgaben einzuhalten. Dies ist jedoch nur möglich, wenn der Energiespeicher auch tatsächlich in der Lage ist, über das gesamte Fahrspiel hinweg die entsprechende Leistung abzugeben. Die pauschale Annahme, dass die Implementierung eines alternativen Antriebsstranges automatisch eine Reduzierung des konventionellen Fahrzeugantriebes hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit ermöglicht, ist insofern nicht haltbar. Es muss vielmehr eine fallweise Bewertung dieser Möglichkeit erfolgen, bei der jedoch die Frage der Freizügigkeit des Fahrzeugeinsatzes nicht vergessen werden sollte.

Ein praktisches Beispiel für das stark variierende Betriebsregime von dieselhydraulischen Triebwagen enthält Anhang A.3. Dort sind für verschiedene Streckenabschnitte der Regionalexpress-Linie von Dresden Hbf nach Görlitz die im Rahmen aufgezeichneter Fahrten ermittelten relativen Zeitanteile der von der Getriebesteuerung erfassten Fahrzustände [68] dargestellt.

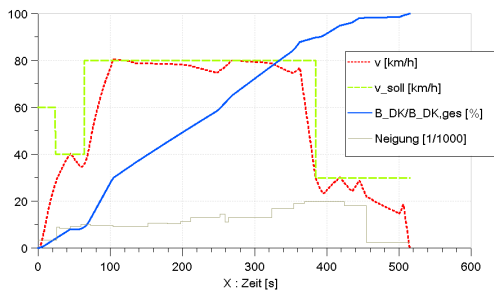




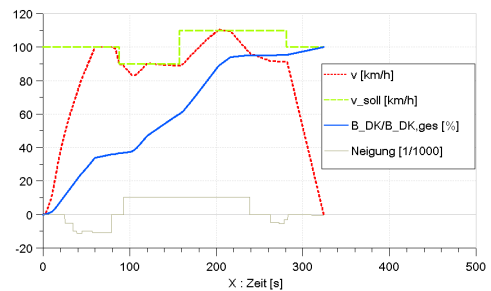
(a) Fahrspiel mit kurzem Haltestellenabstand



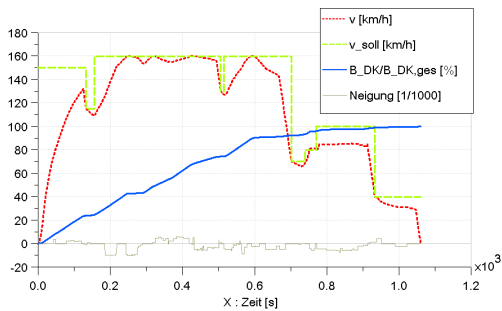
(b) Fahrspiel mit längerem Haltestellenabstand



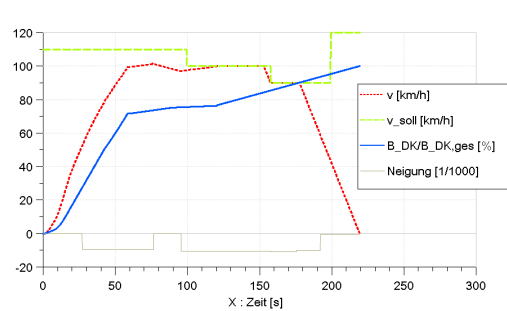
(c) Fahrspiel mit langer starker Steigung



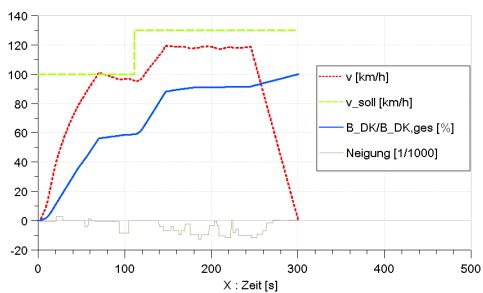
(d) Fahrspiel mit Beschleunigung in Steigungsabschnitt



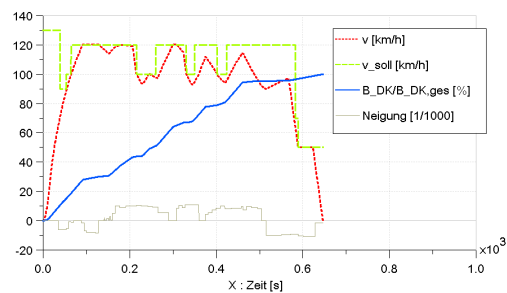
(e) Fahrspiel mit längerem Haltestellenabstand und hohem Geschwindigkeitsniveau



(f) Fahrspiel mit Beharrungsbremmung im Gefälle

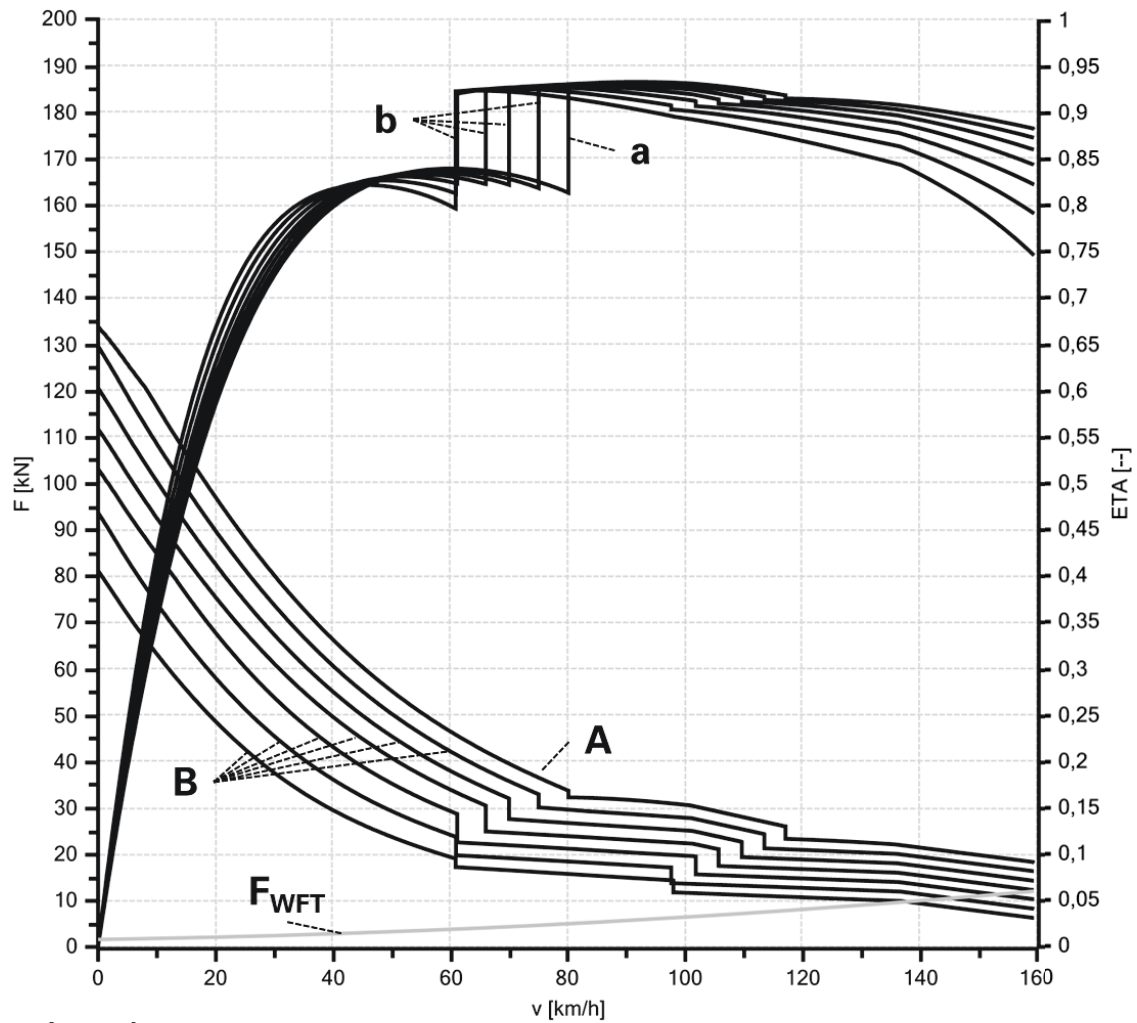


(g) Fahrspiel mit kurzem Haltestellenabstand und ausge-



(h) Fahrspiel mit längerem Haltestellenabstand sowie wechselnder Neigung und Soll-Geschwindigkeit

Abbildung 1.4: Ausgewählte simulierte Fahrspiele für Dieseltriebwagen im Nah- und Regionalverkehr auf realen, nicht elektrifizierten Strecken im deutschen Netz



**Legende:**

**A – Zugkraft an den Treibrädern (Volllast)**  
**B – Zugkraft an den Treibrädern (Teillast)**

**a – Getriebewirkungsgrad (Volllast)**  
**b – Getriebewirkungsgrad (Teillast)**

Abbildung 1.5: Teillastverhalten hinsichtlich der Zugkraftcharakteristik und des Getriebewirkungsgrades am Beispiel der Baureihe 612 der Deutschen Bahn AG (Quelle: Voith Turbo)

# 2 GRUNDLEGENDE BETRACHTUNGEN ZU HYBRIDISIERUNG UND BREMSARBEITSREKUPERATION

## 2.1 BEGRIFFSBESTIMMUNG

Ein hybrider Antriebsstrang stellt laut Definition (siehe u.a. [179]) eine Kombination zweier kompletter Antriebsstränge dar. Dabei umfasst jeder dieser Antriebsstränge mindestens einen Energiewandler und -speicher. Das Vorhandensein von letzterem ist dabei entscheidend und dient der Unterscheidung von Zweikraft- und Hybridfahrzeugen.

Zweikraftfahrzeuge sind dabei Triebfahrzeuge, die unter Fahrdraht rein elektrisch und auf nicht elektrifizierten Strecken dieselelektrisch betrieben werden können [153]. Sie weisen jedoch nur *einen* Energiespeicher in Form des Kraftstofftanks auf und können deshalb gemäß Definition nicht als Hybridfahrzeuge betrachtet werden.

Ein hybrider Dieseltreibwagen ist demnach ein Fahrzeug, dessen klassischer diesel(hydro)mechanischer / dieselhydraulischer oder dieselelektrischer Antriebsstrang um einen hybriden Antriebsstrang erweitert wird, der seinerseits elektromechanisch (Schwungradspeicher), hydrostatisch (Gasdruckspeicher) oder rein elektrisch aufgebaut sein kann.

## 2.2 HYBRIDARTEN

Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal von Hybridkonfigurationen ist die Einbindung des hybriden Zweiges. Sind klassischer und hybrider Antriebsstrang in Reihe geschaltet, wird von einem *seriellen Hybrid* gesprochen (siehe Abbildung 2.1). Das Speicherelement des hybriden Antriebsstranges (sekundärer Energiespeicher) ist dabei zwischen Verbrennungsmotor und angetriebenen Radsätzen geschaltet und stellt die Traktionsenergie zur Verfügung. Der Verbrennungsmotor speist den Speicher mit Energie und verhindert so dessen vollständige Entleerung. Durch die Pufferfunktion des sekundären Energiespeichers ist es möglich, den Verbrennungsmotor mit konstanter Leistung in einem energetisch optimalen Betriebspunkt zu betreiben [49]. Es liegt auf der Hand, dass die vom Dieselmotor eingespeiste Energie von der gleichen Art sein muss, wie

die den Treibrädern zur Verfügung gestellte Energie. Somit beschränkt sich die serielle Hybridkonfiguration auf dieselelektrische und hydrostatische Antriebsstränge, wobei letztere für Dieseltreibwagen keine Bedeutung haben. Abbildung 2.1 zeigt schematisch den Aufbau eines seriellen Hybriden für Triebfahrzeuge. Bei einem *parallelen Hybriden* bleibt der klassische Antriebsstrang

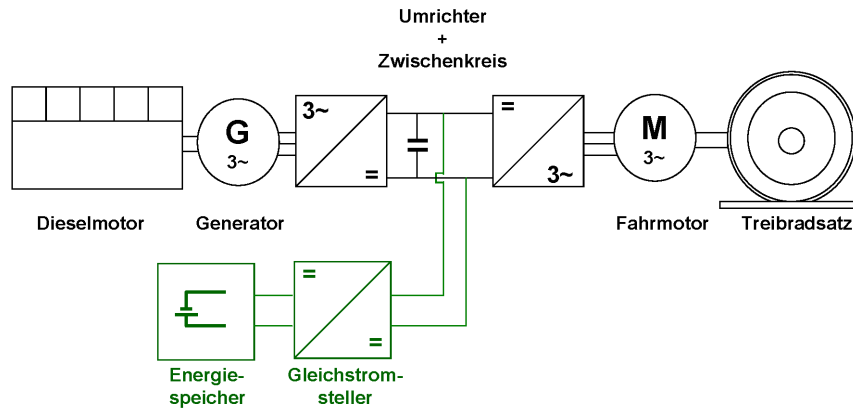


Abbildung 2.1: Schema serieller Hybrid

nahezu unverändert. Der hybride Antriebszweig wird über eine mechanische Schnittstelle in das Antriebssystem eingebunden. Dies kann entweder direkt am herkömmlichen Antriebsstrang erfolgen oder indem zusätzliche Radsätze angetrieben werden (verteilter Parallelhybrid) [38]. Letzter genannte Variante ist besonders dann attraktiv, wenn auf dem Fahrzeug antriebslose Laufachsen zur Verfügung stehen (z.B. BR 628, 611, 612). Zum einen bieten Laufdrehgestelle oft größere Bauraum- und Massereserven zur Integration der notwendigen Zusatzausrüstung und zum anderen wird durch die Erhöhung der Anzahl angetriebener Radsätze die Reibmasse der Fahrzeuge erhöht. Das Anfahrvermögen der Triebwagen kann damit verbessert werden, wie in Kapitel 2.6 ausgeführt wird. Die Abbildungen 2.2 und 2.3 zeigen die beiden genannten Parallelhybridkonfigurationen am Beispiel eines dieselhdraulischen Antriebsstranges mit elektrischem Hybridzweig.

Für Dieseltreibwagen mit hydraulischer Leistungsübertragung kommt am ehesten eine Erweiterung

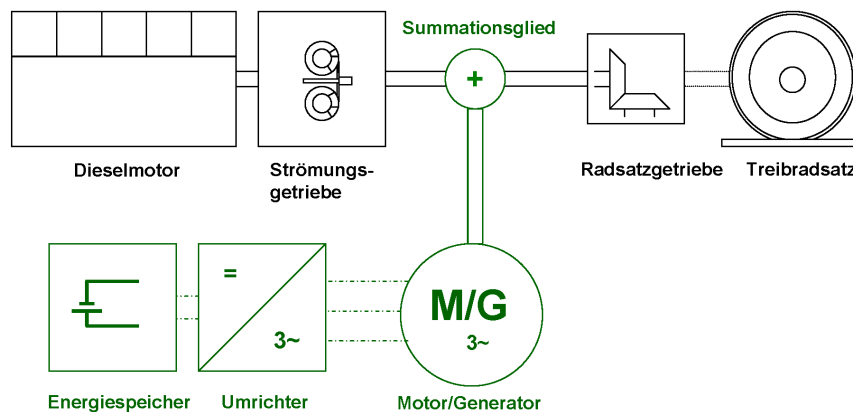


Abbildung 2.2: Schema Parallelhybrid

zum Parallelhybrid infrage, da die mechanische Anbindung des zusätzlichen Antriebszweiges auf verhältnismäßig einfache Art und Weise gestaltet werden kann. Im Folgenden wird deshalb grundsätzlich von dieser Konfiguration ausgegangen.

Eine Mischform zwischen Serien- und Parallelhybrid stellen sogenannte *verzweigte Hybride* dar. Sie verfügen neben einer mechanischen auch über eine elektrische Schnittstelle und haben im Automobilssektor eine weite Verbreitung gefunden (z.B. Toyota Prius). Es handelt sich dabei um

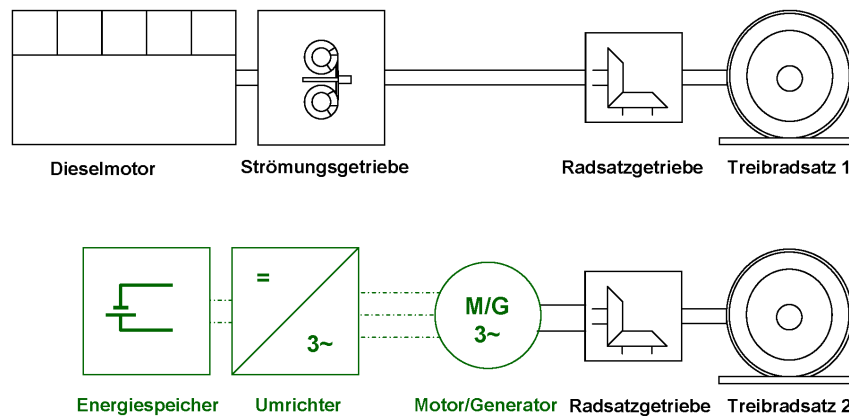


Abbildung 2.3: Schema Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb

hochkomplexe Systeme, mit einem hohen Aufwand für Steuerung / Regelung und mechanische Verknüpfung.

Im Automobilssektor wird ferner in Abhängigkeit der Leistungsfähigkeit der Energiewandler und des zusätzlichen Energiespeicherinhalts zwischen den Kategorien Micro-, Mild- und Vollhybrid unterschieden.

Bei *Micro-Hybriden* erfolgt keine Bremsarbeitsrekuperation und kein direkter Antrieb des Fahrzeuges mittels der elektrischen Maschine. Diese dient nur dem häufigen Anlassen des Motors und wird von einer gegenüber konventionellen Fahrzeugen leistungsfähigeren Batterie unterstützt. Auf diese Weise ist es möglich, eine Start-Stopp-Funktion zu realisieren, die bei den für den Straßenverkehr typischen häufigen Fahrzeughalten (z.B. an Lichtsignalanlagen), den Kraftstoffverbrauch im Stadtverkehr absenken kann.

Mit *Mild-Hybriden* wird ein ähnliches Konzept verfolgt, mit dem Unterschied, dass die elektrische Maschine den Verbrennungsmotor beim Anfahren unterstützt und beim Bremsen in geringem Umfang Energie zurückgewinnen kann [49].

*Vollhybride* sind demgegenüber mit einem verhältnismäßig großen Energiespeicher ausgerüstet und erlauben damit die Fahrt in verschiedenen Betriebsmodi (siehe Kapitel 2.4). Die Start-Stopp-Funktion tritt gegenüber der Bremsarbeitsrekuperation deutlich in den Hintergrund, da die elektrische Maschine primär Traktions- und Bremszwecken dient.

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich Vollhybride betrachtet, da der Schwerpunkt der Betrachtungen auf der Wiedergewinnung kinetischer Energie während des Bremsvorganges liegt.

## 2.3 MECHANISCHE ANBINDUNG DES HYBRIDZWEIGES

Zur mechanischen Anbindung des hybriden Antriebsstranges stehen bei einem Parallelhybrid prinzipiell drei Möglichkeiten zur Verfügung: Zahnradgetriebe mit Außenverzahnung, Planetengetriebe, sowie Getriebe mit stufenloser Übersetzung (CVT-Getriebe).

Ein klassisches *Zahnradgetriebe* dient dazu, Drehmomente vom Hybridzweig auf den Hauptantriebsstrang oder das Fahrzeug zu übertragen und umgekehrt. Es erfolgt außerdem eine Anpassung des Drehzahlbereiches des Hybridzweiges an den restlichen Antriebsstrang. Der Wirkungsgrad einer solchen Leistungsübertragung ist streng genommen last- und drehzahlabhängig, kann aber vereinfacht mit konstant 99,5% je Stirnradpaarung angesetzt werden (vgl. [39]). Berücksichtigt man eine verschleißbedingte Verschlechterung sowie zusätzliche Lagerverluste, erscheint ein Wert von 97,5% je Getriebestufe realistisch. Der Vorteil dieser Getriebe liegt in ihrer Einfachheit und Robustheit. Es ist zudem mit überschaubarem Aufwand möglich, beide Stränge voneinander zu entkoppeln. Dazu wird der hybride Antriebszweig, der im Vergleich zum Hauptantrieb die geringere Leistung überträgt, mittels einer Schaltkupplung abgetrennt.

Planetengetriebe stellen eine spezielle Form von Zahnradgetrieben dar. Dabei entfällt das Getriebegehäuse und damit das äußere Stützmoment, sodass sich ein Dreiwellegenriebe mit Sonnenrad-, Steg- und Hohlradwelle ergibt. Damit lassen sich die Leistungen zweier Eingangswellen überlagern. Um alle Betriebsmodi abdecken zu können, ist es nötig, ggf. beide Eingangswellen des Getriebes unabhängig voneinander mittels Bremsen stillzusetzen (siehe u.a. [38]). Dies bedeutet in Anbetracht der bei Dieseltriebwagen zu übertragenden Leistungen einen nicht unerheblichen konstruktiven Aufwand, der Masse, Bauraum und Kosten eines solchen Getriebes negativ beeinflussen wird. Für eine parallele Hybridkonfiguration mit verteilten Antrieben (siehe Kapitel 2.2) sind Planetengetriebe zudem in der Regel nicht von Interesse. Aus den genannten Gründen wird diese Art der mechanischen Verknüpfung beider Antriebszweige im folgenden nicht weiter betrachtet.

Getriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung (CVT-Getriebe) stellen prinzipiell eine interessante Alternative zu den vorstehend aufgeführten Getriebearten dar. Sie ermöglichen es, bei variabler Abtriebsdrehzahl die Antriebsdrehzahl durch Anpassung der Übersetzung konstant zu halten [108]. Dies hätte den Vorteil, den Energiewandler des Hybridstranges in einem über große Geschwindigkeitsbereiche energetisch günstigen Arbeitspunkt betreiben zu können. Allerdings stammen die heute verfügbaren CVT-Getriebe aus dem Automobilbau und weisen eine für die hier betrachteten Einsatzfälle unzureichende Leistungsfähigkeit auf. Nach [108] verfügen CVT-Getriebe aus Oberklasse-Pkw über eine Nennleistung in der Größenordnung von 170-190 kW, können jedoch konstruktionsbedingt nur Drehmomente von maximal 330 Nm übertragen. Im Allgemeinen weisen derartige Getriebe einen schlechteren Übertragungswirkungsgrad als Zahnradgetriebe auf, da sie bauartbedingt mit höherer innerer Reibung und zum Teil schlüpfend arbeiten. Inwieweit dieser Umstand durch die Betriebspunktverschiebung des hybriden Energiewandlers (über)kompensiert werden könnte, sollte näher untersucht werden, wenn CVT-Getriebe mit höherer Drehmomentenkapazität verfügbar sind.

## 2.4 BETRIEBSMODI

Durch das Vorhandensein zweier Antriebsstränge und zweier unabhängiger Energiequellen, bieten sich hinsichtlich des Betriebsregimes von Hybriden verschiedene Möglichkeiten, die im folgenden kurz dargestellt werden sollen. Abbildung 2.4 zeigt eine Matrix der theoretisch möglichen Betriebsmodi am Beispiel eines elektrischen Hybrids.

Fahrzustand	konventioneller Zweig			elektrischer Zweig		
<b>Fahrzeugstillstand</b>	aus	Nachladen des elektrischen Speichers	Versorgung von Neben- und Hilfsbetrieben	Versorgung von Neben- und Hilfsbetrieben	Energieaufnahme aus konventionellem Zweig	aus
<b>Anfahren</b>	aus	Volllast	Teillast	Volllast (Motorbetrieb)		
<b>Bremsen</b>	Teillast (Retarderbetrieb)			Generatorbetrieb		

- Betriebsmodus 1 (Null-Emissionsbetrieb)
- Betriebsmodus 2 (Nachladebetrieb)
- Betriebsmodus 3 (konventioneller Betrieb)
- Betriebsmodus 4 (Boost-Betrieb)
- Betriebsmodus 5 (Lastpunktverschiebung)
- Betriebsmodus 6 (Bremsenergieerückgewinnung)
- gültig für alle Betriebsmodi

Abbildung 2.4: Betriebsmodi am Beispiel eines Elektrohybriden

## 2.4.1 Null-Emissions-Betrieb

Unter *Null-Emissions-Betrieb* wird eine Betriebsart verstanden, bei der der Dieselmotor abgeschaltet ist und der gesamte Energiebedarf des Fahrzeuges durch eine alternative Energiequelle abgedeckt wird. Dies kann insbesondere auf innerstädtischen Streckenabschnitten und im Bereich von Bahnhöfen von Interesse sein. Für die Realisierbarkeit dieser Betriebsart sind die Dauer der Fahrzeugstillstandszeiten, der Energieinhalt des sekundären Speichers sowie die Leistungsfähigkeit der Energiewandler des hybriden Antriebszweiges von entscheidender Bedeutung.

Beim Anfahren muss eine bestimmte Mindestbeschleunigung erreicht werden, um belegte Bahnhofsgleise möglichst schnell räumen zu können und die Fahrzeitverluste möglichst gering zu halten. Andererseits muss der Betrieb von Hilfs- und Nebenbetrieben auch während der Stillstandszeit des Dieselmotors abgesichert werden. Hierzu sind insbesondere die unter Umständen nachlaufende Kühlanlage, der Luftpressor und die Klimageräte zu zählen. Leistungsbedarf und Betriebsregime der Hilfs- und Nebenbetriebe müssen bekannt sein, um die Energieflüsse entsprechend steuern und den sekundären Energiespeicher auslegen zu können.

Alternativ kann ein Eingriff in das Betriebsregime der Hilfs- und Nebenbetriebe erwogen werden. Einerseits könnten während kurzer Stillstandszeiten die Komponenten mit hohem Energiebedarf (z.B. Klimageräte) abgeschaltet werden, solange dies bei gleicher Sicherheit für die Reisenden zulässig ist. Andererseits ist zu prüfen, ob einzelne Komponenten in den Phasen der Bremsarbeitsrückgewinnung direkt aus dem alternativen Antriebszweig gespeist und hinsichtlich ihrer Einschaltdauer und Leistungsaufnahme an diesen angepasst werden können [36].

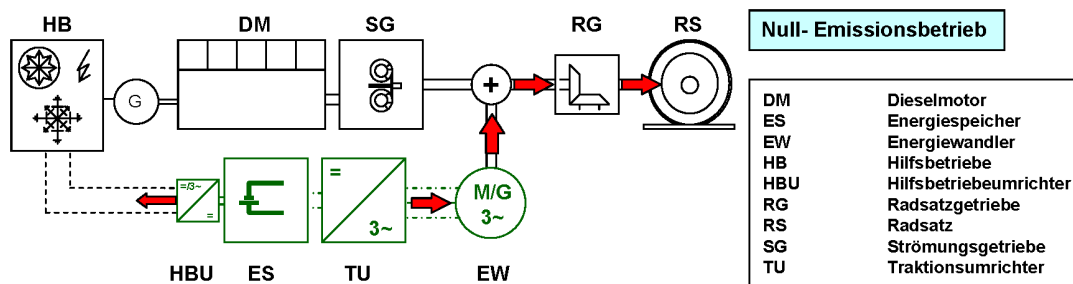


Abbildung 2.5: Schema Null-Emissionsbetrieb (Elektrohybrid)

## 2.4.2 Nachladebetrieb

Unter *Nachladebetrieb* soll ein Wiederauffüllen des sekundären Energiespeichers mithilfe des Dieselmotors verstanden werden. Dies kann in dem Moment von Interesse sein, wenn die Leistungsfähigkeit des Hybridzweiges zum vollständigen Nachladen des Speichers nicht genügt oder wenn während langer Halte- bzw. Abstellzeiten ein Entladen des Speichers stattgefunden hat.

Es ist zu beachten, dass dieser Betriebsmodus bei parallelen Hybridkonfigurationen ohne Überlagerungsgetriebe (Planetengetriebe) im Fahrzeugstillstand nicht verfügbar ist, da der Energiewandler über die mechanischen Elemente fest mit den angetriebenen Radsätzen verbunden ist und somit nicht direkt vom Dieselmotor angetrieben werden kann. In dieser Konfiguration ist auch ein Nachladen während der Fahrt wenig sinnvoll, da der Übertragungsweg und die damit verbundene Wirkungsgradkette sehr ungünstig wäre.

Ein Wiederauffüllen des sekundären Speichers über den Nebenantrieb des Dieselmotors wäre jedoch denkbar, wenn die Leistungsfähigkeit der nachgeschalteten elektrischen oder hydrostatischen Komponenten entsprechend angepasst werden kann.

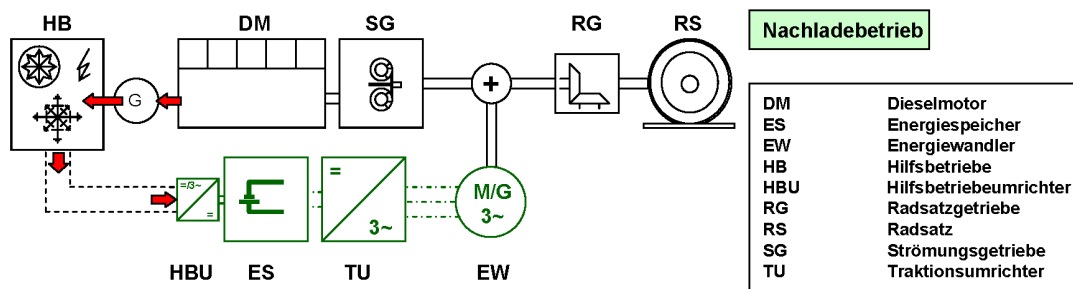


Abbildung 2.6: Schema Nachladebetrieb (Elektrohybrid)

### 2.4.3 Bremsarbeitsrekuperation

Im Modus *Bremsarbeitsrekuperation* wird ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeuges in nutzbare Energie zurück gewandelt. Je nach verwendetem Sekundärspeicher kann dies elektrische, mechanische oder Druckenergie sein. Es ist davon auszugehen, dass mittels eines Blendingverfahrens die einzelnen Bremssysteme in der Reihenfolge: regenerative Bremse, verschleißfreie Bremse, konventionelle Reibungsbremse zugeschaltet werden. Die verschleißlose Bremse ist bei der im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Fahrzeugkategorie (siehe 1.4) ein hydrodynamischer Retarder. Dieser wandelt mechanische Energie zunächst in Strömungs- und dann in thermische Energie, die durch die Kühlanlage des Fahrzeuges abgeführt werden muss. Da Kühlkreislauf und Kühlerlüfter vom Dieselmotor angetrieben werden, muss dieser deshalb bei Einschalten des Retarders im Teillastbetrieb laufen.

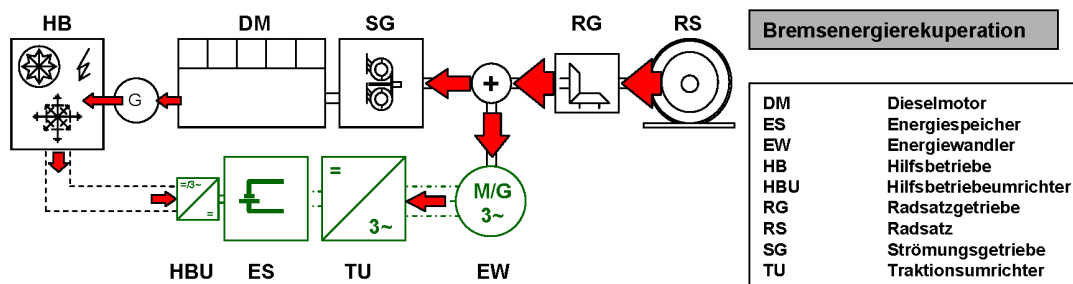


Abbildung 2.7: Schema Bremsarbeitsrekuperation (Elektrohybrid)

### 2.4.4 Lastpunktverschiebung

Die während der Bremsphasen wiedergewonnene Energie steht beim erneuten Anfahren für Traktionszwecke zur Verfügung. Bei der Einspeisung der Leistung beider Antriebsstränge können dabei zwei Strategien verfolgt werden. Einerseits können beide Antriebe mit Volllast betrieben werden, sodass an den Treibrädern eine erhöhte Leistung zur Verfügung steht (siehe Kapitel 2.4.5). Andererseits besteht die Möglichkeit, die Leistung des konventionellen Antriebsstranges um die von dem alternativen Antriebszweig zur Verfügung gestellte Leistung zu reduzieren. Da der Dieselmotor in diesem Falle weniger Leistung abgeben muss, kann er in einem anderen Betriebs- oder Lastpunkt betrieben werden. Deshalb wird dieser Betriebsmodus im folgenden als *Lastpunktverschiebung (LPV)* bezeichnet.

Alternativ kann auch der Ersatz des Dieselmotors durch ein Aggregat geringerer Leistung erwogen werden (Downsizing), dabei gilt es allerdings, den Traktions- und Hilfsleistungsbedarf in Abhängigkeit der Streckenverhältnisse und des Fahrzustandes zu beachten.



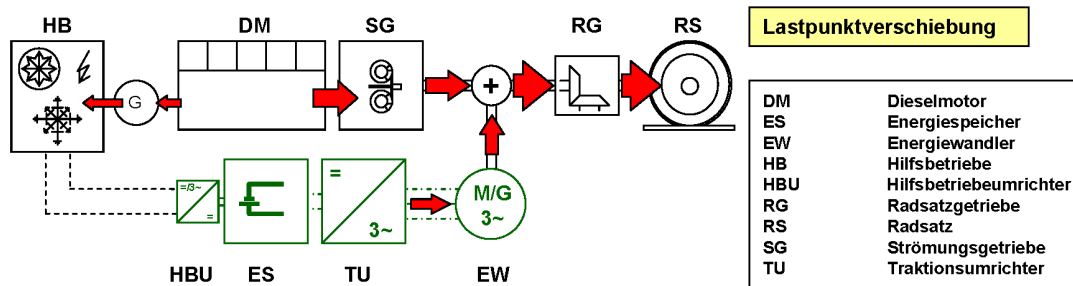


Abbildung 2.8: Schema Lastpunktverschiebung (Elektrohybrid)

## 2.4.5 Boostbetrieb

Im *Boostbetrieb* werden die Leistungen beider Antriebsstränge derart überlagert, dass an den Treibrädern eine höhere Leistung abgegeben wird, als sich durch den konventionellen Antriebsstrang allein erzeugen ließe. Dadurch wird eine Verbesserung des Beschleunigungsvermögens gegenüber dem konventionellen Referenzfahrzeug ermöglicht. Allerdings kann es dabei je nach Fahrzeugkonfiguration zu einer höheren Kraftschlussausnutzung kommen, was gegebenenfalls zu einem erhöhten Regelungsaufwand (Schlupfregelung der Treibradsätze) führen kann. Verteilte Hybridantriebe (siehe Kapitel 2.2) sind für diesen Betriebsmodus besonders gut geeignet, da sich die Kraftschlussausnutzung nicht erhöht.

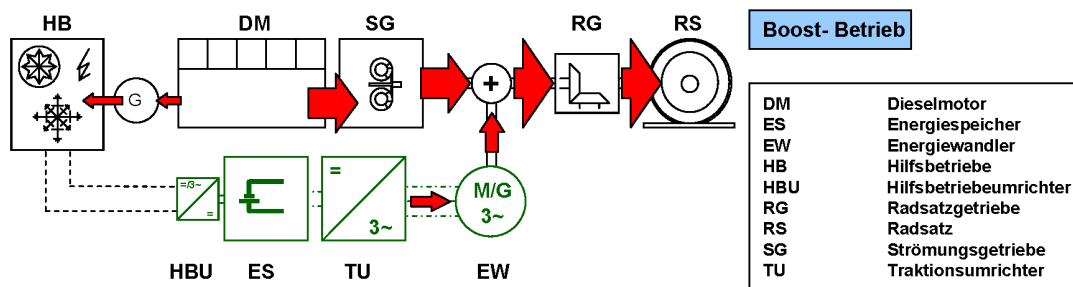


Abbildung 2.9: Schema Boostbetrieb (Elektrohybrid)

## 2.5 ENERGIESPEICHER FÜR MOBILE ANWENDUNGEN

Für die Energiespeicherung auf Fahrzeugen kommen prinzipiell elektrische (Doppelschichtkondensatoren bzw. elektrochemische Speicher) und mechanische (Druckspeicher oder Schwungmassenspeicher) in Betracht. Es wurden in den letzten Jahren umfangreiche Untersuchungen zu der Frage durchgeführt, welche Speicherarten dabei besonders gut geeignet wären (u.a. in [15, 62, 83, 155, 166]). Das Ergebnis dieser Analysen ist bei Weitem nicht eindeutig und unter anderem von der Fahrzeugart, der technischen Philosophie des Fahrzeugbetreibers und der subjektiven Bewertung zukünftiger Entwicklungen im Bereich der Energiespeichertechnologien zum Zeitpunkt der Entstehung dieser Untersuchung sowohl Studien und Projekte zu Hybridkonfigurationen, die auf elektrostatischen Speichern (Doppelschichtkondensatoren) als auch zu solchen, die auf elektrochemischen Speichern oder einer Kombination der beiden genannten Speicherarten basieren. An dieser Stelle soll deshalb keine weitere Evaluation einzelner Speicher vorgenommen werden.

Vielmehr wurde in Abbildung 2.10 versucht, die grundlegenden Zusammenhänge bei der Auswahl und Auslegung von Energiespeichern darzustellen. Dabei sollen weniger Ketten von Ursache und Wirkung gezeigt, als vielmehr verdeutlicht werden, auf welche komplexe Art und Weise unterschiedliche Problemfelder miteinander verknüpft sind. Die Stärke der Verbindungslinien in Abbildung 2.10 ist dabei ein Maß für die Relevanz der jeweiligen Zusammenhänge, die außerdem unterteilt sind in solche, die speicherunabhängig bestehen und solche, die nur bei bestimmten Speichertypen beachtet werden müssen.

Die zwei wichtigsten Größen, die bei der Speicherauswahl und -auslegung eine Rolle spielen,

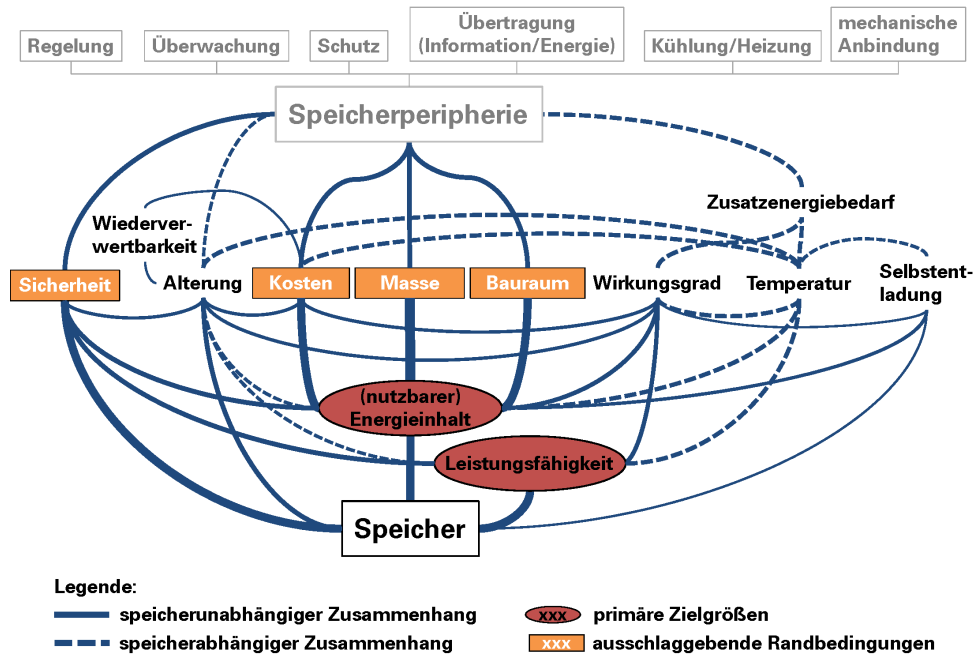


Abbildung 2.10: Bei der Speicherauswahl und -auslegung zu beachtende grundlegende Zusammenhänge

sind der effektiv nutzbare Energieinhalt sowie die Fähigkeit, Leistung aufzunehmen oder abzugeben. Allerdings müssen diese beiden Charakteristika immer im Zusammenhang mit verschiedenen Randbedingungen betrachtet werden.

Randbedingungen, die jede für sich ein Ausschlusskriterium darstellen können, sind in der genannten Abbildung gesondert hervorgehoben (orange hinterlegte Kästchen). So treten Erwägungen zum Wirkungsgrad, dem Temperaturverhalten, der Selbstentladung und der Alterung von Energiespeichern in den Hintergrund, wenn diese in erster Linie zu voluminös, zu schwer, zu teuer oder im Havariefall zu schlecht beherrschbar sind, um auf einem Fahrzeug installiert zu werden.

Neben den Speicherelementen selbst müssen natürlich auch alle Zusatzeinrichtungen berücksichtigt werden, die zur Implementierung bzw. zum Betrieb der Energiespeichereinrichtung notwendig sind und ihrerseits die Massenbilanz, den Bauraumbedarf und die Kosten bedeutend beeinflussen können. Die wichtigsten Funktionen, die in der Regel von der Speicherperipherie abgedeckt werden müssen, sind in Abbildung 2.10 oben aufgeführt.

Die Einordnung verschiedener Energiespeichertechnologien anhand der Kriterien „massenspezifische Leistung“ und „massenspezifischer Energieinhalt“ kann mit Hilfe eines Ragone-Diagramms erfolgen, das in Abbildung 2.11 enthalten ist. Dort werden in vereinfachter Art und Weise die Bereiche umrissen, in denen sich die Charakteristika der 4 im Rahmen der Hybridisierung von Fahrzeugen hauptsächlich betrachteten Speichertechnologien bewegen. Es ist ersichtlich, dass elektrochemische Speicher derzeit noch Defizite bezüglich Ihrer Leistungsfähigkeit aufweisen, wenngleich sie allen anderen verfügbaren Energiespeicherarten (von chemischen Speichern im Sinne von Kraftstoffen einmal abgesehen) hinsichtlich ihrer Energiespeicherfähigkeit überlegen sind. Die Im Vergleich höchste Leistungsfähigkeit weisen Druckspeicher auf, da in ihrem Falle die

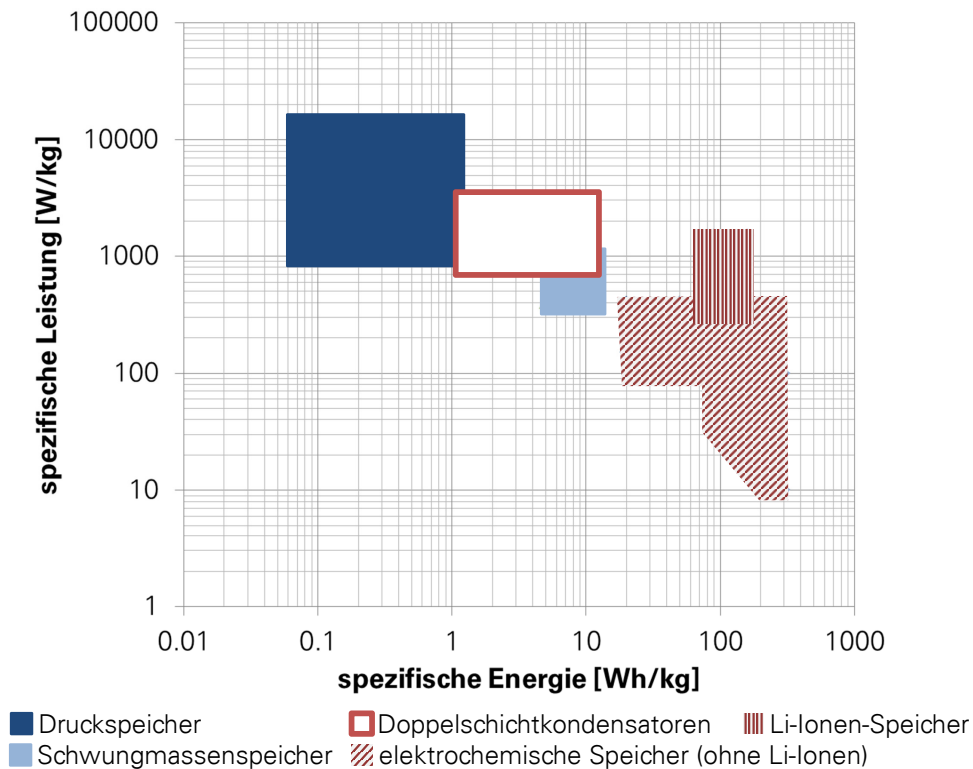


Abbildung 2.11: Ragone-Diagramme verschiedener Speichertypen für mobile Anwendungen (Bezug: Speicherelemente ohne Peripherie)

Energiewandler meistens der begrenzende Faktor sind. Allerdings darf im Hinblick auf Abbildung 2.11 nicht vergessen werden, dass die gesamte Bandbreite von Speichern für unterschiedliche Anwendungsfälle dargestellt wurde und somit im Falle der Druckspeicher auch solche kleiner Baugröße und damit geringen absoluten Energieinhalts erfasst worden sind.

Im Rahmen dieser Untersuchung werden Hybridvarianten mit Druckspeichern und solche mit elektrischen Speichern miteinander verglichen. Auf die Betrachtung von Schwungmassenspeichern wird verzichtet, weil dazu einerseits bereits eine umfangreiche Untersuchung neuerer Datums existiert (Dissertation Söffker [166], siehe auch Abschnitt 1.2.1). Andererseits wurden im ersten Jahrzehnt dieses Jahrhunderts verschiedene Prototyp-Fahrzeuge mit Schwungmassenspeichern im realen Einsatz getestet (siehe unter anderem [12, 82, 167]), ohne dass ein kommerzieller Durchbruch dieser Speichertechnologie zu verzeichnen wäre. Deshalb liegt der Schluss nahe, dass es derzeit im Gegensatz zu Druck- und elektrischen Speichern keine serienreifen Speichersysteme mit Schwungrädern für den Einsatz auf Schienenfahrzeugen gibt. Gemäß Abbildung 2.11 verhalten sich Doppelschichtkondensatoren und Schwungmassenspeicher energetisch ähnlich, sodass die Simulationsergebnisse hinsichtlich des Kraftstoffeinsparpotentials von Hybridvarianten mit elektrostatischen Speichern auch Rückschlüsse auf solche mit Schwungmassenspeichern gleichen Energieinhalts zulassen.

Auf die spezifischen Merkmale der in dieser Untersuchung betrachteten Speicher wird in den jeweiligen Kapiteln zur Modellierung und Auslegung der Speicher (Druckspeicher: Kapitel 4.2, Doppelschichtkondensatoren: 6.4.2, elektrochemische Speicher: Kapitel 6.4.3) näher eingegangen.

## 2.6 FAHRDYNAMISCHE GRUNDLAGEN

Die Bewegung von Dieseltriebwagen entlang des Fahrweges wird im Allgemeinen mit der Fahrdynamischen Grundgleichung (2.1) beschrieben. Hinsichtlich der dabei auftretenden Längskräfte

kann unterschieden werden zwischen solchen, die grundsätzlich in Fahrtrichtung wirken, Kräften, die grundsätzlich der Fortbewegung entgegengerichtet sind und solchen, die ihre Richtung wechseln. Zur ersten Kategorie zählt die Zugkraft an den Treibrädern  $F_T$ , in die zweite Kategorie gehören die Fahrzeugwiderstandskraft  $F_{WFT}$  und der durch Gleisbögen verursachte Teil des Streckenwiderstandes  $F_{WS}$  sowie die Bremskraft  $F_B$ . Der Kategorie der Längskräfte mit wechselndem Vorzeichen sind die zur Streckenwiderstandskraft gehörige Hangabtriebskraft sowie die Massenträgheitskraft des Fahrzeuges zuzuordnen. Letztere wird mit dem Term  $\ddot{x}\xi m$  ausgedrückt, wobei  $m$  für die Fahrzeugmasse,  $\xi$  für den fahrdynamischen Massenfaktor und  $\ddot{x}$  für die Beschleunigung entlang der Hauptbewegungsrichtung stehen.

$$0 = -\ddot{x}\xi m + F_T - F_{WFT} \pm F_{WS} - F_B \quad (2.1)$$

Durch die Hybridisierung wird das Zusammenspiel der beschriebenen Kräfte auf verschiedene Art und Weise beeinflusst, wie im Folgenden gezeigt werden soll.

## 2.6.1 Zugkraft und Kraftschlussausnutzung

Die Zugkraft wird maßgeblich durch den ausnutzbaren Kraftschluss sowie die auf die Treibräder übertragene Traktionsleistung begrenzt. Aus der Gleichung für die Zugkraft an der Kraftschlussgrenze (Gleichung 2.2) lässt sich der bei der Anfahrt ausgenutzte Kraftschluss  $\tau$  rechnerisch ermitteln. Dabei steht  $g$  für die Erdbeschleunigung und  $m_R$  für die sogenannte „Reibungsmasse“ des Fahrzeugs, womit die Summe der Massenanteile, die sich auf den angetriebenen Radsätzen abstützen, gemeint ist.

$$F_T = m_R g \tau \quad (2.2)$$

Wie Tabelle 1.1 impliziert, ist bei vielen Dieseltriebwagen die Reibungsmasse nicht mit der Fahrzeugmasse identisch, da die Fahrzeuge nicht angetriebene Radsätze aufweisen. Soll ein Hybridfahrzeug im Boost-Modus (s. Kap. 2.4) betrieben werden ist der Abstand des ausgenutzten Kraftschlusses zur Kraftschlussgrenze für den konventionellen Antrieb dafür entscheidend, ob eine Ausführung als Parallelhybrid mit überlagertem oder verteiltem Antrieb (s. Kap. 2.2) infrage kommt. Tabelle 2.1 zeigt die Kraftschlussausnutzung herkömmlicher Triebwagen anhand ausgewählter Beispiele. Es ist nicht einfach, eine genaue Aussage über die Kraftschlussgrenze zu tref-

Tabelle 2.1: Kraftschlussausnutzung ausgewählter Triebwagenbaureihen (Datengrundlage: [52])

	BR 611	BR 612	BR 628.4	BR 640
$m_R$	56,0 t	56,0 t	19,5 t	22,0 t
$F_T(v=0)$	128 kN	134 kN	60 kN	41 kN
$\tau$	0,23	0,24	0,31	0,19

fen, weil die Kraftschlussverhältnisse in der Realität sehr komplexen Einflüssen mit ausgeprägt stochastischem Charakter unterliegen. Nach [13] kann jeder Kraftschlussbeiwert mit einer Schleuderwahrscheinlichkeit verknüpft werden. Dies bedeutet, dass eine niedrige Kraftschlussausnutzung die Wahrscheinlichkeit erhöht, die maximale Zugkraft auch bei widrigen Umgebungsbedingungen von den Rädern auf die Schiene übertragen zu können. Die Schleuderneigung muss also mit steigender Kraftschlussausnutzung zunehmen, was in gewissen Grenzen durch eine Schlupfregelung der Treibradsätze abgefangen werden kann. Es ist jedoch zu bedenken, dass eine solche Regelung bei Systemen mit überlagerten Antrieben sehr aufwendig und kompliziert ist. Gemäß Tabelle 2.1 liegt die Kraftschlussausnutzung bei Triebwagen der BR 628 im Anfahrpunkt bei 0,31 und damit deutlich über den Werten der übrigen Fahrzeuge. Es ist davon auszugehen, dass bei diesen Fahrzeugen eine Hybridkonfiguration als Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb zu favorisieren ist. Demgegenüber können bei den übrigen aufgeführten Baureihen beide parallelen Hybridkonfigurationen in Betracht gezogen werden, sofern dies konstruktiv möglich ist. Bei einem Einsatzprofil mit häufigen Anfahrvorgängen (im deutschen Sprachraum: → Regionalbahnen) sollte jedoch im Falle der Baureihen 611 und 612 der verteilte Hybridantrieb präferiert werden. Erfolgt der Einsatz dieser Fahrzeuge jedoch vornehmlich im Regionalverkehr (als → Regionalexpress), kann eine parallele Hybridkonfiguration mit überlagerten Antrieben eine praktikable Kompromisslösung sein.

## 2.7 REKUPERATIONSPOTENTIAL

Das Potential der Bremsarbeitsrückgewinnung kann in erster Näherung über die maximale kinetische Energie  $E_{kin}$  des Fahrzeuges abgeschätzt werden. Unter Einbeziehung des fahrdynamischen Massenfaktors  $\xi$  zur Berücksichtigung der Rotationsenergie von Drehmassen (z.B. der Radsätze) ergibt sich nach Gleichung 2.3 eine lineare Abhängigkeit von der Masse sowie eine quadratische Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \xi m v^2 \quad (2.3)$$

Es ist allerdings zu beachten, dass der Betrag der an den Bremsen umgewandelten Energie maßgeblich durch die Widerstandskräfte beeinflusst wird. Der Fahrzeugwiderstand entzieht der Fahrzeugbewegung Energie und wandelt sie überwiegend in Reibungswärme um, die nicht wiedergewonnen werden kann. Seine mathematische Beschreibung erfolgt meist mittels zweigliedriger, manchmal auch dreigliedriger quadratischer Formeln [189]. Abbildung 2.12 zeigt beispielhaft den Verlauf der Fahrzeugwiderstände dreier dieselhydraulischer Triebwagen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Aufgrund der im Schienenverkehr üblichen relativ hohen Fahrzeugmassen,

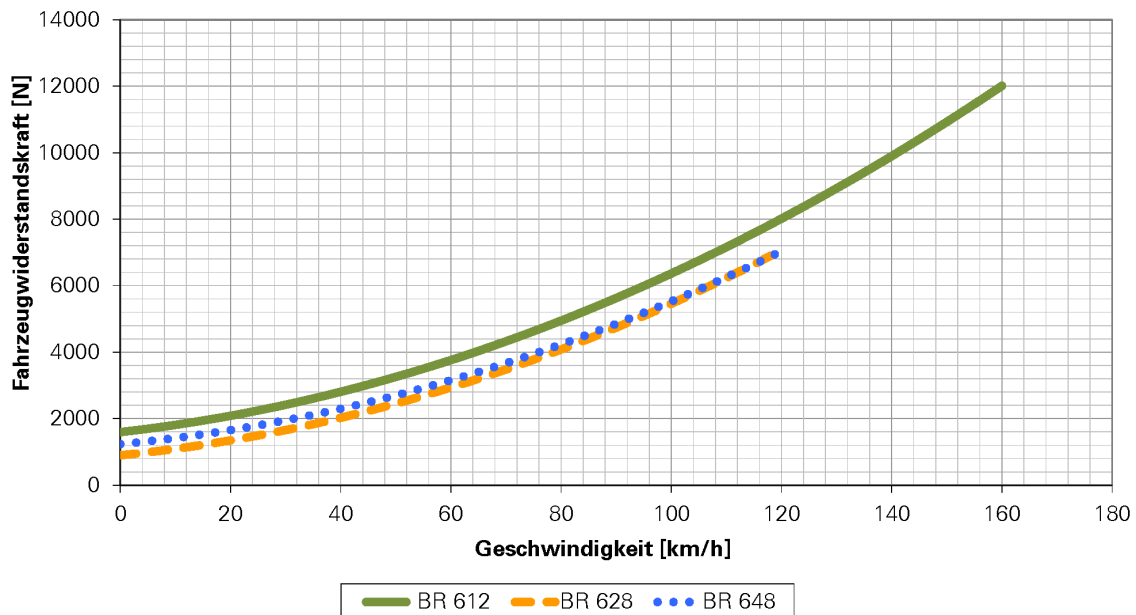


Abbildung 2.12: Fahrzeugwiderstände ausgewählter Nahverkehrstriebwagen (Quelle: [52])

kann der Betrag des Neigungswiderstandes auch bereits auf Streckenabschnitten mit geringer Neigung den des Fahrzeugwiderstandes deutlich überschreiten. Abbildung 2.13 verdeutlicht dies anhand eines Triebwagens mit einer Fahrzeugmasse von 108 t bei 80 km/h und einer Bremsverzögerung von  $0,6 \text{ m/s}^2$ . Im Falle von Bremsungen ist also die Bremskraft und damit die an den Bremsen umgesetzte Energie bei gleicher Bremsverzögerung von der Streckenneigung abhängig. Die insgesamt bei einer Bremsung an den Bremsen potentiell wiederzugewinnende Energie ist im Idealfall der beim Bremsen verrichteten Arbeit  $W_B$  äquivalent und lässt sich mit Hilfe von Gleichung (2.4) bestimmen.

$$W_B = \frac{1}{2} \xi m v^2 - \int P_{WFT} dt \pm \int P_{WS} dt \quad (2.4)$$

Bei der Lösung dieser Gleichung können für jedes Fahrzeug die Parameter mittlere Bremsverzögerung, Bremsausgangsgeschwindigkeit und Streckenneigung variiert werden. Anhang A.6 enthält eine Abbildung, die das Bremsarbeitsrekuperationspotential für die Baureihen 648 und 612

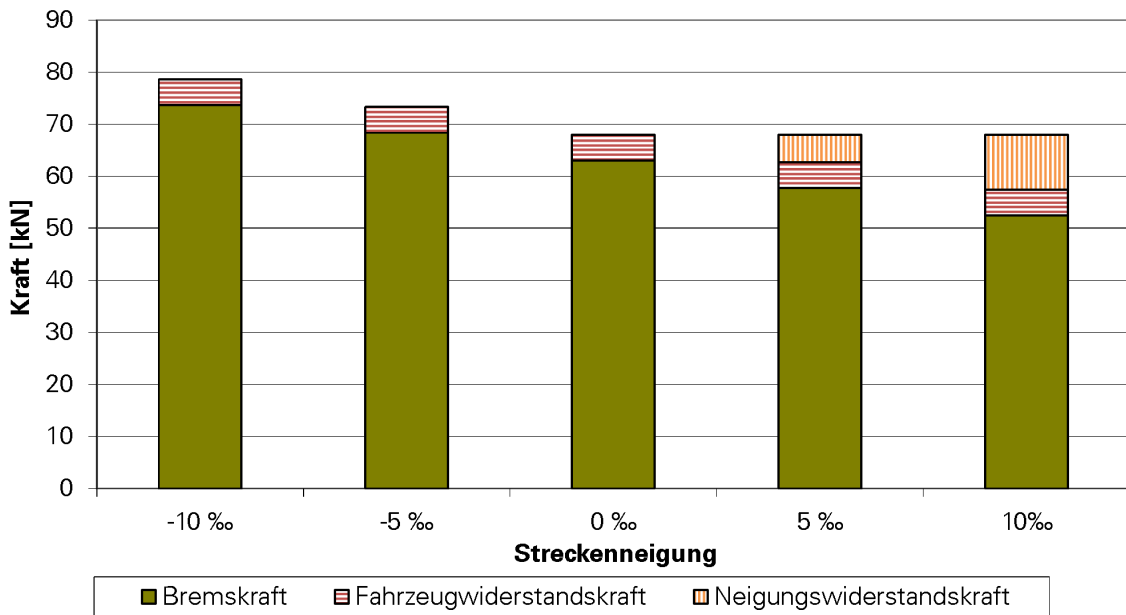


Abbildung 2.13: Neigungsabhängige Aufteilung der Verzögerungskräfte für einen Triebwagen mit 108 t Fahrzeugmasse bei 80 km/h

der DB AG für verschiedene Neigungen und Bremsausgangsgeschwindigkeiten bei einer angenommenen konstanten Bremsverzögerung von  $0,6\text{m/s}^2$  illustriert. Bezieht man den absoluten Betrag der Bremsarbeit auf die jeweilige Fahrzeugmasse, so verschwindet der fahrzeugspezifische Unterschied in den Verläufen nahezu, wie die Abbildung in Anhang A.7 zeigt. Es ist somit möglich, die anfallende Bremsarbeit fahrzeugunabhängig nur als massenspezifische Größe in Abhängigkeit von Streckenneigung und konstanter Bremsverzögerung abzuschätzen. Es ergeben sich die in den Anhängen A.8 und A.9 enthaltenen Kennfelder, aus denen ersichtlich ist, dass Energiemengen im zweistelligen kWh-Bereich für einen Triebwagen mit einer Masse von 100 t realistisch sind.

Auf fahrdynamischer Basis lassen sich nicht nur die maximalen Anforderungen an die Energiespeicher, sondern auch jene an die Energiewandler ableiten. Bezieht man die ermittelten Beträge der Bremsarbeit auf die Gesamtbremszeit, so erhält man die mittlere Bremsleistung. Diese wird naturgemäß umso höher, je größer die Bremsverzögerung gewählt wird. Analog der an den Bremsen umgesetzten Energie lassen sich auch die mittleren Bremsleistungen auf die Fahrzeugmasse beziehen, um fahrzeugunabhängige Darstellungen zu erhalten. Wie aus den Diagrammen in den Anhängen A.10-A.12 hervorgeht, müssten die Energiewandler insbesondere bei hohen Verzögerungen ein beträchtliches Leistungsvermögen aufweisen, um das Bremsarbeitspotential vollständig in der vorgegebenen Zeit zu wandeln.

Neben den voranstehend betrachteten Bremsungen zur Geschwindigkeits*reduzierung* treten in starken Gefällen im Fahrzeugauslauf auch Bremsungen zur Geschwindigkeits*regulierung* auf. Diese Art der Bremsung soll hier als Beharrungsbremsung bezeichnet werden. Für den Fahrzeugauslauf im Gefälle gilt Gleichung (2.5).

$$\xi \ddot{x}m = -F_{WFT} - F_{WS} = -F_{WFT} - mgi \quad (2.5)$$

Für Beharrungsfahrten nimmt der linke Term in der Gleichung den Wert null an. Das sich durch Umstellung dieser Gleichung ergebende Grenzgefälle  $i_{gr}$  kann definiert werden als dasjenige Gefälle, ab dem im Fahrzeugauslauf Bremskräfte appliziert werden müssen, um eine weitere Beschleunigung des Fahrzeuges zu verhindern. Abbildung 2.14 zeigt den geschwindigkeitsabhängigen Betrag des Grenzgefälles für verschiedene Triebwagenbaureihen. Mit Hilfe des Grenzgefälles ist es möglich, für jede Triebfahrzeugbauart und jede Geschwindigkeit diejenigen Streckenabschnitte zu identifizieren, die für Beharrungsbremsungen überhaupt relevant sind (siehe Anhang

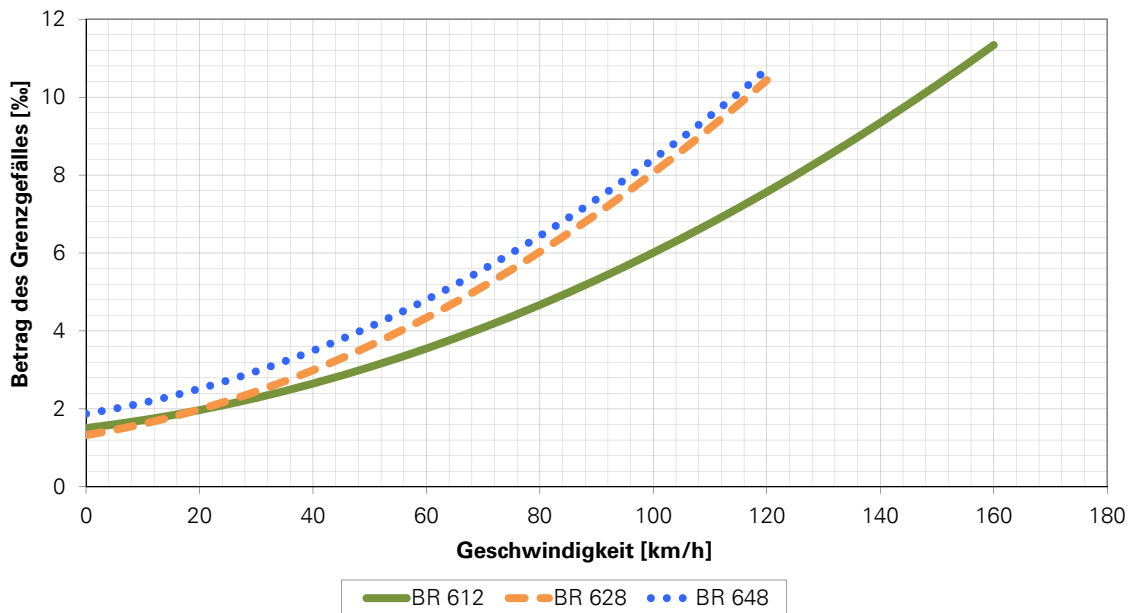


Abbildung 2.14: Grenzgefälle für Beharrungsbremungen

A.15). Aus der Differenz von Fahrzeug- und Streckenwiderstandskraft erhält man die benötigte Beharrungsbremkraft, aus der sich durch Multiplikation mit der Beharrungsgeschwindigkeit die Beharrungsbremleistung ermitteln lässt. In Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Streckenneigung ergibt sich ein Bremsleistungskennfeld, wie es beispielhaft für die Baureihe 612 der DB AG in Anhang A.14 aufgeführt ist. Daraus resultiert die Leistung, die die Energiewandler des Hybridzweiges erbringen müssten, um die gesamte potentielle Energie in Nutzenergie zu wandeln. Unter der Annahme, dass eine vollständige Energiewandlung möglich ist, lässt sich weiterhin ein Schaubild für das wegspezifische Bremsarbeitsrekuperationspotential in Abhängigkeit der Parameter Geschwindigkeit und Streckenneigung aufstellen. Die für die Baureihe 612 erstellte Darstellung ist Anhang A.13 zu entnehmen. Aus dieser ist ersichtlich, dass für diese Triebwagenbaureihe bei Fahrten mit 80 km/h in 15‰ Gefälle eine Energiemenge von ca. 3 kWh/km anfallen würde. Die dafür benötigte Bremsleistung an den Energiewandlern betrüge etwa 250 kW.

## 2.7.1 Streckengebundene Potentialabschätzung

Das Einsparpotential durch die Hybridisierung eines Fahrzeuges ist ganz erheblich von den Betriebsbedingungen abhängig. So spielt die Häufigkeit von Anfahrvorgängen (und damit der mittlere Haltestellenabstand) sowie das Geschwindigkeitsniveau, auf das beschleunigt und aus dem gebremst wird, eine wichtige Rolle.

In der Literatur werden zwei Ansätze genannt, um das „Hybridisierungspotential“ für ein streckengebundenes Betriebsregime abzuschätzen. Zum einen ist dies der sogenannte → Nutzbremsefaktor (siehe u.a. [14, 126]) und zum anderen das von Jeunesse in [67] vorgeschlagene „Leistungs-Hybridisierungs-Potential“. Ersterer spiegelt das Verhältnis von Traktionsarbeit und Bremsarbeit am Radumfang wider, während letzteres als die Differenz von 1 und dem Quotienten aus mittlerer Antriebsleistung und maximaler Antriebsleistung definiert ist.

Der Nutzbremsefaktor kann theoretisch Werte zwischen 0 (Verzögerung des Fahrzeuges ausschließlich durch die Fahrwiderstände) und 1 (kein Fahrzeugauslauf) annehmen. Werden auch Beharrungsbremungen in die Betrachtung mit einbezogen, sind sogar Werte größer 1 möglich. Je mehr sich der Nutzbremsefaktor dem Wert 1 annähert, desto größer ist das Energie-Einsparpotential durch Hybridisierung. Wäre die Kapazität des Energiespeichers unbegrenzt und würde die Energiewandlung beim Laden und Entladen des Speichers verlustlos erfolgen, könnte

die Energieeinsparung unmittelbar aus dem Nutzbremsfaktor abgeleitet werden. Die Realität ist jedoch wesentlich komplexer.

Das „Leistungs-Hybridisierungs-Potential“ wurde im Rahmen von Untersuchungen zur Hybridisierung von Rangier-Diesellokomotiven definiert. Diese Fahrzeugart eignet sich dann besonders gut für die Implementierung eines zweiten Antriebsstranges, wenn während des Betriebes lediglich kurze Lastspitzen auftreten und die mittlere abgerufene Leistung vergleichsweise niedrig ist. Diese Überlegung ist prinzipiell auch auf Dieseltriebwagen übertragbar, das Betriebsregime dieser Fahrzeuge ist jedoch sehr vielgestaltig und ähnelt nur in bestimmten Fällen dem von Rangierlokomotiven (siehe Abschnitt 1.4.1). Das „Leistungs-Hybridisierungs-Potential“ wird deshalb im Folgenden lediglich informativ aufgeführt, während der Nutzbremsfaktor im Rahmen der Bewertung der Ergebnisse der Streckensimulation als Referenz herangezogen wird (siehe Kapitel 5.3.4 und 7.2.4).

Tabelle 2.2 enthält die mittels Simulation mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Grundmodell (siehe Abschnitt 3.3) ermittelten Nutzbremsfaktoren und Hybridisierungs-Potentiale für verschiedene reale Strecken (siehe Kapitel 5.3.1 bzw. Anhang A.36). Dabei wurde eine energiesparende Fahrweise (siehe Kapitel 3.4.1) zugrunde gelegt.

Tabelle 2.2: Nutzbremsfaktoren und Leistungs-Hybridisierungspotentiale verschiedener nicht elektrifizierter Strecken des deutschen Eisenbahnnetzes (siehe Kapitel 5.3.1 und Anhang A.36); es bedeuten: **Nr** = im Rahmen dieser Arbeit zugeordnete Streckennummer, **Hm** = Haltestellenmuster (**RB** für „Regionalbahn“ (Halt an allen Bahnhöfen/Haltepunkten), **RE** für „Regionalexpress“ (Halt nur an Knotenbahnhöfen)), **Ri** = Richtung (mit **H**infahrt und **R**ückfahrt), **L** = Streckenlänge, **s<sub>H,m</sub>** = mittlerer Haltestellenabstand, **σ<sub>H</sub>** = Standardabweichung des mittleren Haltestellenabstandes, **v<sub>R,m</sub>** = mittlere Regelgeschwindigkeit (Soll-Geschwindigkeit) auf der Strecke, **n<sub>Δv</sub>** = Anzahl der Regelgeschwindigkeitsreduzierungen auf einer Strecke, **f<sub>NB</sub>** = Nutzbremsfaktor, **Φ<sub>Hyb</sub>** = Leistungs-Hybridisierungs-Potential ; *Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten*

Nr	Hm	Ri	L	s <sub>H,m</sub>	σ <sub>H</sub>	v <sub>R,m</sub>	n <sub>Δv</sub>	f <sub>NB</sub>	Φ <sub>Hyb</sub>
-	-	-	km	km	km	km/h	-	-	-
1	RB	H/R	52,4	8,7	3,6	98	1	0,34	0,82
2	RB	H/R	61,9	6,9	3,0	114	7	0,44	0,78
3	RB	H	54,5	10,7	4,8	112	6	0,20	0,71
3	RB	R	54,5	10,7	4,8	112	6	0,51	0,83
4	RB	H	47,6	9,5	2,9	95	7	0,21	0,77
4	RB	R	47,6	9,5	2,9	95	7	0,63	0,87
5	RB	H	20,7	3,5	0,6	69	7	0,35	0,84
5	RB	R	20,7	3,5	0,6	69	7	0,92	0,90
6	RB	H	68,0	6,2	2,1	97	5	0,46	0,76
6	RB	R	68,0	6,2	2,1	97	5	0,55	0,78
7	RB	H	90,4	5,6	2,2	118	10	0,54	0,73
7	RB	R	90,4	5,6	2,2	118	10	0,55	0,74
7	RE	H	90,4	12,9	3,6	118	8	0,34	0,73
7	RE	R	90,4	12,9	3,6	118	8	0,38	0,73
7NT	RE	H	90,4	12,9	3,6	148	8	0,36	0,64
7NT	RE	R	90,4	12,9	3,6	148	8	0,41	0,63
8	RB	H	81,4	4,0	2,0	118	19	0,49	0,73
8	RB	R	81,4	4,0	2,0	118	19	0,74	0,79
8	RE	H	81,4	16,1	8,8	118	19	0,28	0,66
8	RE	R	81,4	16,1	8,8	118	19	0,52	0,74
8NT	RE	H	81,4	16,1	8,8	130	18	0,29	0,61
8NT	RE	R	81,4	16,1	8,8	130	18	0,48	0,61



## 2.8 GRENZEN DER BREMSARBEITSREKUPERATION

Ein Nachteil der parallelen gegenüber der seriellen Hybridkonfiguration ist die Tatsache, dass sowohl Energiespeicher als auch Energiewandler zusätzlich auf dem Fahrzeug untergebracht werden müssen. Damit kommt deren Leistungs- bzw. Energiedichte eine große Bedeutung zu, da der Spielraum für zusätzliche Einbaumassen bzw. -volumen begrenzt ist (siehe Abschnitte 2.9 und 2.10).

### 2.8.1 Begrenzung durch die Energiewandler

Für die in dieser Arbeit betrachteten Parallelhybrid-Konfigurationen kommen hydrostatische und elektrische Maschinen als Energiewandler infrage. Die Aggregate müssen möglichst leicht und kompakt gebaut sein, damit ein Maximum an zusätzlicher Leistung verbaut werden kann.

Bei elektrischen Maschinen stellen Drehstromasynchronmotoren den Stand der Technik dar, während Permanentmagnetmotoren immer mehr an Bedeutung gewinnen. Da es zu letzteren jedoch kaum verwertbare Daten gibt, die öffentlich zugänglich sind, können sie an dieser Stelle nicht weiter betrachtet werden.

Da elektrische Fahrmotoren im Gegensatz zu Standardmotoren aufgrund der fahrzeugspezifischen Limitierungen hinsichtlich Einbauraum und Masse den oben genannten Forderungen am ehesten entsprechen, wurde eine Literaturrecherche zu Asynchronfahrmotoren durchgeführt [40, 110, 141, 142, 162, 169]. Wie Abbildung 2.15 zeigt, liegt die spezifische Masse moderner Drehstromasynchronfahrmotoren in dem für die Hybridisierung relevanten Leistungsbereich zwischen 2 und 4 kg/kW. Die spezifische Masse nimmt mit steigender Nennleistung tendenziell ab und er-

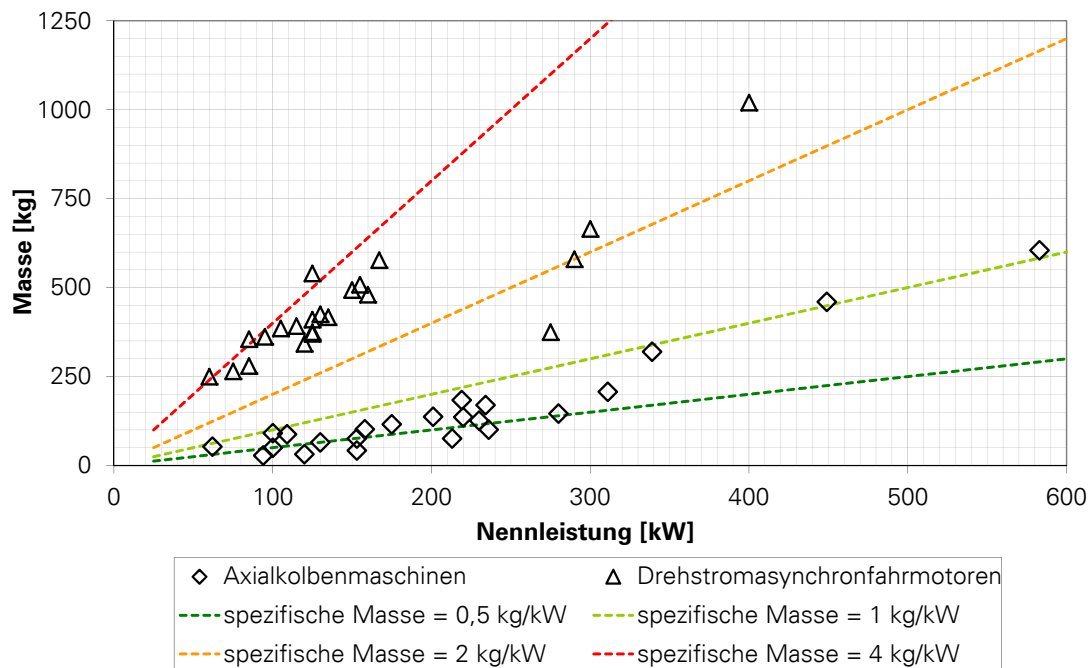


Abbildung 2.15: Massen von elektrischen und hydrodynamischen Energiewandlern bezogen auf ihre jeweilige Nennleistung

reicht bei Hochleistungsfahrmotoren Werte um 1,5 kg/kW [40].

Für hydrostatische Axialkolbenmaschinen wurde auf Basis von Produktdatenblättern [16, 88] ebenfalls der Zusammenhang zwischen Masse und Leistung ermittelt. Es zeigt sich, dass diese Energiewandler über den gesamten betrachteten Leistungsbereich den Drehstromasynchronmaschinen hinsichtlich der leistungsspezifischen Masse überlegen sind.

Angesichts der Tatsache, dass der Gesamtmasse des Fahrzeuges durch die einzuhaltenden Rad-satzlasten Grenzen gesetzt sind (siehe Kapitel 2.10), ergibt sich für die Leistungsfähigkeit des Hybridstranges generell eine Begrenzung, die hauptsächlich von der jeweiligen Massenreserve des Fahrzeuges abhängig ist. Da ein wesentlicher Teil dieser für den Energiespeicher verwendet werden muss (siehe Kapitel 2.8.2, ist es erforderlich, die Leistung der Energiewandler zu limitieren.

## 2.8.2 Begrenzung durch die Energiespeicher

Elektrische Energiespeichersysteme (d.h. Speicherelemente+Peripherie) für mobile Anwendungen weisen ein breites Spektrum an Energiedichten auf. Während aus Doppelschichtkondensatoren aufgebaute Speicher Werte zwischen 0,8 und 2,3 Wh/kg erreichen (siehe [8, 70, 158] sowie Kapitel 6.4.2), zeigt sich in diesem Aspekt eine klare Überlegenheit elektrochemischer Speicher. In Abhängigkeit von der Zellchemie ergeben sich bei ausgeführten Speichern für Hybridfahrzeuge Werte zwischen 20 und 30 Wh/kg (Nickel-Metallhydrid [77, 173]) bzw. 40 und 80 Wh/kg (Lithium-Ionen [48, 55, 132]). Hydrospeicher weisen ähnlich der Doppelschichtkondensatoren nur eine geringe Energiedichte zwischen 0,7 und 1 Wh/kg auf [31, 73, 176].

Auf Basis der vorstehend genannten Werte wurde ein Diagramm erstellt (siehe Abb. 2.16), in dem die Gesamtmasse der jeweiligen Speicher in Abhängigkeit ihres Energieinhaltes dargestellt wird. Die Linien sind bewusst sehr dick eingezeichnet worden um die Bandbreite der Möglichkeiten anzudeuten, die sich durch die Wahl unterschiedlicher Speicherkonfigurationen ergeben. Es

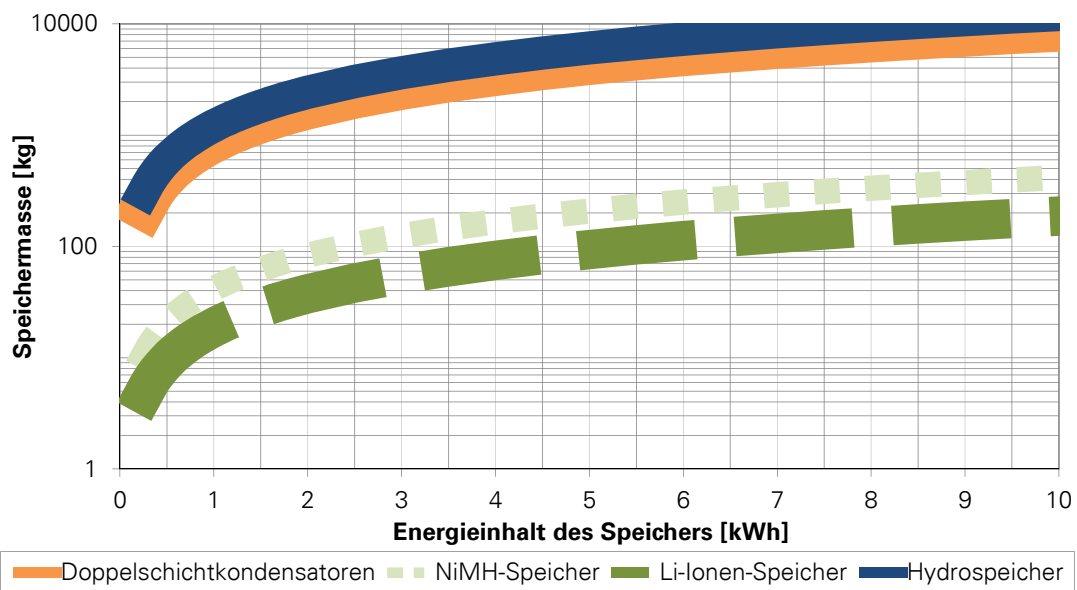


Abbildung 2.16: Zusammenhang zwischen Energieinhalt und Masse bei unterschiedlichen Speicherarten

ist offensichtlich, dass die Massenreserve durch die elektro- und hydrostatischen Speicher bereits bei vergleichsweise geringen Energiemengen erschöpft wird. Hinzu kommt, dass die genannten Speicherarten auch ein entsprechend großes Bauvolumen beanspruchen, sodass Speichergrößen von mehr als 2 kWh pro Fahrzeug(teil) nicht realistisch erscheinen, sofern nicht elektrochemische Energiespeicher zum Einsatz kommen. Eine entsprechende Leistungsdichte vorausgesetzt, stellen diese derzeit die günstigste Lösung dar, wenn es darum geht, den Energieinhalt des Speichers zu maximieren.

## 2.9 BETRACHTUNGEN ZUM VERFÜGBAREN EINBAURAUM

Hinsichtlich des für die Hybridisierung dieselhydraulischer Triebwagen zur Verfügung stehenden Einbauraumes muss unterschieden werden zwischen Bestands- und Neubaufahrzeugen. In ersterer Kategorie kann weiter differenziert werden zwischen Fahrzeugen, deren Konstruktion mehr als 20 Jahre zurückliegt und solchen, die in den letzten zwei Jahrzehnten entwickelt wurden. Ältere Fahrzeugkonstruktionen weisen oft noch die klassische Konfiguration aus angetriebenen und nicht angetriebenen Fahrzeugteilen auf. Beispielhaft ist die Baureihe 628/928 der DB AG zu nennen. Die Steuerwagen der BR 928 bieten unter dem Fahrzeugboden einen verhältnismäßig großen Raum, der bisher nicht genutzt wird (siehe Abbildung 2.17). Seine Größe kann mit Hilfe der Fahrzeugunterlagen auf  $10\text{ m} \times 2,8\text{ m} \times 0,5\text{ m}$  (Länge  $\times$  Breite  $\times$  Höhe) geschätzt werden, was einem Volumen von  $14\text{ m}^3$  entspricht.

Discher hat in [31] eine detailliertere Bauraumanalyse für britische Fahrzeuge der Baureihe 153

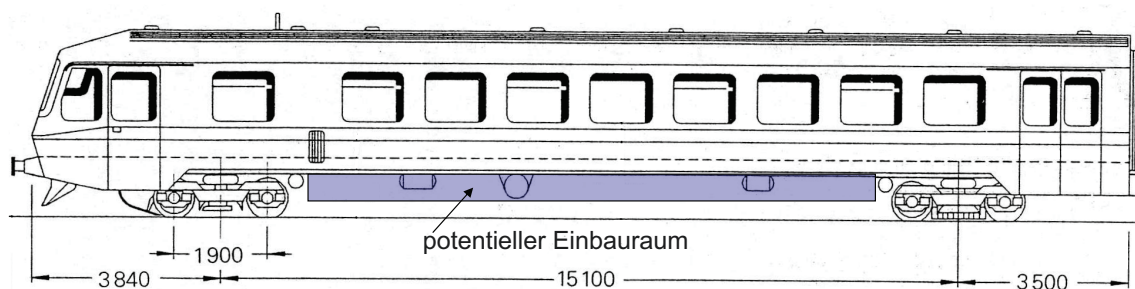


Abbildung 2.17: Lage des potentiellen Einbauraumes BR 928 (Quelle: DUEWAG)

(siehe Abbildung 2.18) durchgeführt. Diese wurden in den Jahren 1987-1988 gebaut und bestehen aus nur einem Fahrzeugteil mit Unterflurantrieb. Anders als bei dem zuvor betrachteten Beispiel steht bei diesem Fahrzeug kein großer zusammenhängender Einbauraum zur Verfügung. Discher hat jedoch nachgewiesen, dass mehrere über den Fahrzeugboden verteilte kleinere Einbau Räume durch geringfügige Umbauten erschlossen werden können. Das von Discher ermittelte Gesamtvolumen beläuft sich auf etwa  $1,1\text{ m}^3 + 0,9\text{ m}^3 + 1,3\text{ m}^3 = 3,3\text{ m}^3$ . Triebwagen neuerer Bauart verfügen oft über mehrere Maschinenanlagen. So weisen z.B. die deutschen Baureihen 611, 612, 641 und 648 jeweils zwei Antriebsanlagen auf. Deshalb ist auch bei mehrteiligen Triebwagen (BR 611/612/648) der Raum unter den Wagenkästen beider Fahrzeugteile weitgehend belegt (siehe z.B. [58]). Es besteht jedoch die Möglichkeit, auf dem Fahrzeugdach zusätzliche Ausrüstung in Dachcontainern unterzubringen, sofern die Festigkeit der Wagenkastenstruktur dies zulässt und die durch die Fahrzeugeinschränkung vorgegebenen Restriktionen eingehalten werden. Die Abbildungen 2.19(a) und 2.19(b) illustrieren diese Feststellung beispielhaft anhand der Baureihen 612 und 648. Beide Fahrzeuge verfügen über eine Dachklimaanlage, die deutlich aus dem Fahrzeugkasten herausragt und deren Höhe und Breite als Richtwert für weitere zu installierende Module benutzt werden können. Insbesondere bei Dachsektionen in Drehgestellnähe kann davon ausgegangen werden, dass es hinsichtlich der Einhaltung der Fahrzeugbegrenzungslinie keine Probleme geben wird. Mangels genauer Angaben kann der im Dachbereich zusätzlich verfügbare Raum an dieser Stelle nur grob abgeschätzt werden. Bei einer Höhe von 300 mm und einer Breite von 1500 mm ergeben sich für Variable Längen zwischen 1500 und 3000 mm Volumen von 0,68 bis  $1,35\text{ m}^3$  je Dachcontainer. Bei der Baureihe 612 könnten potentiell mindestens 4 solcher Module über den Drehgestellen angeordnet werden, sodass sich insgesamt ein Volumen von ca.  $5,4\text{ m}^3$  ergäbe.

Gemäß der in [7] enthaltenen Übersichtszeichnungen, könnten sich bei der Baureihe 648 zudem Bauraumreserven unter dem Fahrzeugboden ergeben. Es wird jedoch an dieser Stelle darauf verzichtet, eine Bauraumabschätzung zu treffen, da es dazu detaillierterer Darstellungen bedürfte. Eine weitere Möglichkeit, Teile der Hybrid ausrüstung auf den Fahrzeugen unterzubringen, besteht theoretisch darin, Teile des Nutzraumes (z.B. Mehrzweckräume) umzufunktionieren. Allerdings müssen die Risiken, die die Unterbringung von Energiespeichern oder -wandlern in der Nähe von



Abbildung 2.18: Die britische Baureihe 153 (Foto: Peter Skuce)



(a) Baureihe 612



(b) Baureihe 648

Abbildung 2.19: Potentielle Einbau­räume im Dachbereich (blaue Markierungen)



Fahrgasträumen birgt, beachtet werden.

Die genaue Anordnung der Komponenten hybrider Antriebszweige und die damit verbundenen konstruktiven Detailstudien sind nicht Bestandteil dieser Arbeit. Die in diesem Kapitel abgeschätzten Volumina dienen im folgenden hauptsächlich der Abschätzung des Speichervolumens. Der Raumbedarf von Energiewandlern und sonstiger mit dem Hybridstrang in Verbindung stehender Ausrüstungsteile wird nicht speziell betrachtet. Die vorstehend abgeschätzten Bauraumvolumina werden deshalb im Rahmen dieser Untersuchung nur informativ angegeben und dienen lediglich einer Abschätzung der Größenordnung der potentiell zur Verfügung stehenden Einbauträume. Diese bewegen sich für die betrachtete Fahrzeugkategorie nach Einschätzung des Autors in einer Größenordnung zwischen 1,5 und 7 m<sup>3</sup>.

## 2.10 BETRACHTUNGEN ZUR FAHRZEUGMASSE

Parallel zu der Problematik des verfügbaren Bauraumes stellt sich bei der Ausrüstung von Fahrzeugen mit Hybridtechnologie die Frage, welche zusätzlichen Massen integriert werden können, ohne den freizügigen Fahrzeugeinsatz einzuschränken. Dazu sind die fahrzeug- und streckenseitigen Restriktionen hinsichtlich der Radsatzlast und der Meterlast zu beachten.

Zum einen muss dabei der Tatsache Rechnung getragen werden, dass die Auslegung der Tragwerke und Radsätze eines Fahrzeuges unter anderem auf der Annahme einer „Auslegungsmasse bei außergewöhnlicher Zuladung“ nach DIN EN 15663 beruht. Wird diese Masse nach einem Umbau signifikant überschritten, muss die Auslegung insbesondere der Radsätze überprüft werden. Gegebenenfalls muss ein Austausch der Radsätze durchgeführt werden, was wiederum Änderungen an Lagern und Radsatzgetrieben zur Folge haben kann.

Es ist international üblich, Eisenbahnstrecken in Klassen einzuteilen. Diese sind in DIN EN 15528 definiert (siehe [29]) und legen die streckenseitig maximal zulässige Radsatz- und Meterlast der auf der jeweiligen Strecke verkehrenden Eisenbahnfahrzeuge fest. Hinsichtlich der für die Berechnung von Meter- und Radsatzlast zu berücksichtigenden Fahrzeugmassen bezieht sich die oben genannte Norm auf DIN EN 15663. Es wird gefordert, dass für die Ermittlung die „Auslegungsmasse mit der außergewöhnlichen Zuladung“ [29] berücksichtigt wird. Sie setzt sich zusammen aus der „Masse des Fahrzeugs, komplett mit allen für den Betrieb erforderlichen Verbrauchsstoffen und Zugpersonal“ zuzüglich der „außergewöhnlichen Zuladung“. Diese ergibt sich aus der Annahme, dass alle verfügbaren Sitze belegt und alle für Stehplätze und Gepäck vorgesehenen Flächen maximal ausgenutzt werden. Die Fahrzeugmasse mit außergewöhnlicher Zuladung kann beträchtlich von der Fahrzeugeigenmasse abweichen. Für die Triebwagen der BR 648 ergibt sich beispielsweise nach [7] eine Differenz von 28,8t, was ca. 45 % der Fahrzeugeigenmasse entspricht. Dieser Wert ist jedoch nicht auf alle Triebwagen-Baureihen übertragbar, da er maßgeblich von der Gestaltung der Fahrgasträume abhängig ist.

Es wird angenommen, dass für die in dieser Arbeit betrachteten Triebwagen wegen der freizügigen Einsetzbarkeit die leichteste Streckenklasse A relevant ist, die *Radsatzlasten bis 16 t* und *Meterlasten bis 5 t/m* zulässt. Voraussetzung ist dabei, dass die Radsatzabstände im Drehgestell einen Wert von mindestens 1800 mm aufweisen und der Abstand zwischen den äußeren Radsätzen und den Kupplungsebenen mindestens 1500 mm beträgt. Dies ist bei den heute im Betrieb befindlichen Triebwagen überwiegend der Fall. Für Triebfahrzeuge mit Neigetechnik (Baureihen 611 und 612) gelten hinsichtlich der maximal zulässigen Radsatzlasten besondere Vorschriften. Nach [71] sind für die Baureihe 611 maximal 15 t und für die BR 612 15,3 t zulässig.

Tabelle 2.3 enthält eine Zusammenstellung von Fahrzeugmassen und Fahrzeuglängen verschiedener deutscher Nahverkehrstriebwagen mit hydrodynamischer Leistungsübertragung (zitiert nach [52]). Es ist zu beachten, dass anstelle der „Auslegungsmasse bei außergewöhnlicher Zuladung“ jeweils die „Fahrzeughöchstmasse“ nach DIN 25008 angegeben wird, da alle zur Verfügung stehenden Quellen aus einer Zeit stammen, als dieser Standard noch nicht von der heute gültigen DIN EN 15663 abgelöst worden war. Die Fahrzeugeigenmasse bezieht sich ebenfalls auf die genannte obsoletere Norm.

Zur Beurteilung der Relevanz der streckenseitigen Restriktionen wurden in Tabelle 2.4 die mittleren Radsatzlasten sowie die Meterlasten für diejenigen Fahrzeuge aus Tabelle 2.3 zusammengetragen, bei denen die Höchstmasse ermittelt werden konnte.

Tabelle 2.3: Eigen- und Höchstmassen, Längen und Radsatzfolgen verschiedener deutscher Triebwagenbaureihen (Quellen: [7, 37, 58, 75])

Baureihe	Eigenmasse [t]	Höchstmasse [t]	Länge über Puffer [m]	Radsatzfolge
611	98	k.A.	51,75	2'B'+B'2'
<b>612</b>	<b>98</b>	<b>120</b>	<b>51,75</b>	<b>2'B'+B'2'</b>
628.2+928.2	38+28	51+43	45,40	2'B'+2'2'
628.4+928.4	41+29	57+44	46,40	2'B'+2'2'
640	40	k.A.	27,26	B'2'
648.X	64	92	41,81	B'(2)B'

Tabelle 2.4: Maximale Meter- und Radsatzlasten ausgewählter zweiteiliger deutscher dieselhydraulischer Triebwagen

Baureihe	Meterlast [t/m]	theoretische mittlere Radsatzlast [t]
<b>612</b>	<b>2,3</b>	<b>15</b>
628.2+928.2	2,0+1,5	13,0+11,0
628.4+928.4	2,5+1,9	14,3+11,0
648.X	2,2	15,3

Um überschlägig beurteilen zu können, mit welcher Masse die zusätzlich auf einem Hybridfahrzeug zu installierende Antriebstechnik behaftet sein darf, muss zwischen verschiedenen Parallelhybridkonfigurationen unterschieden werden. Diese sind für das zweiteilige Referenzfahrzeug in Abbildung 2.20 auf Seite 44 dargestellt.

Der reine Parallelhybrid (Abbildung 2.20 b) sowie der Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb (Abbildung 2.20 c) können dabei nur dann realisiert werden, wenn die Radsatz- und Meterlasten des konventionellen Fahrzeuges noch nicht vollständig ausgeschöpft werden, da eine Reduktion der Massen der konventionellen Antriebsstränge bei den genannten Hybridkonfigurationen nicht erfolgt. Dabei sind bei der hier betrachteten Fahrzeugart die *Radsatzlasten* das ausschlaggebende Kriterium zur Begrenzung der Gesamtmasse, da die Meterlasten als unkritisch einzustufen sind. Ist es aufgrund der fahrdynamischen Randbedingungen und der Leistungsfähigkeit der Energiespeicher möglich, die Leistung des konventionellen Antriebs zu reduzieren (Abbildungen 2.20 d und e), vergrößert sich die zur Verfügung stehende Massenreserve, da Leistung und Masse dieselhydraulischer Antriebsstränge einander näherungsweise proportional sind. Im Falle, dass eine von zwei konventionellen Antriebsanlagen ganz entfallen kann, ergibt sich eine maximale Masse für den hybriden Antriebszweig, da außer dem zweiten Motor und dem dazugehörigen Getriebe auch die Peripherie dieser Komponenten (z.B. die Kühl- und Abgasanlage) entfallen kann.

### Festlegungen für die Konfiguration und Modellierung von Hybridvarianten auf Basis des Referenzfahrzeuges

Für das Referenzfahrzeug (siehe Kapitel 2.11) liefert Tabelle 2.5 eine Aufstellung der abgeschätzten Massenreserven in Abhängigkeit der Parallelhybridkonfigurationen gemäß Abbildung 2.20. Dabei wurden folgende Annahmen zugrunde gelegt, die weitestgehend auf mündlichen Aussagen der Hersteller basieren:

- Die Masse des konventionellen Motors inklusive Peripherie betrage 7 t
- Die Masse eines alternativen Dieselmotors jüngerer Konstruktion mit reduzierter Leistung inklusive Peripherie und Ausrüstung für Abgasgrenzwerte nach Stufe 3B betrage 6,5 t.

- Die Masse des hydrodynamischen Getriebemodules mit dem Getriebe T312 br betrage 1,8t.
- Die Masse des hydrodynamischen Getriebemodules mit dem Getriebe T212 br betrage 1,3t.
- Die maximal zulässige Radsatzlast des Referenzfahrzeuges betrage 15,3 t [71].
- Es wird vereinfachend eine gleichmäßige Verteilung der Fahrzeugmasse auf die Radsätze angenommen und deshalb mit gleichen mittleren Radsatzlasten gerechnet.
- Die Massenreserve ergibt sich, indem die Fahrzeughöchstmasse (120 t) von der Summe der maximal zulässigen Radsatzlasten (8 Radsätze à 15,3 t = 122,4 t) abgezogen wird. Gegebenenfalls werden weitere Massen addiert, die durch die Modifikation der konventionellen Antriebe eingespart werden können (Varianten d,e,f gemäß Abbildung 2.20).

Tabelle 2.5: Abgeschätzte Massenreserven für das Referenzfahrzeug

Hybridkonfiguration gemäß Abb. 2.20	Massenreserve
Parallelhybrid	2,4 t
Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb	2,4 t
Parallelhybrid mit leistungsreduzierten Dieselmotoren	4,5 t
Parallelhybrid mit verteiltem Antrieb und leistungsreduzierten Dieselmotoren	4,5 t
Parallelhybrid mit nur einem Dieselmotor	7,0 t

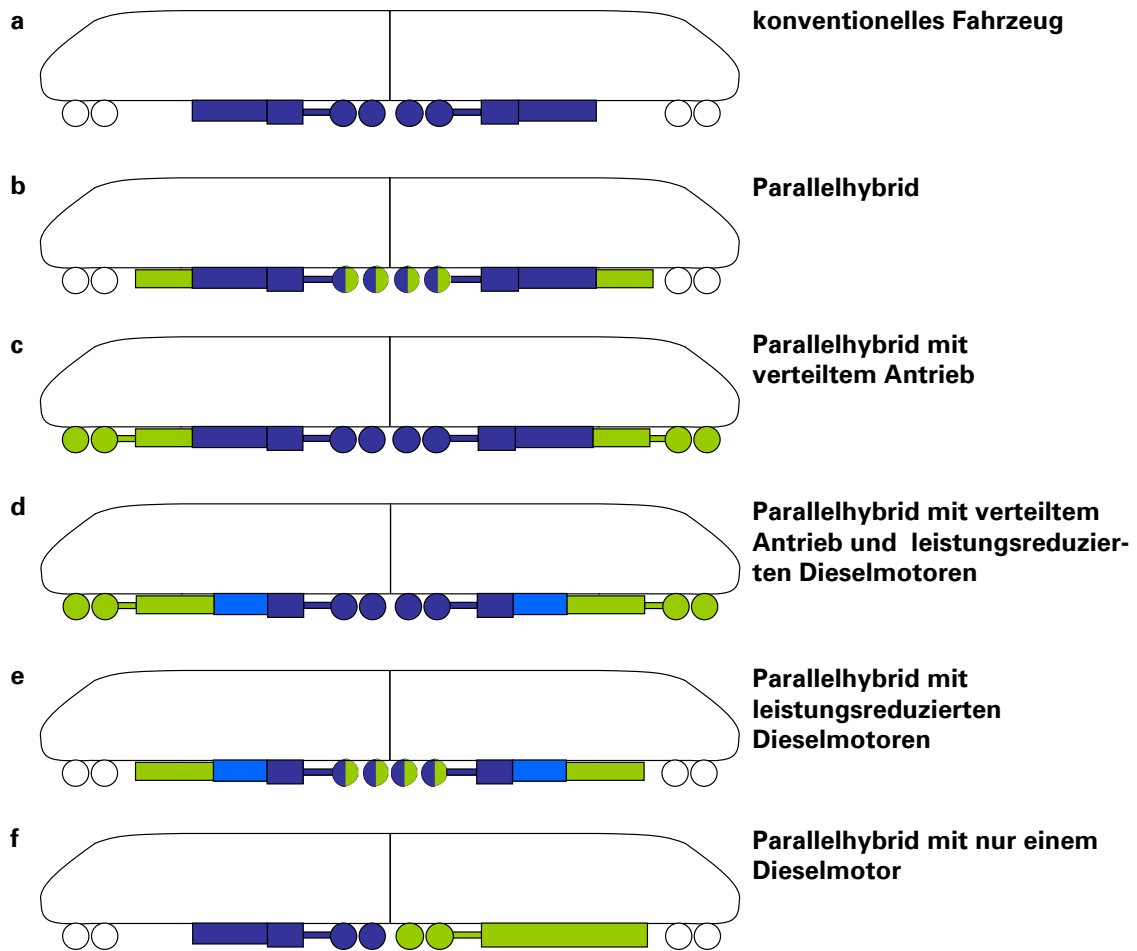
Tabelle 2.6: Hybridklassen unter Berücksichtigung der Massenreserve

Bezeichnung	Kurzbezeichnung/ Hybridklasse	Massen- reserve	Dieselmotorleistung
Minimalhybrid	HVT2DM0	2,4 t	$P_{DM} = P_{DM,ref}$
Remotorisierter Hybrid	HVT2DMRM	4,5 t	$P_{DM} < P_{DM,ref}$
Hybrid mit nur einem Dieselmotor	HVT1DM	7,0 t	$P_{DM} = 0,5 \cdot P_{DM,ref}$
Hybridvariante Neubaufahrzeug	HVT2DM1	5,0 t	$P_{DM} = P_{DM,ref}$

Für Neubaufahrzeuge wird die gleiche Höchstmasse wie für ein Bestandsfahrzeug angesetzt. Da davon ausgegangen werden kann, dass bei einer Neukonstruktion frühzeitig eine Berücksichtigung zusätzlicher Massen erfolgen kann, wird der zur Verfügung stehende Spielraum für eine hybride Antriebslösung prinzipiell größer. Es wird deshalb bei Neufahrzeugen eine Masse von maximal 5 t für den alternativen Antriebsstrang inklusive des Energiespeichers und der peripheren Ausrüstung veranschlagt. Somit ergeben sich hinsichtlich Massenreserve und Dieselmotorleistung  $P_{DM}$  die vier unterschiedlichen, in Tabelle 2.6 aufgeführten, Hybridisierungsvarianten für den zweiteiligen Referenztriebswagen, wobei  $P_{DM,ref}$  für die Dieselmotornennleistung des Referenzfahrzeuges steht.

Für die ersten beiden in Tabelle 2.6 aufgeführten Varianten (HVT2DM0<sup>1</sup> und HVT2DMRM) ergibt sich, bezogen auf das Referenzfahrzeug, eine Massenerhöhung von 2,4 t, während für die beiden letzten Varianten (HVT1DM und HVT2DM1) eine unveränderte Gesamtmasse des Fahrzeuges

<sup>1</sup>zu der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Systematik der Bezeichnung der verschiedenen Hybridvarianten: siehe Anhang A.31



**Legende:**

- konventioneller Antriebszweig
- alternativer Antriebszweig
- nicht angetriebene Radsätze
- konventionell angetriebene Radsätze
- alternativ angetriebene Radsätze
- konventionell und alternativ angetriebene Radsätze

Abbildung 2.20: Schematische Darstellung möglicher Ausführungsvarianten eines parallelhybriden zweiteiligen Triebwagens



angenommen wird. Dies resultiert daraus, dass für das Hybridfahrzeug mit nur noch einem Dieselmotor aufgrund des signifikant schlechteren Verhältnisses von Dieselmotorleistung und Fahrzeugmasse von einer weiteren Erhöhung der Gesamtmasse abgesehen werden sollte und dass die Massendifferenz des Neubaufahrzeuges allein durch Masseinsparungen bei der Fahrzeugkonstruktion erreicht werden soll.

Die Konsequenzen, die sich aus Tabelle 2.6 hinsichtlich des Energieinhaltes der Speicher ergeben, werden in den den jeweiligen Hybridkonzepten gewidmeten Kapiteln dargestellt.

## 2.11 REFERENZFAHRZEUG

Wie in den Kapiteln 1 und 2 dargelegt, unterscheiden sich dieselhydraulische Triebwagen hinsichtlich ihrer technischen Parameter (Masse, Höchstgeschwindigkeit, installierte Dieselmotorleistung) und ihrer Massen- und Bauraumreserven zur Installation zusätzlicher Antriebs- und Energiespeichertechnik zum Teil beträchtlich. Es ist deshalb unter anderem Ziel dieser Arbeit gewesen, ein modulares Simulationsmodell zu entwickeln, mit dem beliebige Fahrzeuge abgebildet werden können. Die Modellierung wird im Kapitel 3 näher betrachtet.

Um konkrete Rechnungen und Betrachtungen durchführen zu können, wurde das Modell für ein Referenzfahrzeug konfiguriert. Dieses ist ein Triebwagen ähnlich der Baureihe 612 mit den in Tabelle 2.7 aufgeführten Parametern. Es handelt sich also um einen zweiteiligen Triebwagen mit zwei Maschinenanlagen und zwei von vier angetrieben Drehgestellen, wie er schematisch in Abbildung 2.21 abgebildet ist. Die Wahl der Baureihe 612 beruht auf dem Umstand, dass ausreichend Daten (Dieselmotorkennfeld, Getriebekennlinien) für die Modellierung verfügbar waren und Triebwagen dieser Klasse mit signifikanten Stückzahlen beschafft worden sind. Insbesondere die Daten zu Fahrzeugmasse, Fahrzeugwiderstand, Hilfsbetriebeleistungsbedarf und fahrdynamischem Massenfaktor konnten jedoch nicht auf ihre Richtigkeit hin überprüft werden. Zudem werden diese Parameter in unterschiedlichen Quellen mit voneinander abweichenden Werten belegt. Deshalb wird bei der Modellierung des Referenzfahrzeuges lediglich eine Fahrzeugklasse, nicht aber ein konkretes Fahrzeug abgebildet. Alle in den folgenden Kapiteln durchgeführten Zugfahrtsimulationen sind auf Basis dieses Referenzfahrzeuges durchgeführt worden. Eine Adaption des Simulationsmodells an eine andere Fahrzeugkonfiguration ist ohne Weiteres möglich, sofern geeignete Kennfelder und Kennlinien für den konventionellen Antriebsstrang vorliegen.

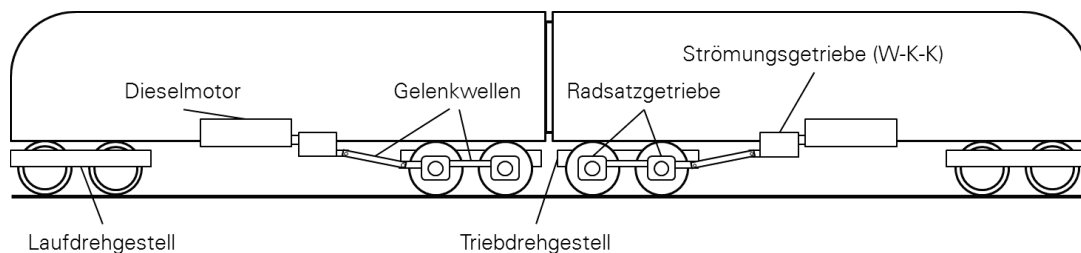


Abbildung 2.21: Schematischer Aufbau des Referenzfahrzeuges

Tabelle 2.7: Fahrzeugdaten des Referenzfahrzeuges

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>
Fahrzeugeigenmasse	98 t
Fahrzeugmasse (2/3 Besetzung)	106 t
Fahrzeugmasse bei außergewöhnlicher Zuladung	120 t
max. mittlere Radsatzlast (außergewöhnliche Zuladung)	15 t
fahrdynamischer Massenfaktor	1,05
Fahrzeuglänge	51,75 m
Höchstgeschwindigkeit	160 km/h
Radsatzfolge	2'B'+B'2'
Dieselmotornennleistung	2 x 559 kW
Dieselmotorenndrehzahl	2100 min <sup>-1</sup>
Strömungsgetriebekonfiguration	Wandler-Kupplung-Kupplung
Treibradradius	0,42 m
Radsatzgetriebeübersetzung	3,15
Fahrzeugwiderstandsformel	$F_{WFT}[N] = 1580 + 10,3v + 0,29(15 + v)^2$
Anzahl Sitzplätze	146
Anzahl Stehplätze (4 Pers./qm)	138

# 3 FAHRDYNAMISCHE MODELLIERUNG UND SIMULATION

## 3.1 AUFZEICHNUNGSFAHRTEN

Wie in Kapitel 2.11 beschrieben, orientierte sich die Modellierung des Simulationsmodells an der technischen Charakteristik der Baureihe 612. Um Erkenntnisse über realistische Fahrweisen und das Betriebsregime dieser Fahrzeuge zu gewinnen, konnten mit logistischer Unterstützung seitens DB Regio Südost und Voith Turbo Aufzeichnungsfahrten auf den Strecken Dresden-Görlitz und Dresden-Hof in jeweils beiden Fahrtrichtungen durchgeführt werden. Eine von Voith Turbo zur Verfügung gestellte Diagnosesoftware ermöglichte es dabei, lesend auf den Datenbus der Getriebesteuerung zuzugreifen und den zeitlichen Verlauf verschiedener dort gemessener oder berechneter Größen aufzuzeichnen. Dazu gehören unter anderem die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Getriebeeingangsdrehzahl (entspricht der Dieselmotordrehzahl) sowie der Betriebszustand des Getriebes („Wandlerbetrieb“, „Kupplungsbetrieb“ (Kupplung 1 bzw. 2), „Retarderbetrieb“ und „hydraulische Kreisläufe entleert“). Da zu einer *Messung* eine fundierte Fehlerabschätzung gehört, die im vorliegenden Fall aufgrund fehlender Daten nicht durchgeführt werden konnte, wird im Folgenden nur von *Aufzeichnungs-* statt von *Mess-*fahrten gesprochen.

Das Ziel der Aufzeichnungsfahrten bestand unter anderem darin, Erkenntnisse zu der „typischen“ Fahrweise dieselhydraulischer Triebwagen im Regionalverkehr zu gewinnen. Die betrachteten Fahrzeuge verkehrten dabei als Regionalexpress (RE), wodurch sich hinsichtlich der zurückgelegten Streckenlänge und der auftretenden Fahrzustände ein relativ breites Spektrum an Fahrspielen ergab.

In Gegensatz zu modernen elektrischen Triebfahrzeugen sind Dieseltriebwagen heute in der Regel nicht mit einer → Automatischen Fahr- und Bremssteuerung (AFB) ausgerüstet. Dies bedeutet, dass der Triebfahrzeugführer die Traktionsleistung eigenständig den sich ständig ändernden Fahrwiderständen anpassen muss, um einerseits ein Überschreiten der Streckenhöchstgeschwindigkeit und andererseits einen zu starken Abfall der Geschwindigkeit zu vermeiden. In Abhängigkeit davon, wie feinstufig die Traktionsleistung seitens des Triebfahrzeugführers eingestellt werden kann, wie dieser die Fahrplanlage einschätzt und wie gut er mit den Streckenverhältnissen vertraut ist, wird sich deshalb im Geschwindigkeitsverlauf ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Sägezahnprofil einstellen. Aufgrund der geringen Frequenz, die sich für das zyklische Aufschalten der Zugkraft nach Absinken der Geschwindigkeit ergibt (Größenordnung:  $f \leq 0,01$  Hz, siehe Abbildung 3.1), sowie angesichts der Trägheiten von Fahrzeug und Antriebssystem, die die

potentiell auftretenden Längsrucke begrenzen, kann eine solche Fahrweise ohne starke Beeinträchtigungen des Fahrkomforts praktiziert werden.

Auf den Triebwagen erfolgt die Aufschaltung der Traktionsleistung über einen Fahrshalter, der

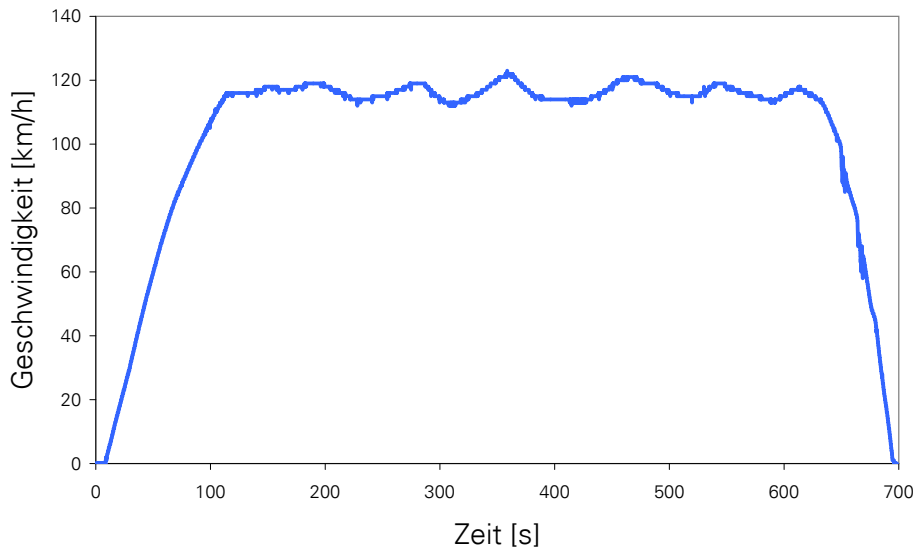


Abbildung 3.1: Aufgezeichnetes Geschwindigkeitsprofil für ein ausgewähltes Fahrspiel auf der Strecke Dresden-Görlitz

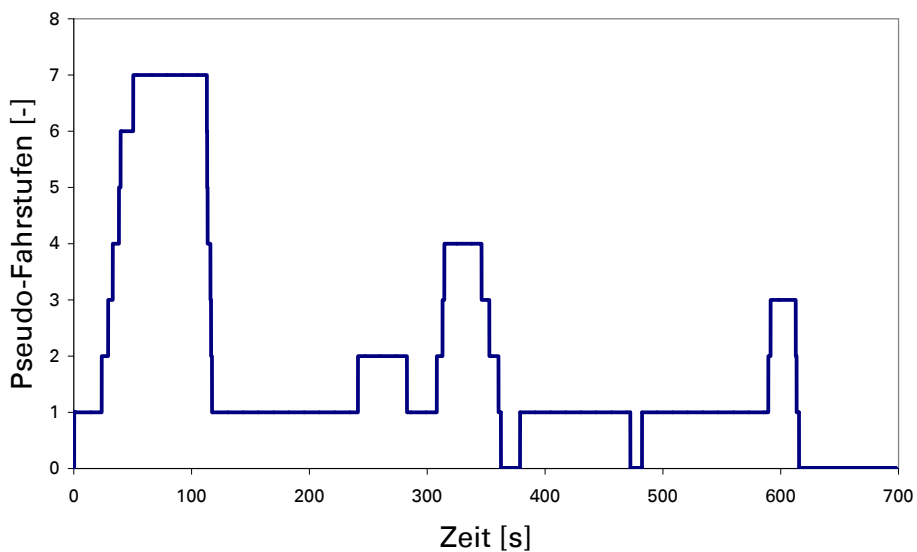


Abbildung 3.2: Aufgezeichnetes Profil der Pseudo-Fahrstufen für ein ausgewähltes Fahrspiel auf der Strecke Dresden-Görlitz

als Taster ausgeführt ist. Mit diesem lässt sich die Traktionsleistung stufenlos einstellen, wobei die Information über deren prozentualen Betrag mittels eines Displays erfolgt. Innerhalb der Getriebesteuerung wird eine Klassierung der stufenlosen Sollwert-Vorgaben in 7 Klassen vorgenommen, sodass die ausgelesene Traktionsleistungsanforderung als gestufter Verlauf über der Zeit erscheint. Die Klassenbreite beträgt jeweils etwa 10% der Dieselmotornennleistung, wobei die erste Klasse den gesamten Bereich sehr geringer Teillasten bis ca. 45% der Dieselmotornennleistung abdeckt. Die klassierten Traktionsleistungen werden im folgenden als „Pseudo-Fahrstufen“

bezeichnet. Die Abbildungen 3.1 und 3.2 zeigen beispielhaft den Verlauf der vom Triebfahrzeugführer vorgegebenen Pseudofahrstufen sowie der Geschwindigkeit über der Zeit für ein ausgewähltes Fahrspiel auf der Relation Dresden-Görlitz.

Die systematische Auswertung der aufgezeichneten Fahrten wurde mit den folgenden Zielstellungen durchgeführt (siehe auch [68]):

- Ermittlung der realen Fahrzeiten für jedes Fahrspiel,
- Ermittlung der realen Haltezeiten in Bahnhöfen,
- Abschätzung realistischer Wendezeiten,
- Ermittlung typischer Betriebsbremsverzögerungen,
- Ermittlung typischer Fahrstile (gewählte Pseudofahrstufen),
- Ermittlung der typischen Geschwindigkeitsdifferenz in der → Sägezahnfahrt.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sollen in den folgenden Unterkapiteln kurz zusammengefasst werden.

### 3.1.1 Ermittlung der realen Fahrzeiten

Die über den Internet-Auftritt der Bahn zugänglichen Fahrpläne dienen vor allem der Information von Reisenden und sind bei der Überprüfung von Simulationsrechnungen nur bedingt hilfreich, da Puffer-, Abfertigungs- und Haltezeiten nicht aus den veröffentlichten Angaben ermittelt werden können. Aus diesem Grund wurden die Fahrzeiten im Rahmen der Aufzeichnungsfahrten sekundengenau protokolliert, wobei das Fahrtende über den Fahrzeugstillstand im Bahnhof und der Fahrtbeginn über den Beginn der Zugkraftaufschaltung definiert worden sind.

Abbildung 3.3 zeigt die protokollierten Fahrzeiten für verschiedene Fahrten mit Regionalexpresszügen auf der Strecke Dresden-Görlitz. Als Referenz wurde die aus dem veröffentlichten Fahrplan abgeleitete Fahrzeit (rote Balken) herangezogen. Die angegebenen Fahrzeiten beziehen sich in jedem Fall auf das jeweilige Fahrspiel, dessen Endpunkt auf der X-Achse unter den Balken aufgetragen ist. Die eingeklammerten Fahrspiele unterscheiden sich von den übrigen dadurch, dass dort zum Zeitpunkt der Aufzeichnungsfahrten Bauarbeiten stattfanden, die eine Abweichung vom Regelbetrieb erzwangen. Durch die streckenseitige Signalisation gestörte Fahrspiele wurden in die Auswertung nicht mit einbezogen. Des Weiteren ist zu bemerken, dass es aus unterschiedlichen Gründen nicht auf allen Fahrten gelungen ist, alle Fahrspiele vollständig aufzuzeichnen, sodass die Stichprobenumfänge der Fahrspiele nicht immer identisch sind. Eine Gegenüberstellung der protokollierten Fahrzeit in der entgegengesetzten Fahrtrichtung ist im Anhang A.16 zu finden.

Es hat sich gezeigt, dass die planmäßigen Fahrzeiten bei ungestörten Fahrten fast immer unterschritten werden. Für diese Tatsache gibt es zwei Erklärungsansätze. Zum einen führt die deutliche Überschreitung von Anhaltezeiten (etwa bei starkem Fahrgastwechsel) dazu, dass Fahrten mit kurzer Fahrzeit angestrebt werden, um den Fahrplan einzuhalten. Dies trifft für die Mehrzahl der aufgezeichneten Fahrten jedoch nicht zu. Eine zweite Erklärung liefert das Bestreben der Triebfahrzeugführer, den Fahrplan einzuhalten und die Fahrplanreserve nicht vollständig auszunutzen. Durch diese Priorisierung tritt das Energiesparende Fahren (ESF) in den Hintergrund. Durch das Fehlen eines Fahrerassistenzsystems und die Tatsache, dass sich der Vorschauweg der Triebfahrzeugführer bei konventioneller Signalisierung auf den unmittelbar vorausliegenden Streckenblock beschränkt, unterliegen die Fahrspiele starken subjektiven Einflüssen.

Die Ankunftszeiten variieren untereinander zwischen 10 und 40s. Die Abweichung von der Soll-Fahrzeit bewegt sich in einem ähnlichen Wertebereich. Hinsichtlich der Simulation von Zugfahrten ergibt sich aus dieser Erkenntnis, dass es nicht *eine* Soll-Fahrzeit gibt, die unter allen Umständen eingehalten werden muss. Vielmehr kann das Simulationsergebnis dann als realistisch eingestuft werden, wenn sich die berechnete Fahrzeit in einem Wertebereich in der Nähe der Sollfahrzeit befindet. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wurde ein Zeitintervall von  $\pm 10$  s bezüglich der Soll-Fahrzeit als Akzeptanzkriterium zugrunde gelegt.

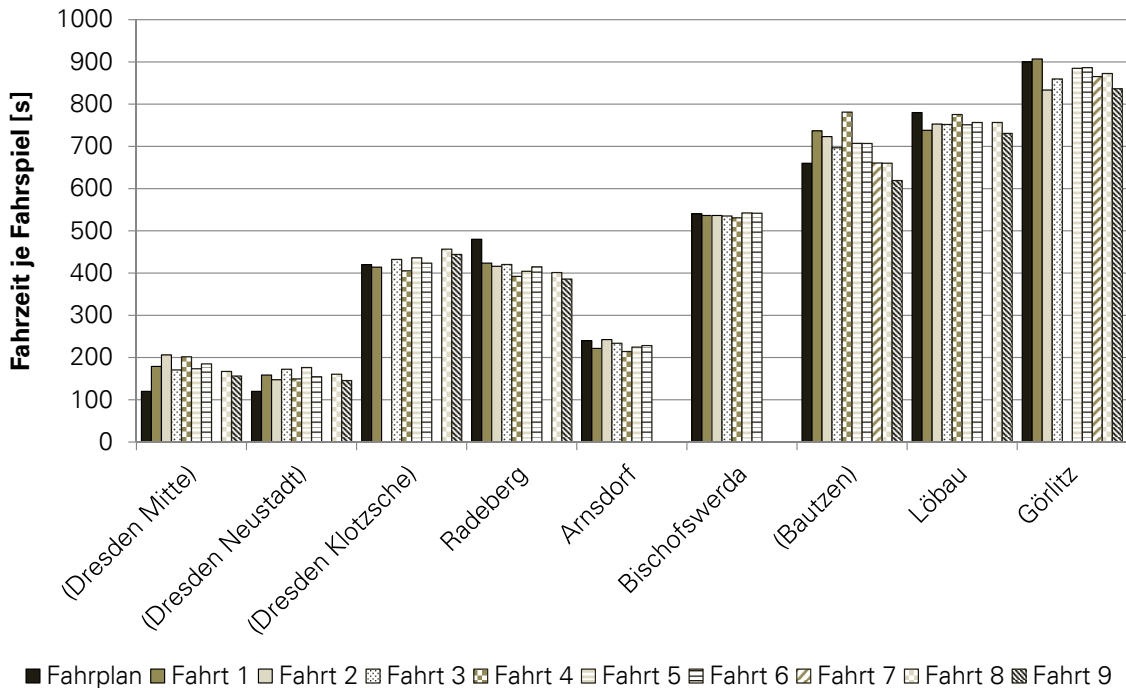


Abbildung 3.3: Ermittelte Fahrzeiten auf der Strecke Dresden-Görlitz

### 3.1.2 Ermittlung der realen Haltezeiten

Neben den reinen Fahrzeiten wurden im Zuge der Aufzeichnungsfahrten auch die Haltezeiten an den Unterwegsbahnhöfen protokolliert, um möglichst realitätsnahe Annahmen in der Simulation treffen zu können. Die Haltezeiten spielen bei der Betrachtung von hybriden Antriebssträngen dann eine Rolle, wenn die Selbstentladung der Energiespeicher oder der (Hilfsbetriebe-) Energiebedarf im Stand abgeschätzt werden sollen.

Bei der Auswertung der Haltezeiten wurde zunächst eine Unterscheidung zwischen Halten an einfachen Bahnhöfen und solchen an Knotenbahnhöfen (Gewährung von Anschlussverbindungen) vorgenommen. Die Zuordnung zu den genannten Kategorien wurde dabei von der DB Regio AG übernommen (Tabelle in Anhang A.17). Insgesamt konnte die Dauer von 163 Halten bestimmt werden, von denen 59 an Knotenbahnhöfen stattfanden. Wie Abbildung 3.4 zeigt, bewegen sich die tatsächlichen Haltezeiten in einem verhältnismäßig großen Wertintervall. Im Durchschnitt aller Fahrten wurde auf Knotenbahnhöfen 66 s lang gehalten, während die Fahrt an den übrigen Bahnhöfen durchschnittlich nur 49 s unterbrochen wurde. Für die Simulation wurde standardmäßig für gewöhnliche Bahnhöfe eine Haltezeit von 50 s und für Knotenbahnhöfe eine Haltezeit von 70 s angenommen. Die vorgesehene Dauer der Betriebshalte ist damit jeweils größer oder gleich der Haltezeit von über 67 % der protokollierten Fahrten, wie sich aus der Verteilung der Stichprobenwerte in Abbildung 3.5 ergibt. Für den reinen Nahverkehrsbetrieb mit Halt an allen Haltepunkten entlang der Strecke konnten keine empirischen Daten ermittelt werden. Es wird jedoch angenommen, dass sich die Haltezeiten an Haltepunkten oder kleinen Bahnhöfen aufgrund des im allgemeinen geringen Fahrgastwechsels weiter reduzieren.

Wie aus Abbildung 3.4 hervorgeht, kann ein Betriebshalt in Knotenbahnhöfen bis zu 220 s dauern. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn Anschlüsse abgewartet oder Zugteile ge- bzw. entkuppelt werden müssen. Derartige Ausnahmefälle wurden bei den durchgeführten Simulationsrechnungen nicht berücksichtigt.

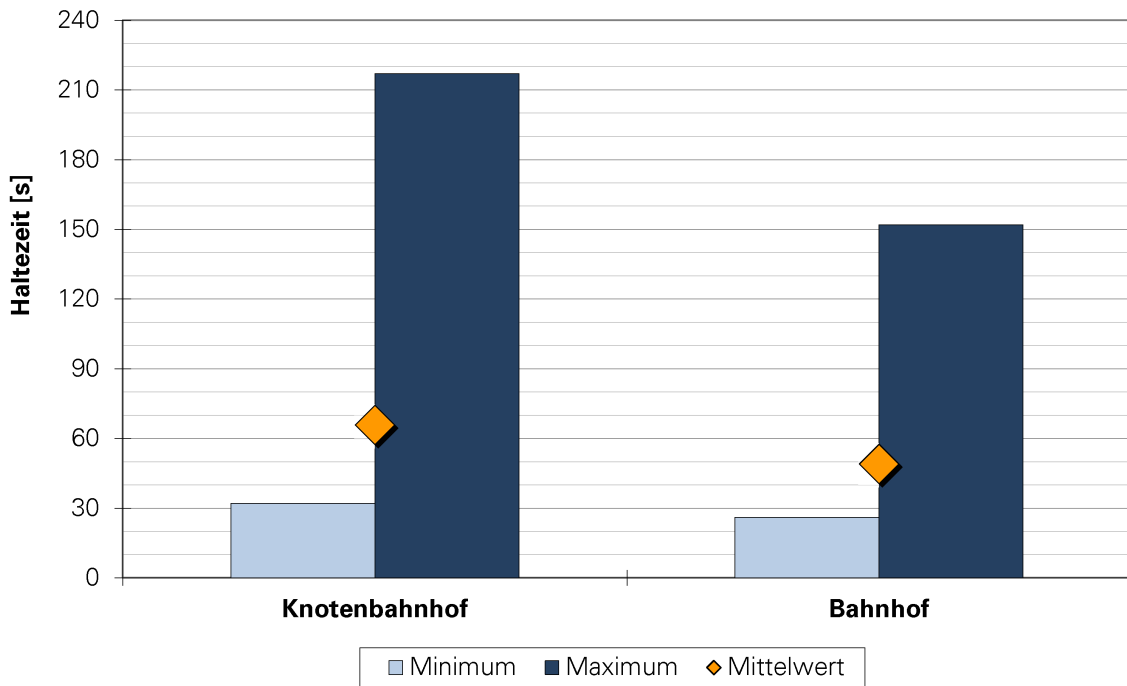


Abbildung 3.4: Wertebereich und arithmetisches Mittel der protokollierten Haltezeiten

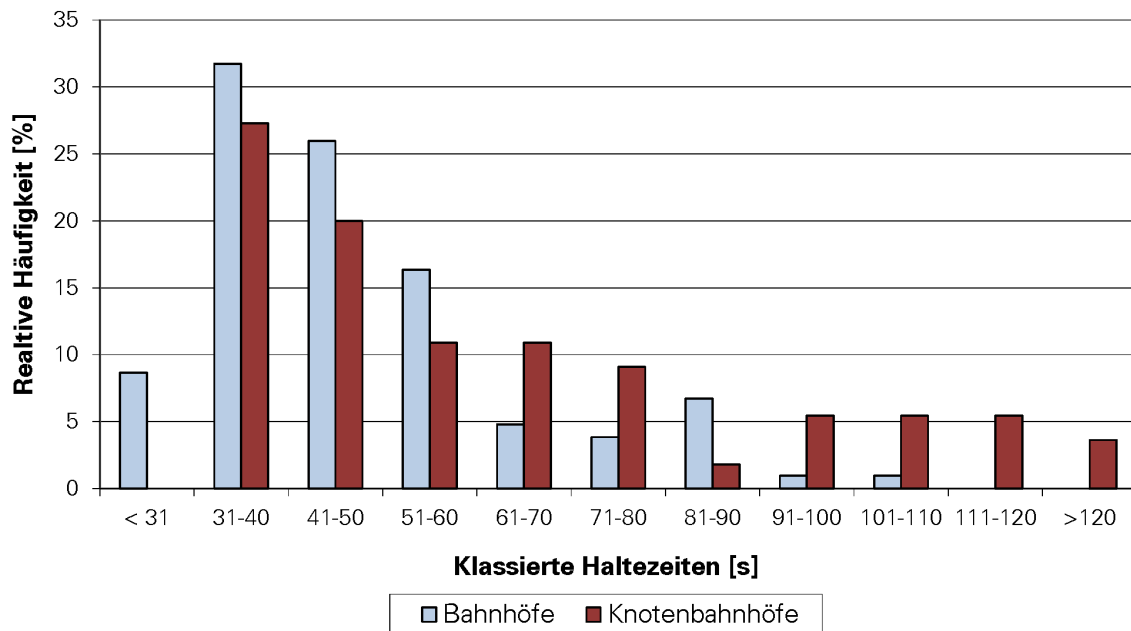


Abbildung 3.5: Verteilung der protokollierten Haltezeiten

### 3.1.3 Wendezeiten

Für den Betrieb von Speichern sind neben den Haltezeiten auch die Wendezeiten von Interesse, also die Zeitdauer zwischen der Ankunft eines Zuges an seinem Zielbahnhof bis zu seiner Rückfahrt zu seinem Startbahnhof. Um den Stichprobenumfang bei der Untersuchung dieser Zeiten zu vergrößern, wurde im Rahmen einer studentischen Arbeit [68] eine systematische Auswertung der Fahrpläne für verschiedene Nah- und Regionalverkehrsstrecken vorgenommen. Es zeigt sich auch hier, dass es schwierig ist, eine allgemeingültige Aussage zu treffen, da eine enorme Streuung der Werte konstatiert werden kann. Im Mittel weisen die 140 ausgewerteten Zugfahrten eine Wendezeit von 27 Minuten auf. Allerdings liegt die minimal berechnete Zeitdauer bei 7 Minuten, während der längste Wendevorgang 89 Minuten in Anspruch nimmt. Dies zeigt, dass die Fahrzeugumläufe nicht immer optimal gestaltet werden können und die Energiespeicher eines Hybridfahrzeuges in der Lage sein sollten, eine geringe Selbstentladung über einen hohen zweistelligen Minutenbereich zu gewährleisten.

### 3.1.4 Betriebsbremsverzögerungen

Neben Fahr-, Halte- und Wendezeiten wurden im Rahmen der Auswertung der Aufzeichnungsfahrten auch die erzielten mittleren (Betriebs-)Bremsverzögerungen analysiert [68]. Dabei ergab sich in Abhängigkeit von Triebfahrzeugführer und Strecke ein relativ breites Spektrum mit einem Wertebereich von ca.  $0,2$  bis  $1 \text{ m/s}^2$ . Das arithmetische Mittel der Betriebsbremsverzögerungen über alle 182 ausgewerteten Anhaltebremsungen (Bremsendgeschwindigkeit =  $0$ ) lag bei  $0,6 \text{ m/s}^2$  und verschob sich im Falle der Berücksichtigung aller Betriebsbremsungen (Bremsendgeschwindigkeit =  $0 \dots 150 \text{ km/h}$ ) auf  $0,55 \text{ m/s}^2$ . Trotz der Tatsache, dass das arithmetische Mittel der Betriebsbremsverzögerungen eine hohe Streuung aufweist, wurde ein Wert von  $0,6 \text{ m/s}^2$  als Referenzwert für die anzusetzende mittlere Bremsverzögerung in der Simulation festgelegt. Die Wahl dieses Wertes erfolgte zudem in Einklang mit der fahrdynamischen Fachliteratur [189] und es kann davon ausgegangen werden, dass Verzögerungen in dieser Größe auch unter suboptimalen Kraftschlussbedingungen erreicht werden können. Extremsituationen mit stark herabgesetztem Kraftschlussbeiwert zwischen Rädern und Schiene werden nicht betrachtet.

### 3.1.5 Analyse von Fahrstilen

Die Aufzeichnung der Pseudo-Fahrstufen über der Zeit gestattete es, eine vergleichende Analyse des Bedienerverhaltens für die unterschiedlichen Fahrspiele vorzunehmen. Dabei sollte unter anderem auch die Frage beantwortet werden, ob es einen „typischen“ Fahrstil bei dieser Art von dieselhydraulischen Triebwagen gibt. In Anhang A.18.1 und A.18.2 werden die zeitlichen Verläufe von Geschwindigkeit und Pseudo-Fahrstufen für jeweils acht aufgezeichnete Fahrten auf den Streckenabschnitten Dresden-Hauptbahnhof - Dresden-Mitte bzw. Bautzen - Löbau einander gegenübergestellt.

Bei dem erstgenannten Streckenabschnitt handelt es sich um eine ca.  $2,2 \text{ km}$  lange Strecke, die durch das Dresdner Stadtgebiet verläuft. Die streckenseitige Höchstgeschwindigkeit liegt fahrstraßenabhängig zwischen  $40$  bzw.  $60$  (Weichenbereich) und  $80 \text{ km/h}$ . Es ist erkennbar, dass die Anfahr- und Beschleunigungsvorgänge bei der hier gegebenen geringen Zielgeschwindigkeit ( $40$  oder  $60 \text{ km/h}$ ) mit geringen Traktionsleistungen erfolgen. Lediglich ein Triebfahrzeugführer fordert während der Anfahrt eine höhere Traktionsleistung an (siehe Anhang A.18.1, Fahrt 2). Ein Aufschalten bis hin zur maximalen Traktionsleistung konnte in keinem Fall beobachtet werden. Bei  $5$  von  $8$  Fahrten wird die Pseudo-Fahrstufe  $1$  während des gesamten Fahrspiels nicht überschritten, sodass sich eine nur geringe Anfahrbeschleunigung einstellt. Mutmaßliches Ziel dieser Strategie ist es, die Fahrzeugbeschleunigung so einzustellen, dass das gestufte Profil der Soll-Geschwindigkeit sicher unterschritten wird (siehe Abbildung 3.6). Dieser Fahrstil kann als Fahrweise mit geringer Traktionsleistungsausnutzung bezeichnet werden, bei der ein häufiger



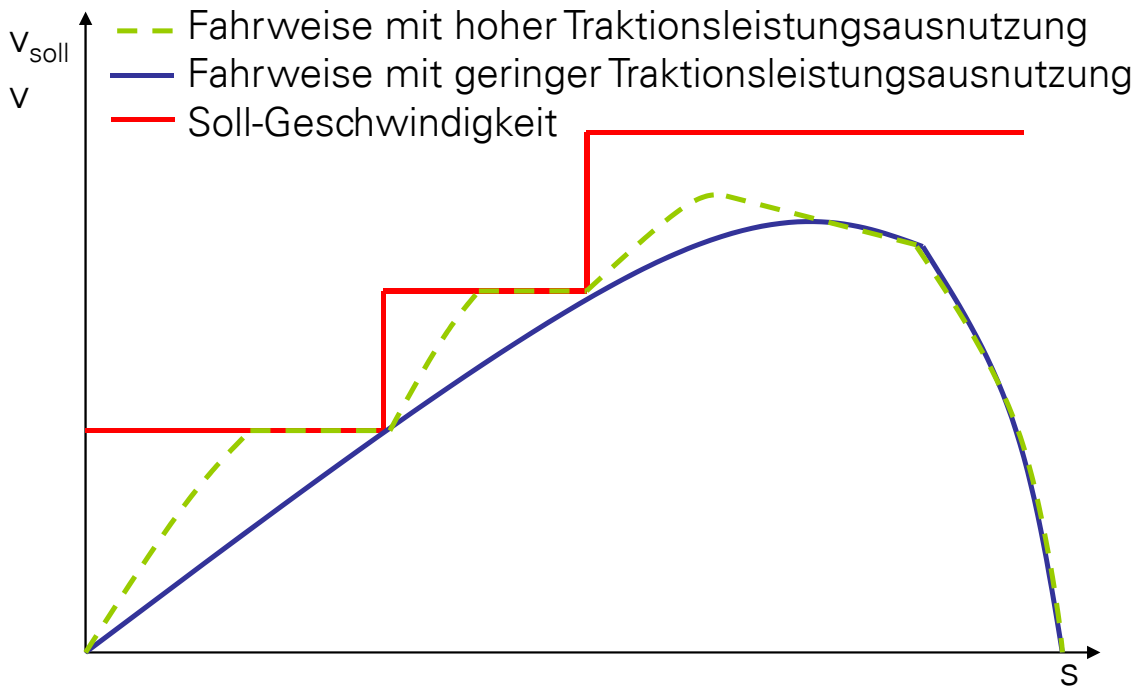


Abbildung 3.6: Qualitative Darstellung von Fahrweisen mit unterschiedlicher Traktionsleistungsausnutzung

Wechsel der Soll-Leistungsvorgabe vermieden wird. Demgegenüber ist auch eine Fahrstrategie mit hoher Traktionsleistungsausnutzung denkbar, wie sie ansatzweise vom Triebfahrzeugführer der Fahrt 2 (siehe Anhang A.18.1) praktiziert wird. Diese nähert sich auch besser einer energie-sparenden Fahrstrategie an, bei der die Beschleunigung des Fahrzeuges mit maximaler Leistung erfolgen soll (siehe u.a. [5, 159, 160, 161]).

## 3.2 SIMULATIONSUMGEBUNG

Für die fahrdynamische Simulation dieselhydraulischer Triebwagen stehen heute eine Vielzahl von speziellen fahrdynamischen Berechnungsprogrammen wie z.B. Dynamis® zur Verfügung. Diese sind jedoch primär für Fahrzeitberechnungen ausgelegt und gestatten oft keine detaillierte Abbildung von Antriebssträngen oder Energiespeichern. Simulationsumgebungen zur Berechnung beliebiger technischer Systeme, die zudem eine Vielzahl an physikalischen Domänen abdecken, stellen deshalb eine interessante Alternative dar. Bei der für die Simulationsrechnungen in der vorliegenden Arbeit verwendeten Software handelt es sich um LMS Imagine.Lab AMESim®. Diese enthält eine Vielzahl von Bibliotheken mit Komponenten zur Modellierung mechanischer, (thermo)hydraulischer, (thermo)pneumatischer, elektrischer, thermischer und signalbasierter Systeme. Da die Einzelkomponenten über Schnittstellen domäneübergreifend miteinander vernetzt werden können, ist eine eindimensionale Modellierung komplexer technischer Systeme in verschiedenen Abstraktionsgraden möglich. „Eindimensional“ bedeutet in diesem Zusammenhang, dass räumliche Probleme (wie z.B. gekoppelte Bewegungen im Raum) nicht oder nur begrenzt dargestellt werden können.

Das Programm gestattet eine Zusammenfassung von Teilmodellen in sogenannten → Superkomponenten, die vom Benutzer wie Einzelkomponenten behandelt werden. Ferner können einzelne Komponenten mittels eines Unterprogrammes neu erstellt oder in ihren Eigenschaften manipuliert werden. Dabei wird auf die Programmiersprache C zurückgegriffen.

Die Modellierung des Gesamtsystems erfolgte in drei Stufen. Zunächst wurde das Fahrzeug

selbst als Punktmasse, sowie der Antriebsstrang modelliert und ein einfacher fahrdynamischer Algorithmus implementiert, bei dem die Zugkraft bis zum Beginn von Bremsungen aufgeschaltet bleibt. Dadurch werden Fahrspiele mit minimaler Fahrzeit erzeugt, die in der Fahrdynamik als → „Spitzfahrt“ bezeichnet werden. Dieser Modellierungsansatz wird im folgenden als „Grundmodell“ bezeichnet.

Darauf aufbauend wurde ein „erweitertes Grundmodell“ mit Steuerungskomponenten entwickelt, die selbsttätig → Auslaufabschnitte in die → Fahrspiele einfügen und somit die Nachbildung der → energiesparenden Fahrweise (ESF) ermöglichen.

Dieses Modell wurde in einem dritten und letzten Schritt um die Elemente eines zweiten Antriebsstranges inklusive Energiespeicher und Steuerung ergänzt.

Abbildung 3.7 zeigt die drei Modellierungsstufen mit ihren jeweiligen Hauptkomponenten, die in den folgenden Unterkapiteln näher beschrieben werden.

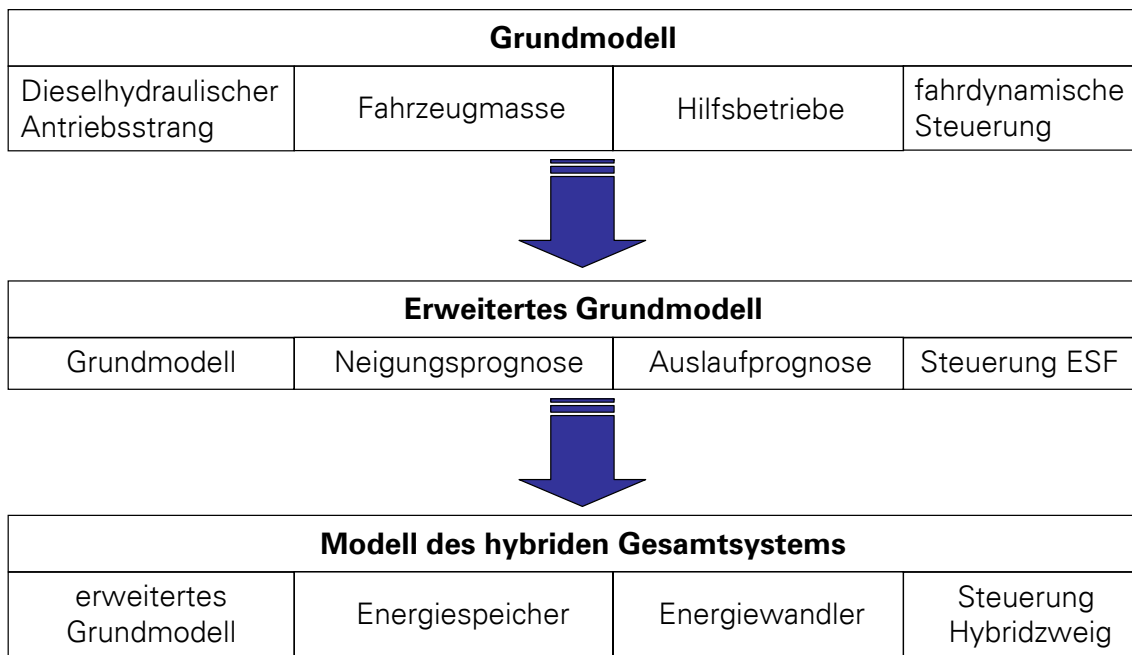


Abbildung 3.7: Evolution der Modellierung

### 3.3 GRUNDMODELL

#### 3.3.1 Vorbemerkungen zur Modellierung

Eine Übersichtsdarstellung des vollständigen Grundmodells enthält Anhang A.19. Alle wesentlichen Komponenten und Teilmodelle (Superkomponenten) sind mit einem Großbuchstaben bezeichnet. Das Simulations-Grundmodell besteht im Wesentlichen aus Komponenten zur fahrdynamischen Steuerung (A-K), dem kennlinienbasierten Teilmodell des dieselhydraulischen Antriebsstranges (L-S) und einem Modell der Fahrzeugmasse (T).

#### 3.3.2 Fahrdynamische Steuerung

Die Komponenten der fahrdynamischen Steuerung erzeugen zunächst die binären Signale „Fahren“ (o\_F) und „Bremsen“ (o\_B). Danach werden diese Signale in Abhängigkeit von verschiedenen

Randbedingungen in eine Traktions- bzw. Bremskraftanforderung umgewandelt. Die Steuerung des simulierten Fahrvorganges basiert auf der Auswertung kinematischer Größen, die im Folgenden als „Leitgrößen“ bezeichnet werden sollen. Dazu zählen die streckenseitig vorgegebene Höchstgeschwindigkeit  $v_{soll}$  sowie die Wegkoordinate des in Fahrtrichtung nächsten Haltepunktes  $s_H$ . Des Weiteren gehören die Zielgeschwindigkeit  $v_{ziel}$  und die ihr zugeordnete Zielwegkoordinate  $s_{ziel}$  in diese Kategorie. Erstere bezeichnet die Geschwindigkeit, die nach der in Fahrtrichtung nächsten Reduzierung der streckenseitigen Höchstgeschwindigkeit gültig ist, während letztere den Wegpunkt kennzeichnet, ab der die reduzierte Geschwindigkeit einzuhalten ist. Abbildung 3.8 verdeutlicht die beschriebenen Zusammenhänge anhand eines Geschwindigkeits-Weg-Diagrammes. Die Leitgrößen determinieren in Verbindung mit den Größen Fahrzeuggeschwindigkeit

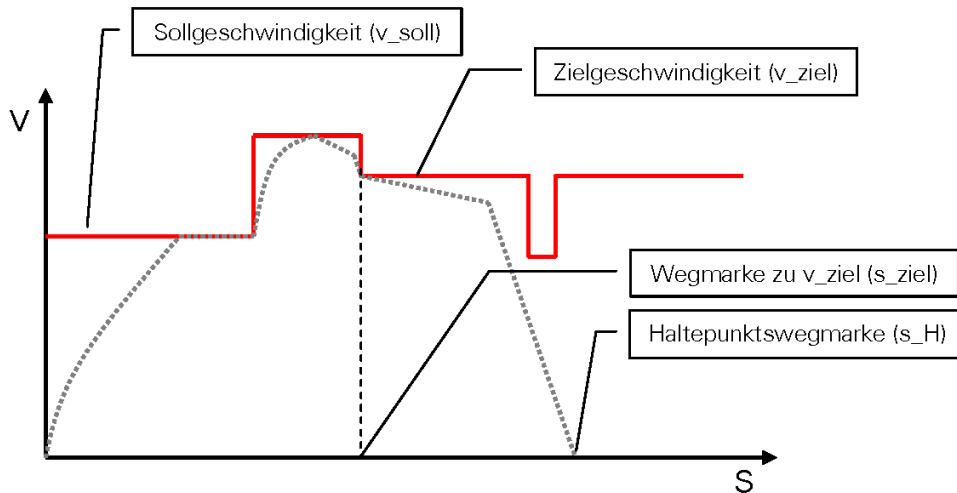


Abbildung 3.8: Leitgrößen der fahrdynamischen Steuerung

keit  $v$  sowie dem zurückgelegten Weg  $s$  den simulierten Fahrtverlauf. Der Abbildung 3.9 können die Superkomponenten (SK) der fahrdynamischen Steuerung sowie ihre Vernetzung untereinander entnommen werden.

Die Simulation erfolgt grundsätzlich zeitgesteuert, das heißt, es wird vom Benutzer eine maximal zu simulierende Zeitdauer vorgegeben. Fahrdynamische Simulationen sind demgegenüber jedoch oft weg- oder ereignisgesteuert, da die für verschiedene Fahrspiele benötigte Fahrzeit nicht von vornherein bekannt, sondern erst ein Ergebnis der Berechnung ist. Deshalb muss der Abbruch der Simulation ereignisgesteuert erfolgen. Dazu dient die in Abbildung 3.9 mit „**C**“ bezeichnete Konstruktion. Diese erzwingt einen Stopp der Simulation, wenn der Zielwegpunkt erreicht wurde und die Geschwindigkeit einen Grenzwert (im Allg.  $v \leq 0$ ) erreicht.

Die mit „**A**“ bezeichnete Superkomponente dient dem Auslesen der Leitgrößen aus Textdateien. Diese werden als Rechteckprofil in Abhängigkeit des Weges übergeben. Zusätzlich zu den bereits erwähnten Größen wird die Haltezeit  $t_H$  haltepunktspezifisch ausgelesen und kann auf diese Weise für jeden Unterwegshalt separat festgelegt werden.

Mit Hilfe der ausgelesenen Informationen werden zunächst binäre Brems- und Fahranweisungen (d.h. Fahren/Bremsen ja/nein) erzeugt, wobei durch die logische Verschaltung sichergestellt ist, dass Bremsanweisungen gegenüber Fahranweisungen dominant sind. Abbildung 3.10 enthält ein Schema der dabei zugrunde gelegten Logik. Hinsichtlich der Bremsungen wird zwischen den Fällen  $\rightarrow$  Anhaltebremsung (Signal  $o_{B.AB}$ ),  $\rightarrow$  Verzögerungsbremsung (Signal  $o_{B.VB}$ ) und  $\rightarrow$  Beharrungsbremsung (Signal  $o_{B.Bh}$ ) unterschieden und jeweils ein separates binäres Signal erzeugt. Die Art der Bremsung hängt von der Frage ab, ob das Fahrzeug zum Stillstand gebracht (Anhaltebremsung), seine Geschwindigkeit abgesenkt (Verzögerungsbremsung) oder konstant gehalten (Beharrungsbremsung) werden soll.

Die Erzeugung der binären Signale „Anhaltebremsung“ und „Verzögerungsbremsung“ erfolgt in der Superkomponente, die in Abbildung 3.9 mit dem Buchstaben **D** bezeichnet ist. Dies geschieht weggesteuert, sobald die Differenz aus Zielwegmarke ( $s_{ziel}$  bzw.  $s_H$ ) und aktuell zurückgelegtem Weg gleich dem in Abhängigkeit von der Geschwindigkeitsdifferenz vorausberechnete Weg ist

(siehe Abbildung 3.10). Die Ermittlung der Bremswege  $s_B$  erfolgt innerhalb eines weiteren Teilmodells (Superkomponente **F**) anhand von Gleichung 3.1 auf Basis der Annahme einer konstanten mittleren Betriebsbremsverzögerung  $b_B$ .

$$s_B = \frac{v_0^2 - v_1^2}{2b_B} \quad (3.1)$$

Das binäre Signal „Anhaltebremsung“ wird auf ein weiteres Element (Superkomponente **E**) geführt, das einen Fahrzeughalt in der Simulation registriert und den Fahrbefehl innerhalb der vorgegebenen Haltezeit  $t_H$  unterdrückt.

Die Notwendigkeit von Beharrungsbremungen wird von der Superkomponente **H** detektiert, indem kontinuierlich überprüft wird, ob das Signal „Fahren“ ( $o_F$ ) anliegt, die Geschwindigkeit größer oder gleich der Soll-Geschwindigkeit ist und die Summe der Fahrwiderstände in Fahrtrichtung wirkt. Sind diese Bedingungen erfüllt, wird von diesem Element das Signal „Beharrungsbremung“ ( $o_{B.Bh}$ ) erzeugt und die benötigte Bremskraft ermittelt.

Die Fahrwiderstände selbst werden in der Superkomponente **G** berechnet, in der dazu das Neigungsprofil und die auftretenden Radien in Abhängigkeit des Weges als Rechteckprofile ausgelesen werden. Wagenzug- und Triebfahrzeugwiderstand können separat konfiguriert werden, was die Simulation beliebiger Fahrzeug- bzw. Zugkonfigurationen ermöglicht. Es wird ferner die Bremskraft berechnet, die unter Berücksichtigung der Fahrwiderstandskräfte erforderlich ist, um das Fahrzeug mit der vorgegebenen konstanten Verzögerung abzubremesen.

Durch numerische Effekte kommt es vor, dass der simulierte Weg für ein Fahrspiel von dem theoretisch vorgegebenen Wert um einen geringen Betrag abweicht. Ist der simulierte Weg am Ende des Fahrspiels kleiner als die theoretische Haltepunktswegmarke, treten am unmittelbaren Beginn des nächsten Fahrspiels instabile Zustände auf, die sich in einem ständigen Wechsel von Fahr- und Bremsbefehl äußern. Deshalb wurde die Superkomponente **B** entwickelt, die das Bremssignal ab dem Zeitpunkt unterdrückt, da ein Fahrzeughalt detektiert wird. Nach dem Überschreiten einer bestimmten Grenzgeschwindigkeit bei erneutem Anfahren, wird das Ausgangssignal wieder auf den Wert „1“ gesetzt und damit die Beeinflussung aufgehoben.

Superkomponente **J** erzeugt das binäre Signal „Fahren“. Es wird immer dann unterdrückt, wenn ein Bremssignal für Verzögerungs- oder Anhaltebremsungen vorliegt, die Anhaltezeit bei einem Fahrzeugstillstand noch nicht abgelaufen ist, oder sich die Geschwindigkeit nach Erreichen der Soll-Geschwindigkeit in einem bestimmten Bereich unterhalb derselben befindet. Die letztgenannte Bedingung wird von der Superkomponente **I** überprüft. Diese sorgt dafür, dass der Fahrbefehl zurückgesetzt wird, sobald die streckenseitig vorgegebene Höchstgeschwindigkeit erreicht ist. Das Fahrzeug geht dann in den Auslauf über, wodurch sich die Geschwindigkeit in Abhängigkeit von den Neigungsverhältnissen erhöhen oder verringern wird. Erstgenannter Fall wird durch die bereits erwähnte Superkomponente **H** abgefangen. Im Falle einer Abnahme der Geschwindigkeit stellt Superkomponente **I** sicher, dass der Fahrbefehl wieder auf den Wert „1“ gesetzt wird, wenn der Geschwindigkeitsverlust einen im Bereich von  $\Delta v > 3 \text{ km/h}$  frei zu wählenden Wert überschreitet. Somit wird die in der Realität vorgefundene sogenannte „Sägezahnfahrweise“ (siehe Kapitel 3.1) simuliert, bei der keine kontinuierliche Kompensation der Widerstandskräfte durch die Traktionskräfte erfolgt. Der binäre Fahrbefehl ( $o_F$ ) wird schließlich an die Superkomponente **K** (den sogenannten Fahr- oder Laststufenwähler) übergeben und von dieser in eine stufenlose Zugkraftanforderung ( $o_{LS}$ , mit „LS“ für „Laststufe“) umgesetzt. Die Logik, nach der diese Umsetzung erfolgt, wird in Abbildung 3.11 (S. 59) dargestellt. Das Laststufensignal  $o_{LS}$  wird durch Integration des kombinierten Fahr-Bremsbefehls  $o_{F^*}$  erzeugt und kann beliebige Werte zwischen Null (Leerlauf) und der frei wählbaren maximalen Laststufe (Volllast) annehmen. Es können bei der Fahrstufenwahl folgende Fahrzustände berücksichtigt werden:

1. Anfahren und Beschleunigen auf die maximal zulässige Geschwindigkeit,
2. Anfahren mit Zugbeobachtung (Verharren bei geringer Teillast für einen bestimmten Zeitraum während des Anfahrvorganges),
3. Anfahren in Streckenabschnitten mit Geschwindigkeitsbegrenzung (z.B. 40/60 km/h in Weichenstraßen),

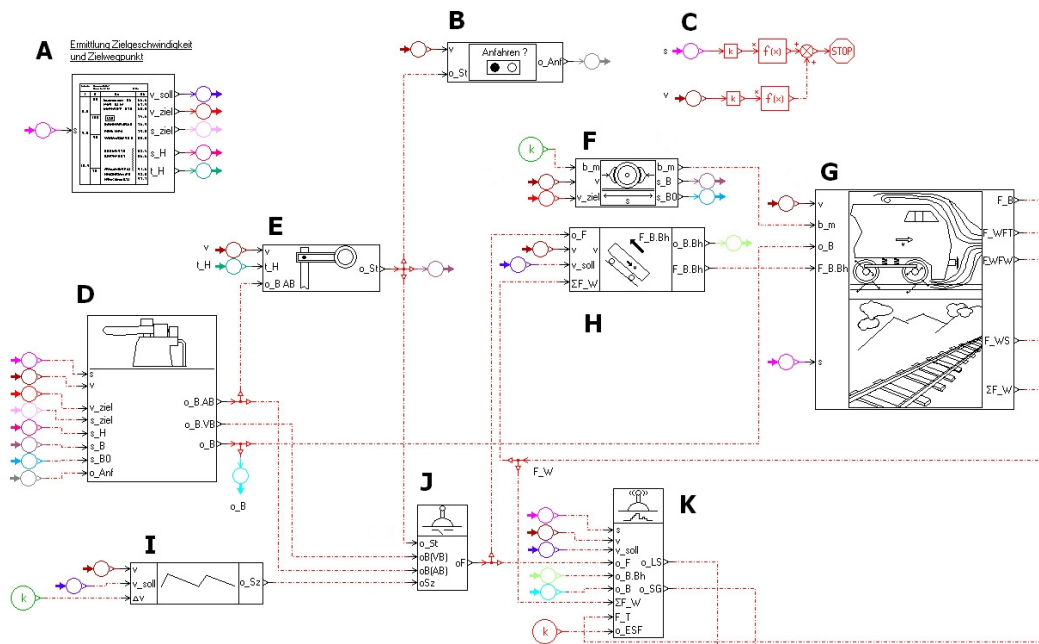


Abbildung 3.9: Superkomponenten der fahrdynamischen Steuerung - schematische Darstellung

4. Beschleunigen mit *maximaler* Zugkraft bei Unterschreitung der → Nachschaltgeschwindigkeit während der → Sägezahnfahrt,
5. Beschleunigen mit *angepasster* Zugkraft bei Unterschreitung der → Nachschaltgeschwindigkeit während der → Sägezahnfahrt,
6. Reduktion der Zugkraft nach Erreichen der zulässigen Höchstgeschwindigkeit,
7. Abschaltung der Zugkraft nach Erreichen der zulässigen Höchstgeschwindigkeit,
8. Abschaltung der Zugkraft bei Bremsungen,
9. Abschaltung der Zugkraft durch das Signal „*energiesparendes Fahren*“ o\_ESF (siehe Kapitel 3.4.1).

Die grundlegenden Zusammenhänge und Abhängigkeiten sollen im Folgenden kurz erläutert werden.

Zu Beginn der Zugfahrtsimulation wird von der fahrdynamischen Steuerung ein binärer Fahrbefehl ( $o_F = 1$ ) erzeugt. Dieser wird im Fahrstufenregler bis zum Eingang eines Integrators geleitet und ggf. auf unterschiedliche Art und Weise modifiziert. Deshalb wird das Signal am Eingang des Integrators nicht mit  $o_F$ , sondern mit  $o_F^*$  bezeichnet. Sofern kein Bremsbefehl ( $o_B$  bzw.  $o_{B.Bh} = 1$ ) und kein Abschaltbefehl des Moduls zum energiesparenden Fahren ( $o_{ESF} = 1$ ) anliegt, wird der Fahrbefehl durch Integration über die Zeit in eine zeitproportional ansteigende Traktionsleistungsvorgabe gewandelt. Die Integration wird genau dann abgebrochen, wenn die maximale Laststufe erreicht ist. Diese wird global vorgegeben, kann aber fahrzustandsabhängig reduziert werden. So erfolgt bei Anfahrten in Streckenabschnitten mit reduzierter Höchstgeschwindigkeit (z.B. Bahnhofsanfahrrten) in der Regel keine Aufschaltung der maximalen Traktionskraft, wie die Auswertung der in Kapitel 3.1 beschriebenen Aufzeichnungsfahrten ergeben hat. Deshalb wird bei der Simulation die maximal aufschaltbare Leistung mittels einer Tabelle in Abhängigkeit von der Soll-Geschwindigkeit reduziert (siehe Teilkomplex „a“ in Abbildung 3.11).

Eine Reduktion der Traktionsleistungsvorgabe ist auch dann angebracht, wenn bei Fahrt im Sägezahnmodus die Nachschaltgeschwindigkeit erreicht ist und die in der Regel geringe Geschwindigkeitsdifferenz zur zulässigen Höchstgeschwindigkeit ( $\Delta v = 3 \dots 15 \text{ km/h}$ ) durch erneutes Aufschalten der Traktionsleistung überwunden werden soll. Abhängig von Geschwindigkeit (Fahrzeugwiderstandskraft) und Strecke (Streckenwiderstandskraft) genügen dafür kleine Leistungen, sodass

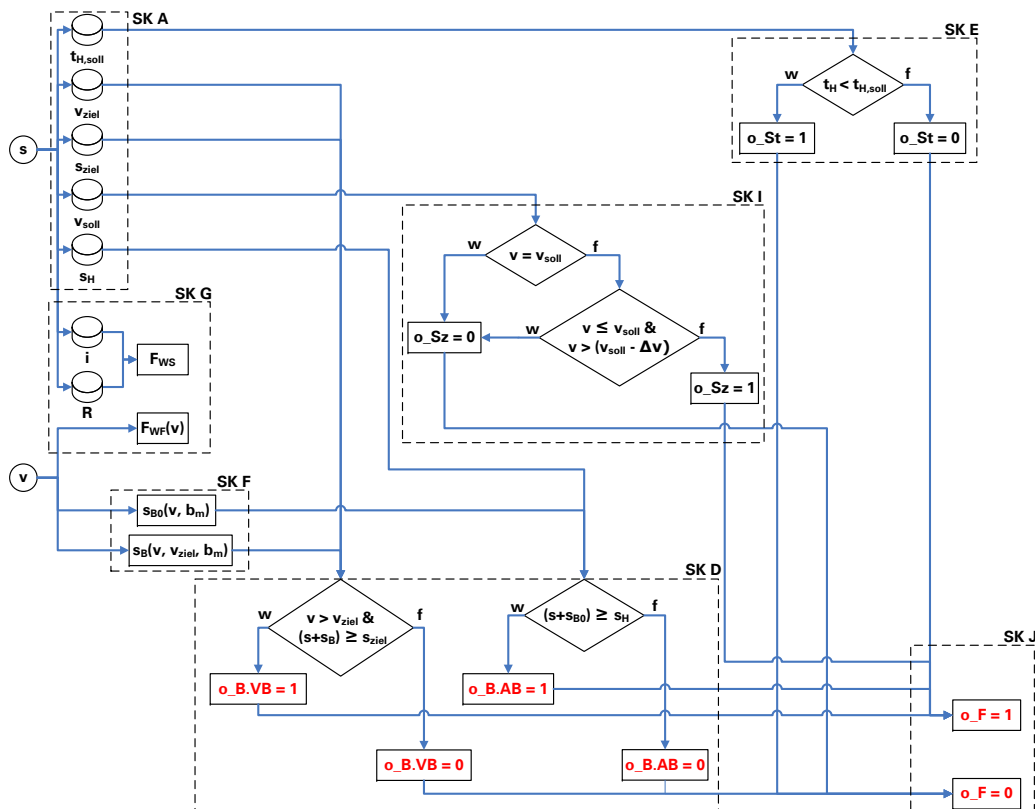


Abbildung 3.10: Logik zur Erzeugung binärer Fahr- und Bremsbefehle („SK“ = Superkomponente)

eine vollständige Ausnutzung der maximalen Traktionskraft nicht erforderlich bzw. nicht realistisch ist. Als Kriterium für die Begrenzung der Lastvorgabe wurde bei der Modellierung die Beschleunigungsreserve herangezogen. Diese ergibt sich aus der Differenz der geschwindigkeitsabhängigen  $\rightarrow$  Steigfähigkeit des Fahrzeuges ( $i_{max}(v)$ ) und der vorhandenen Neigung im befahrenen Streckenabschnitt. Mittels einer Tabelle wird die maximale Laststufe in der Simulation in Abhängigkeit von dieser Differenz begrenzt (siehe Teilkomplex „b“ in der Abbildung 3.11). Die voranstehend beschriebene Funktionalität wird in diesem Zusammenhang als „Aufschaltbegrenzung“ bezeichnet und lässt sich optional deaktivieren.

Eine weitere Möglichkeit, in die Aufschaltung der Traktionskraft einzugreifen, besteht darin, beim Anfahren die Erhöhung der Lastanforderung zeitweilig zu verzögern. Damit kann der in der Realität bisweilen zu beobachtende Fall der Anfahrt mit Zugbeobachtung abgebildet werden. Dabei schaltet der Triebfahrzeugführer die Zugkraft bis zu einer geringen Teillast auf, sodass sich das Fahrzeug in Bewegung setzt. Vor einer weiteren Erhöhung der Traktionsleistung überzeugt sich der Triebfahrzeugführer durch einen Blick zurück aus dem Führerstandsseitenfenster, dass der Zugverband in Ordnung ist (alle Türen geschlossen, keine Rauchentwicklung oder andere ungewöhnliche Erscheinungen). Im Simulationsmodell kann das Signal  $o_F = 1$  nach Erreichen einer frei wählbaren Teillaststufe für einen bestimmten, einstellbaren Zeitraum unterdrückt werden, sodass am Eingang des Integrators das Signal  $o_{F^*} = 0$  anliegt und das Laststufensignal auf dem bis dahin erreichten Wert verharrt.

Ein Abschalten der Zugkraft und damit ein Zurücksetzen des Integratorausganges erfolgt immer dann, wenn ein Bremsbefehl anliegt oder die Anweisung zum energiesparenden Fahren erteilt wird. Dabei wird der Eingang des Integrators ( $o_{F^*}$ ) auf einen stark negativen Wert gesetzt, wodurch der Wert des Integratorausganges und damit das Laststufensignal ( $o_{LS}$ ) in sehr kurzer Zeit auf den Wert „0“ abfällt.

Erfolgt eine Zugkraftabschaltung aufgrund der Tatsache, dass die maximal zulässige Höchstgeschwindigkeit erreicht wurde, wird zunächst der Fahrbefehl  $o_F$  auf den Wert „0“ zurückgesetzt. Die Reduktion des Laststufensignals erfolgt jedoch mit einem deutlich geringeren Gradienten

als bei Bremsungen. Damit wird es möglich, eine Teillaststufe zu detektieren, bei der die Traktionskraft gerade kleiner als die Summe der Fahrwiderstandskräfte wird und die ermittelte Lastanforderung konstant zu halten. Es erfolgt somit im Sägezahnfahrmodus keine vollständige Abschaltung der Traktionskraft sondern nur eine Reduktion derselben bis ihr Betrag die Summe der Widerstandskräfte gerade unterschreitet (siehe Teilkomplex „c“ in Abbildung 3.11). Diese Funktionalität wurde im vorliegenden Fall als „Abschaltbegrenzung“ bezeichnet und ist ebenfalls optional deaktivierbar. Sie sorgt dafür, dass das Sägezahn-Geschwindigkeitsprofil zeitlich und räumlich gestreckt wird und ermöglicht damit eine bessere Annäherung an die Realität, wie sie in den Abbildungen 3.2 und 3.1 widergespiegelt wird.

Es lassen sich zudem durch die globale Begrenzung der maximalen Laststufe Fahrspiele simulieren, bei denen die maximale Traktionsleistung zu keinem Zeitpunkt ausgenutzt wird. Dies kann in speziellen Fällen (Lastpunktverschiebung bei Hybridfahrzeugen oder Untersuchung ungewöhnlicher Fahrstile) von Bedeutung sein.

Anhang A.21 enthält die Abbildung einer Auswahl möglicher Fahrspiele, die durch eine Parametervariation der Einstellungen des Laststufenwählers auf einem bestimmten Streckenabschnitt erzeugt werden können.

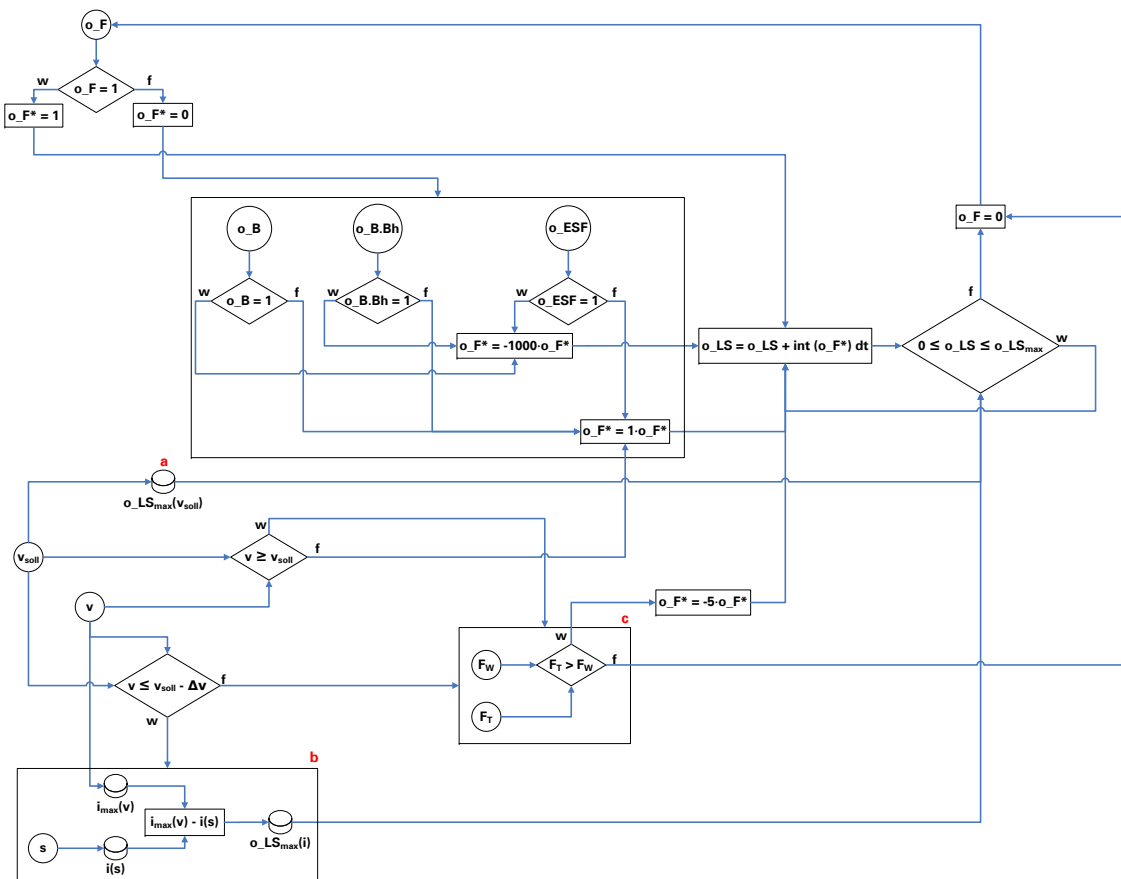


Abbildung 3.11: Logik zur Umsetzung der binären Fahr- und Bremsbefehle in ein Laststufensignal in der Superkomponente „Laststufenwähler“ („K“ in Abb. 3.9)

### 3.3.3 Modellierung des Antriebsstranges

Der im vorstehenden Kapitel beschriebene Fahrstufenwähler stellt die Schnittstelle zwischen den Teilmodellen der fahrdynamischen Steuerung und des dieselhydraulischen Antriebsstranges dar.

Ersteres übergibt an letzteres die beiden Signale „Laststufe“ ( $o_{LS}$ ) und „Strömungsgetriebe ein/aus“ ( $o_{SG}$ ). Das Strömungsgetriebe wird, ähnlich wie in der Realität, immer dann eingeschaltet, wenn eine Traktionsleistungsanforderung vorliegt. Andernfalls werden die hydrodynamischen Kreisläufe entleert bzw. im Modell mittels einer binären Logik wirkungslos geschaltet. Grundsätzlich besteht ein dieselhydraulischer Antriebsstrang aus den Komponenten Dieselmotor, Strömungsgetriebe, Gelenkwelle, Radsatzgetriebe und Radsatz. Diese Elemente sind in Abbildung 3.12 in ihrer Anordnung schematisch dargestellt und müssen im Modell mathematisch nachgebildet werden. Der entsprechende Ausschnitt des Simulationsmodells (Komponenten L-S) ist in Abbildung 3.13 dargestellt. Da die Modellierung im Rahmen eines größeren Forschungsprojektes arbeitsteilig erfolgte und der Arbeitsschwerpunkt des Autors auf der Entwicklung der fahrdynamischen Steuerung lag, soll im Folgenden nur eine zusammenfassende Beschreibung der antriebstechnischen Modellierung erfolgen, während detaillierte Angaben [171] zu entnehmen sind.

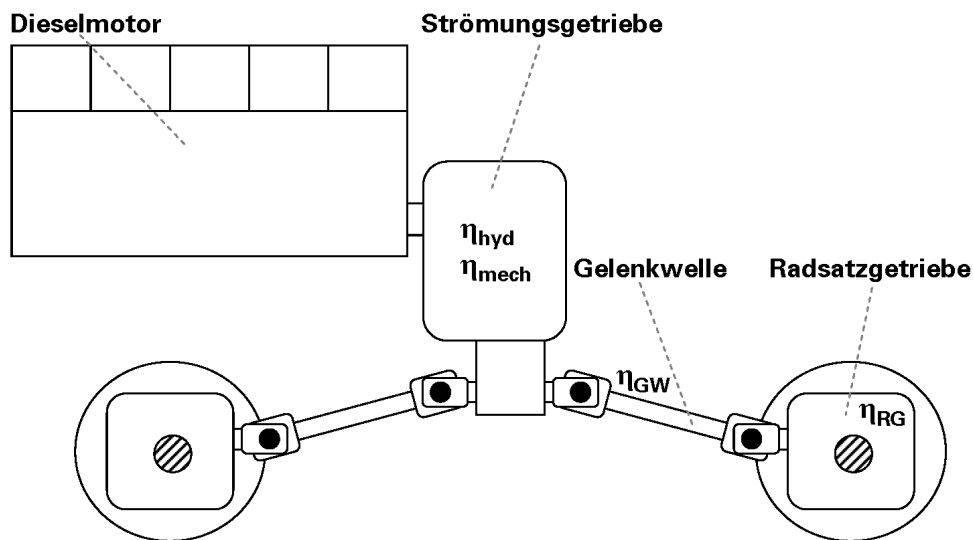


Abbildung 3.12: Schematischer Aufbau eines dieselhydraulischen Antriebsstranges

### Simulationsmodell des Dieselmotors

Der Dieselmotor wird im Modell hauptsächlich durch eine Drehmasse abgebildet, an der die für die energetische Simulation relevanten Drehmomente angreifen und deren Drehzahl die Kurbelwellendrehzahl symbolisiert. Zu Beginn der Simulation wird die Drehmasse mittels eines einfachen Starters auf die Leerlaufdrehzahl beschleunigt und dann von einem Leerlaufregler konstant gehalten, sofern keine Traktionsleistung benötigt wird (siehe unten).

Die Modellierung des Dieselmotors ist kennlinienbasiert. Eine Nachbildung des eigentlichen Verbrennungsprozesses und der damit einhergehenden Schwingungen und Drehmomentspitzen wird nicht vorgenommen.

Der von der fahrdynamischen Steuerung erzeugten Lastanforderung  $o_{LS}$  muss zunächst eine Leistung und damit ein Drehmoment und eine Drehzahl zugeordnet werden. Dies wird ermöglicht, indem ein Kennfeld  $M=f(o_{LS},n)$  ausgelesen wird. Die benötigten Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien wurden für diskrete Laststufen einem Datenblatt entnommen. Um eine stufenlose Zuordnung der Drehmomente zu gewährleisten, wird zwischen den Linien linear interpoliert, sodass ein vollständiges Kennfeld entsteht. Die zusätzlich zur Lastanforderung zum Auslesen des Kennfeldes benötigte Dieselmotordrehzahl ist vom Betriebszustand des Strömungsgetriebes abhängig. Im Wandlerbetrieb ist die Drehzahl des Verbrennungsmotors an die Leistungsaufnahme des



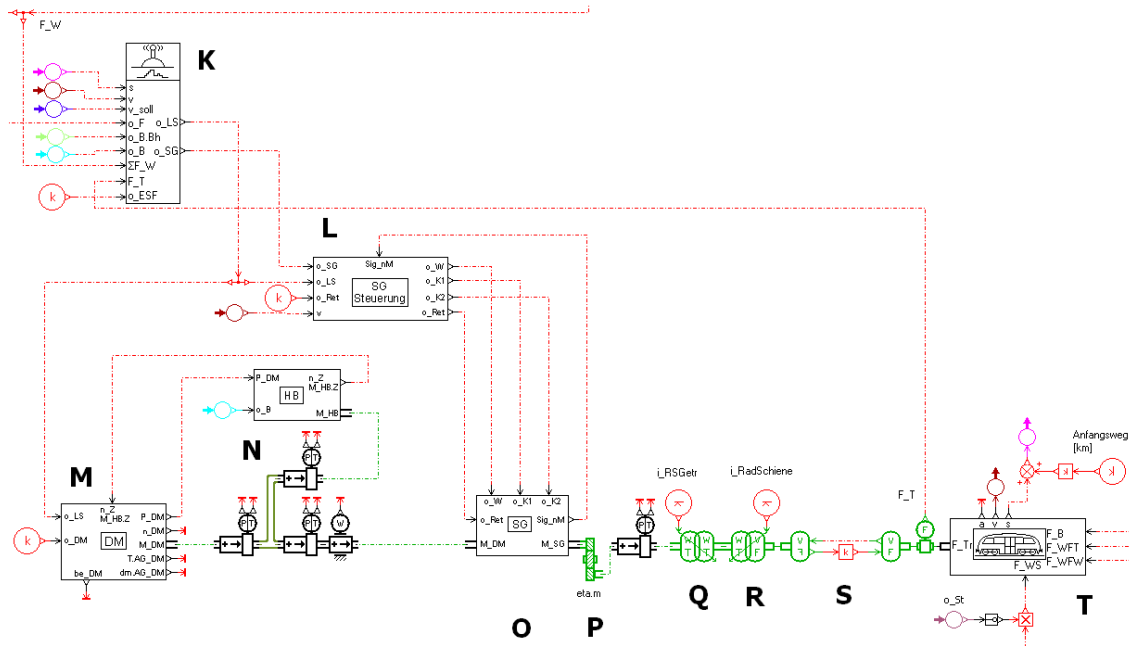


Abbildung 3.13: AMESim-Modell des dieselhydraulischen Antriebsstranges

Wandlers gebunden, die wiederum einer kubisch von der Drehzahl abhängigen Funktion folgt. Diese Funktion ist nicht konstant, sondern mit dem Parameter  $\lambda$  ( $\rightarrow$  Leistungszahl) behaftet [39, 113], wodurch sich die möglichen Arbeitspunkte des Dieselmotors weniger auf einer einzelnen Parabel als vielmehr innerhalb einer Parabelschar einstellen. Abbildung 3.14 zeigt den möglichen Bereich des Zusammenspiels von Motor und Strömungsgetriebe im Wandlerbetrieb. Sind innerhalb des hydrodynamischen Getriebes die Strömungskupplungen aktiviert, stellt sich die Drehzahl proportional zur Geschwindigkeit des Fahrzeuges ein [113]. Dabei müssen die Übersetzungsverhältnisse innerhalb und außerhalb des Strömungsgetriebes sowie der Schlupf (normierte Drehzahldifferenz zwischen Turbinen- und Pumpenrad) in der Strömungskupplung berücksichtigt werden.

Aus Drehmoment und Drehzahl des Dieselmotors wird die Leistung ermittelt, mit deren Hilfe auf den Kraftstoffverbrauch geschlossen werden kann. Dazu wird zunächst der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_{DK}$  in g/kWh mittels eines stationären Kennfeldes  $b_{DK}=f(P,n)$  ausgelesen, anschließend mit der Dieselmotorleistung multipliziert und das Ergebnis integriert. Die so ermittelte Kraftstoffmasse wird über die Dichte in ein Kraftstoffvolumen überführt, sodass der absolute Kraftstoffverbrauch sowohl in der Einheit „Kilogramm“ als auch in der Einheit „Liter“ ausgegeben werden kann.

Neben der Ermittlung des Kraftstoffverbrauches ist das Dieselmotormodell auch für die Bestimmung der Abgastemperatur und des Abgasmassenstromes vorbereitet, wofür Kennfelder der Form  $X=f(M,n)$  zur Verfügung gestellt werden müssen. Liegen diese nicht vor, wird jeweils eine konstante Zahl (z.B. 1) ausgegeben.

Wenn das Lastsignal  $o_{LS}$  den Wert „0“ annimmt, geht der Motor in den Leerlaufbetrieb über. Um die durch den Leistungsbedarf der Hilfs- und Nebenbetriebe erzeugten Drehmomentschwankungen ausgleichen zu können, wird die Leerlaufdrehzahl mittels eines Leerlaufreglers konstant gehalten, der sich an einer Leerlauf-Kennlinie orientiert.

Fahrzeugspezifisch ist es jedoch unter Umständen nötig, neben den Betriebszuständen „Leerlauf“ und „Traktionsleistungsabgabe“ im Voll- und Teillastbereich weitere Lastzustände des Motors zu berücksichtigen. Im vorliegenden Fall wurde ein zusätzlicher Regler implementiert, der ereignisgesteuert bestimmte Lastpunkte im Dieselmotorkennfeld ansteuert, die sich nutzerspezifisch vorgeben lassen. So ist es beispielsweise bei dieselhydraulischen Fahrzeugen mit Strömungsbremse üblich, während der Einschaltdauer des  $\rightarrow$  Retarders die Dieselmotordrehzahl und damit auch die Dieselmotorleistung über das Leerlaufniveau anzuheben um die Fahrzeugkühlanlage so betreiben zu können, dass die beim Bremsen in das Getriebeöl übertragene Energie sicher

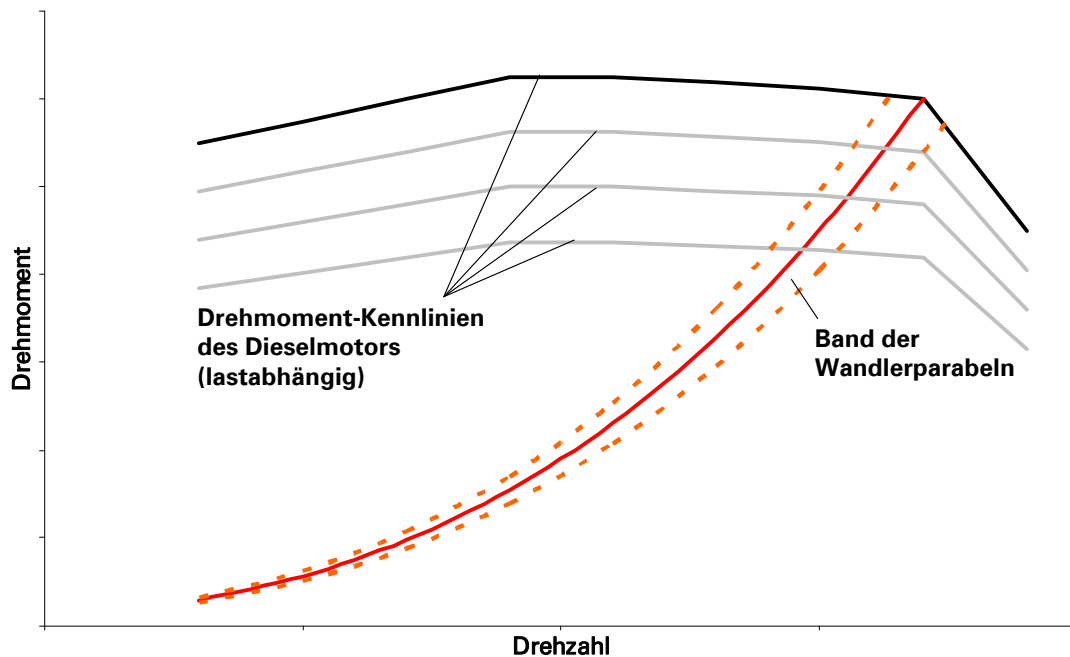


Abbildung 3.14: Zusammenwirken von Dieselmotor und Strömungsgetriebe mit eingeschaltetem Wandler

abgeführt werden kann.

Abschließend verbleibt zu erwähnen, dass das Modell für die Simulation von Start/Stop-Einrichtungen vorbereitet wurde, da mittels eines Signals das Ein- und Ausschalten des Dieselmotors bewirkt werden kann und die eingangs erwähnte einfache Startvorrichtung weiter ausgebaut werden könnte.

### Simulationsmodell des Strömungsgetriebes

Das Strömungsgetriebe wird durch die in Abbildung 3.13 dargestellten Komponenten L und O repräsentiert. Es wurde dabei eine funktionale Trennung zwischen der mathematischen Nachbildung der hydrodynamischen Kreisläufe (Superkomponente L) und der Logik zu ihrer Ansteuerung (Superkomponente O) vorgenommen.

Die Konfiguration des Strömungsgetriebes ist aufgrund des bei der Modellierung konsequent angewandten Baukastenprinzips problemlos veränderbar. Für das Grundmodell wurde in Anlehnung an die Triebwagen der BR 612 ein Getriebe mit einem Anfahrwandler, zwei Strömungskupplungen und einem Retarder nachgebildet. Diese werden über die Ansteuerungslogik (de-)aktiviert, wobei im ausgeschalteten Zustand von den einzelnen Komponenten kein Drehmoment erzeugt wird. Hinsichtlich des genauen Aufbaus und der theoretischen Grundlagen der hydrodynamischen Kreisläufe sei an dieser Stelle auf die einschlägige Fachliteratur verwiesen (u.a.[39, 84, 137, 187]). Das Übertragungsverhalten von Strömungswandlern lässt sich mit Hilfe der drei zentralen Größen  $\rightarrow$  Drehmomentenwandlung  $\mu$ ,  $\rightarrow$  Drehzahlverhältnis  $\nu$  und  $\rightarrow$  Leistungszahl  $\mu$  hinreichend genau charakterisieren. Der Modellierung liegen deshalb zwei Kennlinien zugrunde, bei denen die Leistungszahl bzw. die Drehmomentenwandlung jeweils über dem Drehzahlverhältnis von Pumpen- und Turbinenrad aufgetragen sind. Diese wurden durch Messungen ermittelt und von der Firma Voith Turbo zur Verfügung gestellt. Sie gelten jeweils für Vollast und werden im Teillastbereich nicht linear abgewertet.

Aufgrund der Tatsache, dass das Drehmoment in Strömungskupplungen nicht gewandelt wird, genügt zur Abbildung derselben lediglich eine Kennlinie, die den Verlauf der Leistungszahl über

dem Drehzahlverhältnis wiedergibt ( $\lambda = f(\nu)$ ). Des Weiteren wird der Wirkungsgrad, der im Falle dieser Komponenten dem Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad entspricht, über einen kupplungsspezifischen halbempirischen Ansatz bestimmt, der ebenso wie die Kennlinie von der Firma Voith Turbo zur Verfügung gestellt wurde.

Weiterhin wurde das Strömungsgetriebe-Modell für die Integration eines Retarders vorbereitet. Dessen Modellierung erfolgt gegebenenfalls über Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien.

Die Wirkungsgrade der mechanischen Stufen des Strömungsgetriebes sind in den voranstehend genannten Kennlinien bereits enthalten, da diese aus Messungen an dem gesamten Strömungsgetriebe hervorgegangen sind.

Die Ansteuerung, d.h. das Zu- und Abschalten der jeweiligen hydrodynamischen Kreisläufe erfolgt mit Hilfe der Strömungsgetriebebesteuerung (Superkomponente O). Die Umschaltung zwischen den einzelnen Strömungsmaschinen (Wandler und Kupplung 1 bzw. Kupplung 1 und Kupplung 2) erfolgt in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Getriebeeingangsleistung. Um die Entstehung von instabilen Zuständen beim Umschalten zu verhindern, sind in der Schaltlogik entsprechende Hysteresen vorgesehen.

Alle mechanischen Wirkungsgrade, die zwischen Getriebeausgang und Treibrädern zu berücksichtigen sind (Gelenkwellen, Radsatzgetriebe, ggf. Verteilergetriebe) werden mittels der Komponente P (siehe Abbildung 3.13) berücksichtigt. Bei dieser handelt es sich um das Modell einer einstufigen Zahnradübersetzung, das über ein konstantes Übersetzungsverhältnis von 1 (keine zusätzliche Drehmomentwandlung) und einen konstanten Wirkungsgrad verfügt, der dem Produkt der Wirkungsgrade der vorstehend genannten Elemente entspricht.

### 3.3.4 Modellierung des Fahrzeuges

Die für die Zugfahrtsimulation relevanten Bestandteile des Fahrzeuges werden mit Hilfe der Komponenten Q-T (siehe Abbildung 3.13) abgebildet. Es handelt sich dabei um das Radsatzgetriebe (Komponente Q), die Rad-Schiene-Übersetzung (Komponente R) und die Fahrzeugmasse (Komponente T). Bei der Rad-Schiene-Übersetzung wird das Drehmoment des Antriebs mittels der Komponente S kann die Anzahl der Antriebsanlagen der simulierten Fahrzeugkonfiguration festgelegt werden. Dabei wird das Signal für die Zugkraft mit einem ganzzahligen Faktor  $> 1$  multipliziert und danach auf die Fahrzeugmasse geführt.

Alle fahrdynamisch relevanten Kräfte, die in Längsrichtung auf das Fahrzeug wirken, werden auf eine in der Superkomponente T enthaltene Punktmasse geführt. Dabei handelt es sich um die Bremskraft, die Traktionskraft sowie die Strecken-, Wagenzug- und Triebfahrzeugwiderstandskraft. Letztere stellt bei Triebwagen die einzige relevante Fahrzeugwiderstandskomponente dar; der Wagenzugwiderstand wird auf den Wert „0“ gesetzt.

Die Komponente „Punktmasse“ ist mit dem Produkt aus Fahrzeugmasse und fahrdynamischem Massenfaktor (siehe [189]) belegt und wurde dahingehend manipuliert, dass nur eine eindirektionale Bewegung ermöglicht wird. Damit wird verhindert, dass die Masse nach Erreichen des Stillstandes in die entgegengesetzte Richtung beschleunigt wird, da der modellierte Fahrwiderstand bei einem Nulldurchgang der Geschwindigkeit nicht automatisch das Vorzeichen wechselt und deshalb nur in einer Richtung bewegungshemmend wirkt.

Mittels virtueller Sensoren werden an der Punktmasse der zurückgelegte Weg, die Geschwindigkeit und die Beschleunigung ermittelt und an die in Kapitel 3.3.2 beschriebene fahrdynamische Steuerung übergeben.

### 3.3.5 Modellierung der Hilfs- und Nebenbetriebe

Neben der Traktionsenergieerzeugung müssen Dieselmotoren auf Fahrzeugen auch den Energiebedarf der → Neben- und → Hilfsbetriebe abdecken. Bei der Modellierung wurde die Unterscheidung zwischen Neben- und Hilfsbetriebeenergiebedarf vernachlässigt und stattdessen ein Hilfsbetriebemodul entwickelt, das die Gesamtheit der in diesen Kategorien zusammengefassten Aggregate abbildet (Superkomponente N in Abbildung 3.13).

Die Problematik des Hilfsleistungsbedarfs und seiner intelligenten Steuerung ist erst in den letzten Jahren in das Blickfeld der Fahrzeugentwickler geraten. Lange Zeit wurde bei der Fahrzeugauslegung mit konservativen pauschalen Annahmen für den Leistungsbedarf der zusätzlichen Aggregate gerechnet, ohne dass detailliertere Kenntnisse über den tatsächlichen Leistungsbedarf in Abhängigkeit von Fahrzustand, Zeit und Witterungsverhältnissen vorhanden waren. Es fanden sich deshalb in der verfügbaren Literatur auch keine aussagekräftigen Quellen, auf die sich eine detaillierte Modellierung der Hilfs- und Nebenbetriebe hätte stützen können.

Es wurde infolgedessen versucht, auf Basis des in Anhang A.22 aufgeführten Schemas, den Leistungsbedarf abzuschätzen. Da für das Referenzfahrzeug bezüglich der meisten Komponenten keine konkreten Angaben (etwa zum Leistungsbedarf der Klimaanlage) recherchiert werden konnten, wurden begründete Annahmen auf der Basis von Angaben zu Aggregaten für ähnliche Einsatzfälle (Straßenbahnen, Reisezugwagen) getroffen. Es wurden vier Hauptkomponenten definiert, die jeweils einen signifikanten Leistungsbedarf generieren: die Kühlanlage, der Luftpresser, die Klimaanlage(n) sowie das übrige Bordnetz, in dem alle übrigen Aggregate ideell zusammengefasst wurden. Jedem der 4 Hauptelemente wurde ein charakteristisches Betriebsregime zugeordnet:

- Kühlanlage: Grundlast + Lastanteil, der von Dieselmotorleistung abhängig ist; Nachlaufzeit nach Lastwechsel des Dieselmotors,
- Luftpresser: Aussetzbetrieb (binär),
- Klimaanlage: Aussetzbetrieb mit zweistufiger Last (Reihenfolge: Volllast → Teillast → „aus“),
- „Bordnetz“: Grundlast mit regelmäßigen Lastspitzen.

Den Komponenten Luftpresser, Klimaanlage und „Bordnetz“ wurde zudem eine relative Einschaltdauer (bezogen auf die Fahrzeit) zugeordnet, sodass sich für alle Komponenten spezifische Einschaltmuster ergeben, die in Summe zu einem stark unregelmäßig schwankenden Hilfsleistungsbedarf führen.

Zusätzlich wurde die Modellierung so vorgenommen, dass im Falle von Betriebsbremsungen, bei denen grundsätzlich von einem Einsatz des Retarders auszugehen ist, ein erhöhter Hilfsleistungsbedarf generiert wird. Dies hat seine Ursache darin, dass das beim Bremsen erhitzte Getriebeöl gekühlt werden muss. Bei der Festlegung des erhöhten Hilfsleistungsbedarfs wurde auf Auslegungsgrundsätze der Firma Voith Turbo zurückgegriffen.

## 3.4 ERWEITERTES GRUNDMODELL

### 3.4.1 Energiesparendes Fahren bei der Eisenbahn

Um den realen Betrieb dieselhydraulischer Triebwagen besser abbilden zu können, wurde das vorstehend beschriebene Grundmodell um einige Komponenten erweitert, die eine Implementierung der Mechanismen des energiesparenden Fahrens in den Simulationsablauf ermöglichen. Bevor diese Komponenten ausführlicher beschrieben werden, soll zunächst die Problematik des energiesparenden Fahrens im Eisenbahnbetrieb kurz umrissen werden.

Energiesparendes Fahren (ESF) hat bei der Eisenbahn eine lange Tradition. Während es früher im unmittelbaren Interesse von Lokomotivführer und Heizer lag, den Energieumsatz bei der Traktion zu reduzieren, weil die Erzeugung von Traktionsenergie mit sehr schwerer körperlicher Arbeit verbunden war, rückte die Problematik seit den 70er und 80er Jahren des vergangenen Jahrhunderts vermehrt in den Blickpunkt der Bahnverwaltungen (siehe u.a. [78, 144, 159, 160, 161, 188]). Während zunächst versucht wurde, die Fahrer durch Schulungen und Hinweise in den Fahrplanunterlagen für die Problematik zu sensibilisieren [78] kam es im Zuge der Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Digitalrechnern verstärkt zu einer Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen [85, 138, 151]. Diese beruhen in der Regel auf komplexen Optimierungsalgorithmen [42, 59, 60, 61, 157] und ermöglichen das Auffinden einer optimalen Fahrstrategie unter Berücksichtigung der betrieblichen Randbedingungen (Fahrplanlage, Streckenprofil, Zugkonfiguration u.a.).

Abbildung 3.15 zeigt unterschiedliche Strategien des energiesparenden Fahrens, die in Abhängigkeit von Neigungs- und Soll-Geschwindigkeitsprofil in Kombination miteinander zur Anwendung kommen können. Das Vorliegen sehr starker Gefälle, die dazu geeignet sind, eine fahrdynamisch

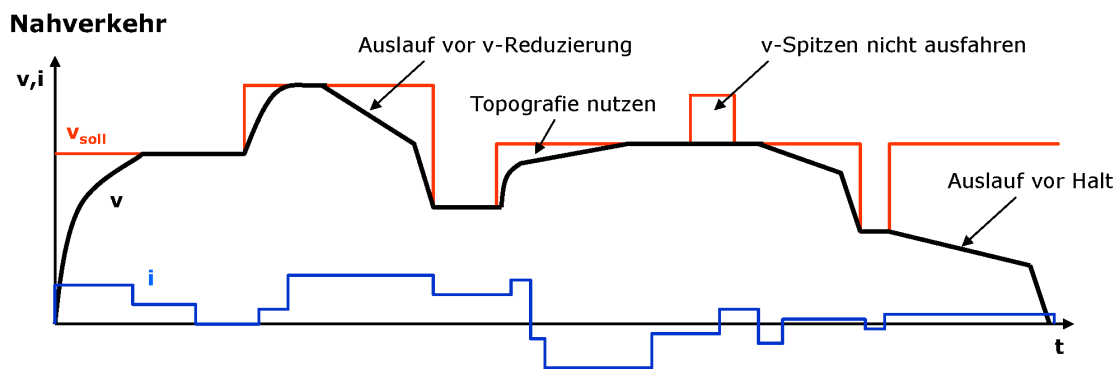


Abbildung 3.15: Mögliche Strategien zur Erzielung einer energiesparenden Fahrweise im Eisenbahnbetrieb

relevante Beschleunigung eines Eisenbahnfahrzeuges zu erreichen, ist im deutschen Streckennetz eher als Seltenheit anzusehen. Ferner stellt auch das Auslassen kurzer Geschwindigkeitssteigerungen mangels Gelegenheit eine eher selten anzuwendende Strategie dar. Energiesparendes Fahren ist bei der Eisenbahn deshalb vor allem dadurch gekennzeichnet, dass die kinetische Energie der Fahrzeuge genutzt wird, um das Fahrzeug bzw. den Zugverband mit abgeschalteter Traktionsleistung ausrollen zu lassen. Dieser Vorgang wird in der Fahrdynamik als „Fahrzeugauslauf“ bezeichnet. Aufgrund des geringen spezifischen Fahrzeugwiderstandes und der hohen Fahrzeugmasse(n) ergeben sich lange Auslaufwege und relativ geringe Auslaufverzögerungen. Die Ausnutzung des Fahrzeugauslaufes ist im Allgemeinen mit einer Fahrzeitverlängerung verbunden, weshalb bei der praktischen Anwendung der energiesparenden Fahrweise oft ein Zielkonflikt zwischen dem Wunsch, den Fahrplan einzuhalten und dem Streben, Traktionsenergie zu einzusparen, besteht. Die Abbildungen 3.16 und 3.17 zeigen den Zusammenhang zwischen der Fahrzeitverlängerung und der Länge des Auslaufweges relativ zum Gesamtweg für einen Regionaltriebwagen auf einem 10 km langen Streckenabschnitt. Es wird ersichtlich, dass die sich durch die Nutzung des Fahrzeugauslaufes ergebende Fahrzeitverlängerung sehr stark vom Geschwindigkeitsniveau und den Neigungsverhältnissen auf der konkreten Strecke abhängt. So beträgt der Anteil des Auslaufweges am Gesamtweg bei einer Auslaufanfangsgeschwindigkeit von 140 km/h in der Ebene im vorliegenden Beispiel ca. 0,34 und damit ca. 3400 m, wenn eine Fahrzeitverlängerung um 3% akzeptiert werden kann. Verringert sich die Auslaufanfangsgeschwindigkeit auf 80 km/h, so reduziert sich die Auslaufstrecke unter den gleichen Randbedingungen auf ca. 2500 m, was einem Anteil an der Gesamtstrecke von 0,25 entspricht. Natürlich wirkt sich das Vorliegen eines Gefälleabschnittes positiv auf das energiesparende Fahren aus, da die Verzögerungen im Auslauf reduziert und damit die Auslaufwege deutlich vergrößert werden können, ohne dass der Fahrzeitverlust auf ein inakzeptables Maß ansteigt (siehe Abbildung 3.17). Für Steigungsabschnitte gilt das Gegenteil.

Neben der Streckentopographie und dem Geschwindigkeitsprofil haben die fahrdynamischen

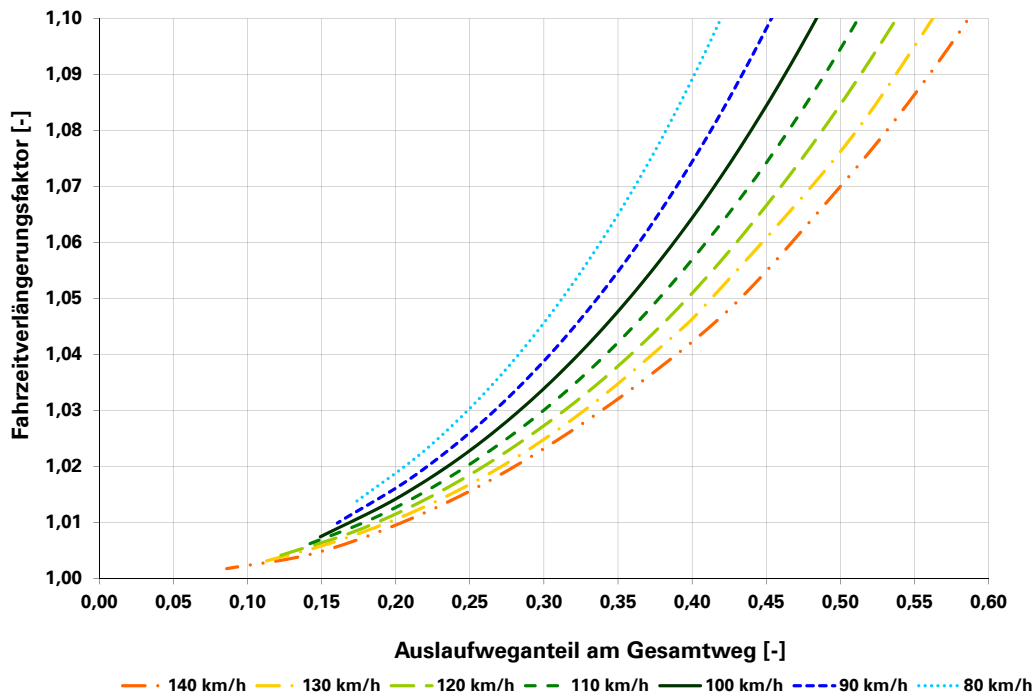


Abbildung 3.16: Fahrzeitverlängerung in Abhängigkeit des Auslaufweges für eine 10 km lange ebene Gesamtstrecke mit der Auslaufanfängsgeschwindigkeit als Parameter

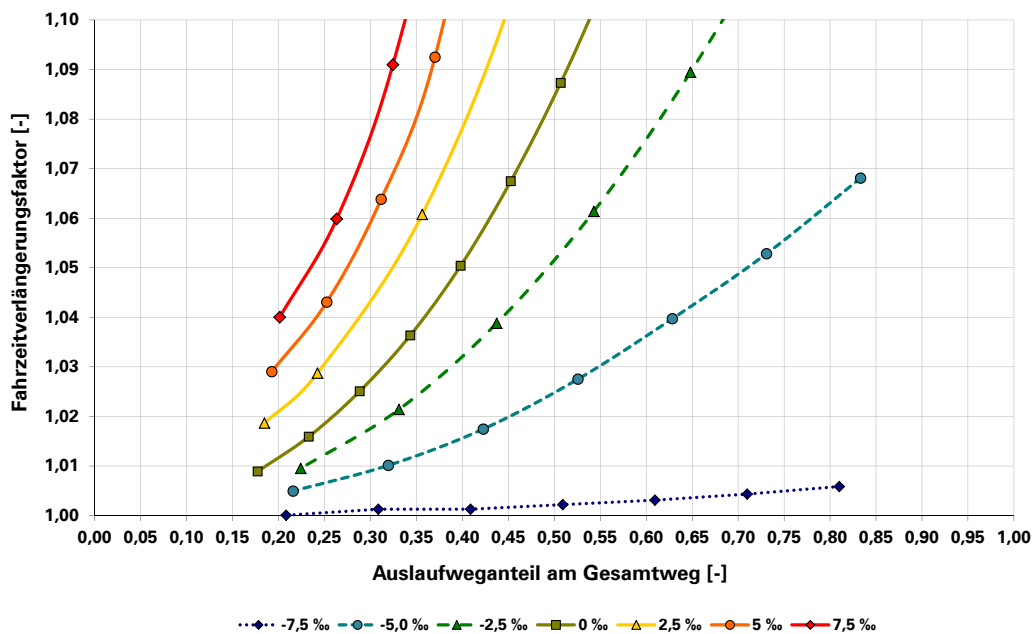


Abbildung 3.17: Fahrzeitverlängerung in Abhängigkeit des Auslaufweges für eine Auslaufanfängsgeschwindigkeit von 120 km/h für eine 10 km lange Gesamtstrecke mit der Streckenneigung als Parameter

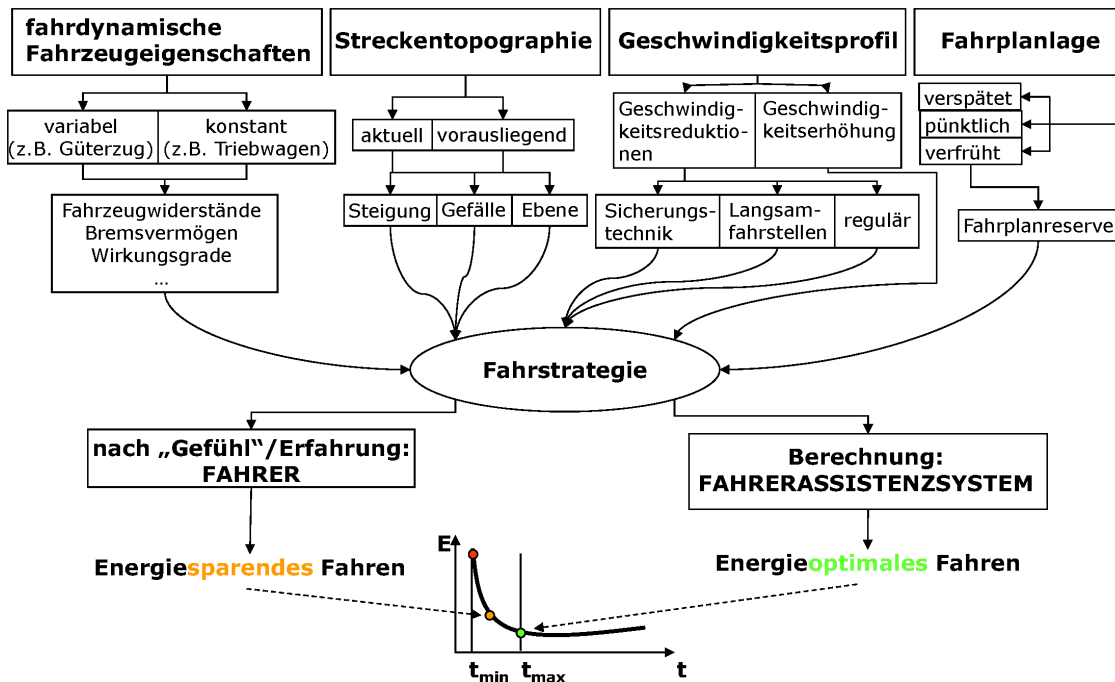


Abbildung 3.18: Einflussfaktoren auf die Fahrstrategie

Fahrzeugeigenschaften und die Fahrplanlage einen wesentlichen Einfluss auf die Fahrstrategie, wie aus Abbildung 3.18 hervorgeht. Es wird deutlich, dass das energetische Optimum bei Zugfahrten nur computergestützt erreicht werden kann. Die dabei angewandten Optimierungsverfahren sind teilweise sehr komplex und bedürfen oftmals zahlreicher Iterationsschritte.

Da der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit weniger auf der Entwicklung von Algorithmen zur energieoptimalen Steuerung von Zugfahrten liegt, sondern vielmehr auf der Untersuchung der Auswirkung unterschiedlicher Hybridkonfigurationen auf den Energiebedarf, wurde auf die Implementierung eines Algorithmus' zur energieoptimalen Fahrweise verzichtet.

Stattdessen wurde ein Verfahren entwickelt, das die energiesparende Fahrweise geschulter Triebfahrzeugführer imitiert, indem selbsttätig Auslaufabschnitte vor Halten oder Geschwindigkeitsrestriktionen eingefügt werden. Das Einfügen der Auslaufabschnitte erfolgt jedoch rein fahrzeitorientiert und ist nicht auf die Minimierung des Energiebedarfes ausgerichtet, wie im folgenden Abschnitt beschrieben wird. Dieses Verfahren ermöglichte im Vergleich zu einem Optimierungsansatz den Verzicht auf Iterationsschleifen während der Simulation, was sich positiv auf die Simulationsdauer auswirkt.

### 3.4.2 Modellierung der energiesparenden Fahrweise (ESF)

Zur Modellierung der energiesparenden Fahrweise wurde das in Kapitel 3.3 beschriebene Grundmodell um die in Abbildung 3.19 abgebildeten Komponenten erweitert. Die Funktionen der einzelnen Komponenten sind in Tabelle 3.1 wiedergegeben. Grundsätzlich geht es darum, einen geeigneten Zeitpunkt zu finden, an dem die Traktionsleistung bereits vor der Abbremsung auf eine geringere Geschwindigkeit oder bis zum Fahrzeughalt abgeschaltet werden kann. Die Abschaltung erfolgt über das Zurücksetzen des binären Fahrbefehls vor dem Eingang des Laststufenwählers (Superkomponente K). Die Entscheidung darüber, ob eine Abschaltung der Traktionsleistung erfolgen kann, ist an die Frage gebunden, ob das Einfügen von Auslaufabschnitten mit einer unzulässigen Fahrzeitverlängerung verbunden ist oder nicht. Der entwickelte Algorithmus basiert darauf, die verbleibende Fahrzeit bis zum nächsten Haltepunkt bzw. bis zur Stelle der nächsten Geschwindigkeitsreduktion unter der Prämisse, dass der Fahrzeugauslauf genutzt wird, zu prognostizieren

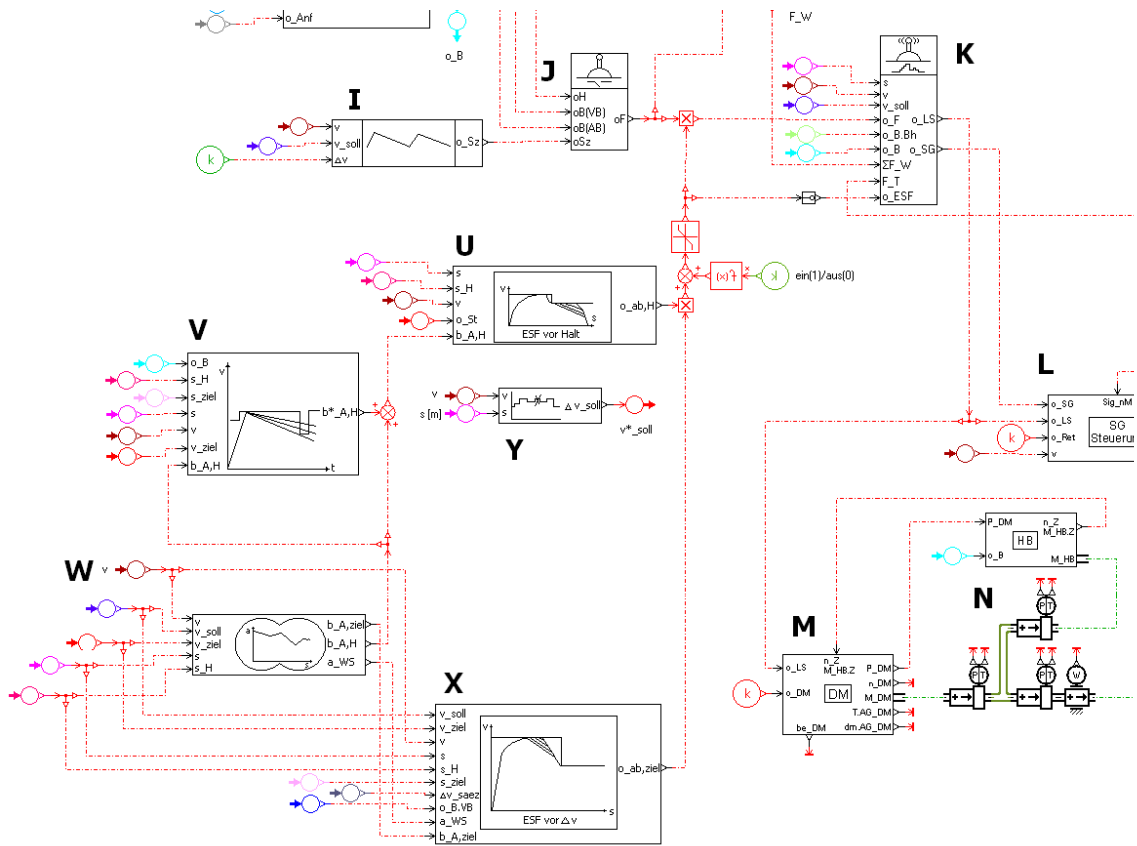


Abbildung 3.19: Steuerungselemente zur Realisierung einer energiesparenden Fahrstrategie

Tabelle 3.1: Funktion der Komponenten zur Realisierung einer energiesparenden Fahrweise

Komponente	Funktion
Superkomponente U	Erzeugung eines binären Signals (0,1) zur Abschaltung der Traktionsleistung vor Fahrzeughalten
Superkomponente V	Korrektur der prognostizierten Auslaufverzögerung vor einem Fahrzeughalt, falls vor diesem eine Geschwindigkeitsreduzierung liegt
Superkomponente W	Prognose der mittleren Auslaufverzögerung vor dem nächsten Halt ( $b_{A,H}$ ) und vor der nächsten Geschwindigkeitsreduzierung ( $b_{A,ziel}$ ) sowie der neigungsbedingten Beschleunigung ( $a_{WS}$ ) im unmittelbar vorausliegenden Streckenabschnitt
Superkomponente X	Erzeugung eines binären Signals (0,1) zur Abschaltung der Traktionsleistung vor der nächsten Geschwindigkeitsreduzierung
Superkomponente Y	Manipulation der Soll-Geschwindigkeitsvorgabe mit dem Ziel, kurze Abschnitte mit erhöhter zulässiger Geschwindigkeit zu ignorieren



und sie mit der kürzesten Fahrzeit zu vergleichen. Die sich daraus ergebende Fahrzeitdifferenz dient als Kriterium dafür, die Traktionsleistung abzuschalten oder dies zu unterlassen. Dabei ist es erforderlich, den Auslaufweg, die Auslaufzeit, die Bremsausgangsgeschwindigkeit, den Bremsweg sowie die Bremszeit in Abhängigkeit von aktueller Geschwindigkeit, Zielgeschwindigkeit und den Streckenverhältnissen zu bestimmen. Um den Berechnungsaufwand für die Vorhersage der Auslauf- und Bremszeiten möglichst gering zu halten, erfolgt die Berechnung der Bewegungsvorgänge unter der Annahme konstanter mittlerer Verzögerungen. Diese werden in Abhängigkeit der Neigungsverhältnisse in dem infrage kommenden Streckenabschnitt abgeschätzt (siehe Kapitel 3.4.4). Je besser diese Schätzung mit den tatsächlich erreichten Werten übereinstimmt, desto genauer lassen sich die Fahrzeitvorgaben einhalten.

### 3.4.3 Abschätzung der Fahrzeit

Gelingt es, die mittlere Auslaufverzögerung hinreichend genau abzuschätzen, vereinfachen sich die zur Fahrzeitermittlung erforderlichen Rechenschritte durch Linearisierung ganz erheblich, wie im folgenden gezeigt werden soll.

Durch die Linearisierung wird der Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit auf eine Gerade redu-

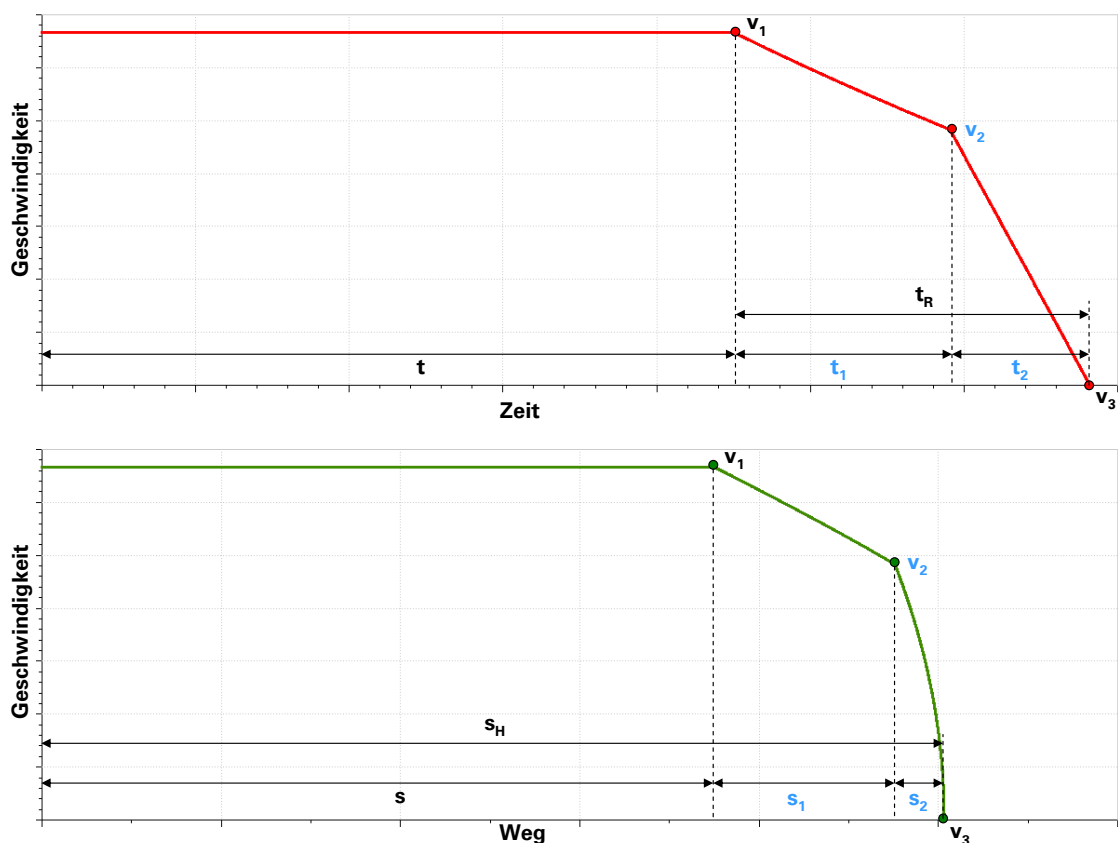


Abbildung 3.20: Kinematische Größen im Fahrzeugauslauf und beim Bremsen (linearisierte Funktionen)

ziert und die Berechnungsgleichungen für die gleichmäßig beschleunigte Bewegung kommen zur Anwendung. Abbildung 3.20 zeigt die für die Vorausberechnung von Auslauf- und Bremszeit relevanten Größen, wobei die unbekannt Variablen blau gekennzeichnet wurden. Es ist klar, dass Bremsweg und -zeit von der Höhe der Bremsausgangsgeschwindigkeit  $v_{B0}$  abhängig sind, die mit

der Auslaufendgeschwindigkeit  $v_{A1}$  identisch ist. Diese stellt den Schnittpunkt der Geschwindigkeitsgeraden für Auslauf und Bremsung im Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm dar, dessen Ermittlung wie folgt möglich ist.

Die Restfahrzeit zum Zeitpunkt  $t$  setzt sich im Falle der Abschaltung der Traktionsleistung aus der Auslaufzeit  $t_A$  und der Bremszeit  $t_B$  zusammen:

$$t_R = t_A + t_B \quad (3.2)$$

Der Restweg  $s_R$  kann einerseits als Summe von Auslaufweg  $s_A$  und Bremsweg  $s_B$  und andererseits als Differenz von Zielwegkoordinate (vor Halten: Haltepunktkoordinate  $s_H$ , vor Geschwindigkeitsabsenkungen: Zielwegpunkt  $s_{\text{ziel}}$ ) und aktuell zurückgelegtem Weg  $s$  ausgedrückt werden. Vor Fahrzeughalten ergibt sich somit:

$$s_R = s_B + s_A = s_H - s \quad (3.3)$$

Für die jeweiligen Wege und Zeiten ergeben sich folgende einfache Zusammenhänge:

$$s_A = \frac{v_{A0}^2 - v_{B0}^2}{2b_A} \quad (3.4)$$

$$s_B = \frac{v_{B0}^2 - v_{B1}^2}{2b_B} \quad (3.5)$$

$$t_A = \frac{v_{A0} - v_{B0}}{b_A} \quad (3.6)$$

$$t_B = \frac{v_{B0} - v_{B1}}{b_B} \quad (3.7)$$

Dabei wird statt mit der Auslauf- bzw. Bremsbeschleunigung  $a_A$  bzw.  $a_B$  mit der Auslauf- bzw. Bremsverzögerung  $b_A$  bzw.  $b_B$  gerechnet:

$$b_A = -a_A \quad (3.8)$$

$$b_B = -a_B \quad (3.9)$$

Bei Fahrten auf einen Fahrzeughalt zu muss die Bremsendgeschwindigkeit auf den Wert „0“ gesetzt werden, wodurch sich die Gleichungen 3.5 und 3.7 weiter vereinfachen. Für die Restfahrzeit ergibt sich dann:

$$t_R = t_A + t_B = \frac{v_{A0} - v_{B0}}{b_A} + \frac{v_{B0}}{b_B} \quad (3.10)$$

Gleichung 3.5 liefert für  $v_{B1} = 0$ :

$$v_{B0} = \sqrt{2b_B s_B} \quad (3.11)$$

Deshalb kann für die Restfahrzeit vor dem Halt auch geschrieben werden:

$$t_R = \frac{v_{A0} - \sqrt{2b_B s_B}}{b_A} + \frac{\sqrt{2b_B s_B}}{b_B} \quad (3.12)$$

Die letzte unbekannte Variable in Gleichung 3.12 ist der Bremsweg  $s_B$ . Dieser kann mittels der Gleichungen 3.3, 3.4, 3.5 und 3.11 wie folgt ausgedrückt werden:

$$s_H - s = s_A + s_B \quad (3.13)$$

$$= \frac{v_{A0}^2 - v_{B0}^2}{2b_A} + s_B \quad (3.14)$$

$$= \frac{v_{A0}^2 - 2b_B s_B}{2b_A} + s_B \quad (3.15)$$

$$(s_H - s) 2b_A = v_{A0}^2 + s_B (2b_A - 2b_B) \quad (3.16)$$

$$s_B = \frac{(s_H - s) 2b_A - v_{A0}^2}{2b_A - 2b_B} \quad (3.17)$$

$$= \frac{v_{A0}^2 - 2b_A (s_H - s)}{2b_B - 2b_A} \quad (3.18)$$

Diesen Ausdruck in 3.12 eingesetzt, ergibt eine geschlossene Gleichung für die Restfahrzeit vor dem Halt, die nur noch die Ausrollanfangsgeschwindigkeit  $v_{A0}$ , die Wegdifferenz bis zum Halt ( $s_H - s$ ) sowie die mittlere Brems- bzw. Ausrollverzögerung ( $b_A$  bzw.  $b_B$ ) enthält:

$$t_R = \frac{v_{A0} - \sqrt{2b_B \frac{v_{A0}^2 - 2b_A(s_H - s)}{2b_B - 2b_A}}}{b_A} + \frac{\sqrt{2b_B \frac{v_{A0}^2 - 2b_A(s_H - s)}{2b_B - 2b_A}}}{b_B} \quad (3.19)$$

Auf ähnliche Weise erhält man für die Restfahrzeit  $t_R$  bis zum Erreichen einer Geschwindigkeitsreduktion:

$$t_R = \frac{v_{A0} - \sqrt{\frac{b_B v_{A0}^2 - b_A v_{B1}^2 - 2b_A b_B (s_{ziel} - s)}{b_B - b_A}}}{b_A} + \frac{\sqrt{\frac{b_B v_{A0}^2 - b_A v_{B1}^2 - 2b_A b_B (s_{ziel} - s)}{b_B - b_A}} - v_{B1}}{b_B} \quad (3.20)$$

Die Gleichungen 3.19 und 3.20 sind gültig, sofern die Auslaufverzögerung größer als Null ist und sich in ihrem Betrag von der Bremsverzögerung unterscheidet. Erstgenannter Fall tritt ein, wenn das Fahrzeug sich in einem Gefälle bewegt, dessen Betrag gleich oder größer dem des geschwindigkeitsabhängigen Grenzgefälles ist (siehe Kapitel 2.7 und Abbildung 2.14). Es muss also eine Fallunterscheidung getroffen werden, ob das Fahrzeug in der Auslaufphase beschleunigt oder verzögert wird bzw. ob sich die Widerstandskräfte soweit ausgleichen, dass ein Beharrungszustand eintritt. Der Eintritt des letztgenannten Falles ist jedoch sehr unwahrscheinlich, da das Kräftegleichgewicht in der Regel durch Neigungsänderungen bzw. eine instationäre Luftströmung (aerodynamischer Widerstand) gestört wird. In der Simulation muss dieser theoretische Zustand trotzdem durch einen entsprechenden Algorithmus abgefangen werden.

Eine Betragsgleichheit von mittlerer Verzögerung im Auslauf und mittlerer Bremsverzögerung würde sich in sehr steilen Steigungen einstellen. Unter Vernachlässigung des Fahrzeugwiderstandes müsste für das Erreichen der für Betriebsbremsungen angenommenen mittleren Verzögerung von  $0,6 \text{ m/s}^2$  im Fahrzeugauslauf eine Steigung von ca. 60% vorliegen. Dies ist auf deutschen Strecken eher die Ausnahme, sodass zusammenfassend festgehalten werden kann, dass die hergeleiteten Gleichungen zur Vorausberechnung der Restfahrzeiten in der überwiegenden Zahl der Fälle gültig sind.

### 3.4.4 Abschätzung der Auslaufverzögerung

Die im Fahrzeugauslauf auftretende Verzögerung wird maßgeblich von den in diesem Fahrzustand befahrenen Neigungsabschnitten sowie durch die auftretenden Fahrzeugwiderstände bestimmt, die ihrerseits vom Geschwindigkeitsniveau während des Fahrzeugauslaufs determiniert werden. Die Auslaufverzögerung  $b_A$  kann damit in die vom Fahrzeugwiderstand abhängige Teilkomponente  $b_{A,F}$  und in die vom Streckenwiderstand abhängige Teilkomponente  $b_{A,S}$  zerlegt werden.

Der Anteil der mittleren Auslaufverzögerung, der vom Fahrzeugwiderstand verursacht wird, ist abhängig von der Auslaufanfangs- ( $v_{A0}$ ) und der Auslaufendgeschwindigkeit ( $v_{A1}$ ). Mittels eines einfachen Simulationsmodells wurden die mittleren Verzögerungen des in der Ebene ausrollenden Referenzfahrzeuges in Abhängigkeit der beiden Geschwindigkeiten ermittelt und in ein Kennfeld der Form  $b_{A,F} = f(v_{A0}, v_{A1})$  überführt. Die Verzögerungen liegen für das Referenzfahrzeug in einem Wertebereich von  $0,03$  bis  $0,11 \text{ m/s}^2$ . Liegt der Fall vor, dass ein Ausrollvorgang vor einer Geschwindigkeitsreduktion berechnet werden soll, gestaltet sich die Abschätzung der Auslaufendgeschwindigkeit verhältnismäßig unkompliziert. Sie entspricht der Zielgeschwindigkeit  $v_{ziel}$ , sofern diese nicht kleiner als  $40 \text{ km/h}$  ist. Andernfalls wird die Auslaufendgeschwindigkeit auf den Wert  $40 \text{ km/h}$  gesetzt, da ein Auslaufen auf Geschwindigkeiten unter  $40 \text{ km/h}$  aufgrund der damit verbundenen hohen Fahrzeitverluste als nicht erwünscht betrachtet wird.

Im Gegensatz dazu wird die Geschwindigkeitsdifferenz bei Auslaufvorgängen vor Fahrzeughalten in Abhängigkeit der Neigungsverhältnisse in dem bis zum Haltepunkt zu durchzufahrenden

Streckenabschnitt, des Betrages der verbleibenden Reststrecke und der aktuellen Geschwindigkeit (entspricht der Auslaufanfangsgeschwindigkeit) geschätzt. Der fahrzeugwiderstandsabhängige Anteil der Auslaufverzögerung wird wiederum mittels eines Kennfeldes  $b_{A,F} = f(v_{A0}, v_{A1})$  bestimmt.

Für die Vorausberechnung des streckenwiderstandsabhängigen Anteils der Auslaufverzögerung muss die mittlere Streckenneigung während des Fahrzeugauslaufes ermittelt werden. Dazu ist es zunächst einmal wichtig, zu ermitteln, ob der geplante Fahrzeugauslauf in einer Steigung, in einem Gefälle oder in der Ebene bzw. in wechselnder Streckenneigung stattfinden wird. In Steigungen verkürzen sich die Auslaufwege wegen des stärkeren Geschwindigkeitsabfalls und der damit verbundenen erhöhten Fahrzeitverluste (siehe Abbildung 3.17), während sie sich in Gefälleabschnitten verlängern. Die Streckenlänge des Abschnittes, für den die mittlere Streckenneigung bestimmt wird, muss folglich den Neigungsverhältnissen angepasst werden. Im Folgenden wird deshalb in diesem Zusammenhang von einem dynamischen Vorschauweg gesprochen. Dieser besteht aus einem Basisvorschauweg, der in Steigungen verkürzt bzw. in Gefällen verlängert wird. Der Streckencharakter des relevanten Streckenabschnittes wird detektiert, in dem die summierten noch zu überwindenden Höhenmeter ( $s_h$ ) bis zum Zielpunkt (Haltepunkt bzw. Wegpunkt, ab dem eine Geschwindigkeitsreduktion gilt) mit der gesamten Summe der zu überwindenden Steigungs- ( $s_{h+}$ ) bzw. Gefällehöhenmeter ( $s_{h-}$ ) bis zum Zielpunkt verglichen werden. Dabei gilt:

$$s_h = \sum_{j=1}^n (l_j \cdot i_j) \quad (3.21)$$

$$s_{h+} = \sum_{j=1}^n (l_j \cdot i_j) \quad \text{für: } i_j > 0 \quad (3.22)$$

$$s_{h-} = \sum_{j=1}^n (l_j \cdot i_j) \quad \text{für: } i_j < 0 \quad (3.23)$$

mit:  $l_j$  - Länge des j-ten Neigungsabschnittes,  $i_j$  - Neigung im j-ten Neigungsabschnitt  
Die summierten Höhenmeter werden dem Simulationsprogramm als Dateien  $s_h(s)$ ,  $s_{h+}(s)$  bzw.  $s_{h-}(s)$  übergeben. Die Entscheidung, welcher Streckencharakter im vorausliegenden Abschnitt der Strecke vorliegt, wird anhand folgender Kriterien getroffen:

$$s_h \approx s_{h+} \rightarrow \text{Steigung} \quad (3.24)$$

$$s_h \approx s_{h-} \rightarrow \text{Gefälle} \quad (3.25)$$

$$s_{h-} < s_h < s_{h+} \rightarrow \text{Ebene bzw. wechselnde Neigung} \quad (3.26)$$

Der Vorschauweg wird betragsmäßig den Neigungsverhältnissen angepasst und die mittlere Neigung innerhalb dieser Distanz berechnet. Dazu wird die Streckenneigung für 10 äquidistant über den Vorschauweg verteilte Punkte ermittelt und das arithmetische Mittel  $i_{m,prog}$  der Werte gebildet (siehe Abbildungen 3.21 und 3.22). Die streckenneigungsabhängige Komponente der Auslaufverzögerung ergibt sich unter Berücksichtigung des fahrdynamischen Massenfaktors  $\xi$ , der Erdbeschleunigung  $g$  sowie der mittleren prognostizierten Neigung  $i_{m,prog}$  aus folgendem einfachen Zusammenhang:

$$b_{A,S} = \frac{i_{m,prog} g}{\xi} \quad (3.27)$$

Der vorstehend beschriebene und in der Superkomponente **W** (siehe Abbildung 3.19) hinterlegte Algorithmus zur Vorhersage der Auslaufverzögerung ist im Anhang A.23 noch einmal zusammenfassend dargestellt.

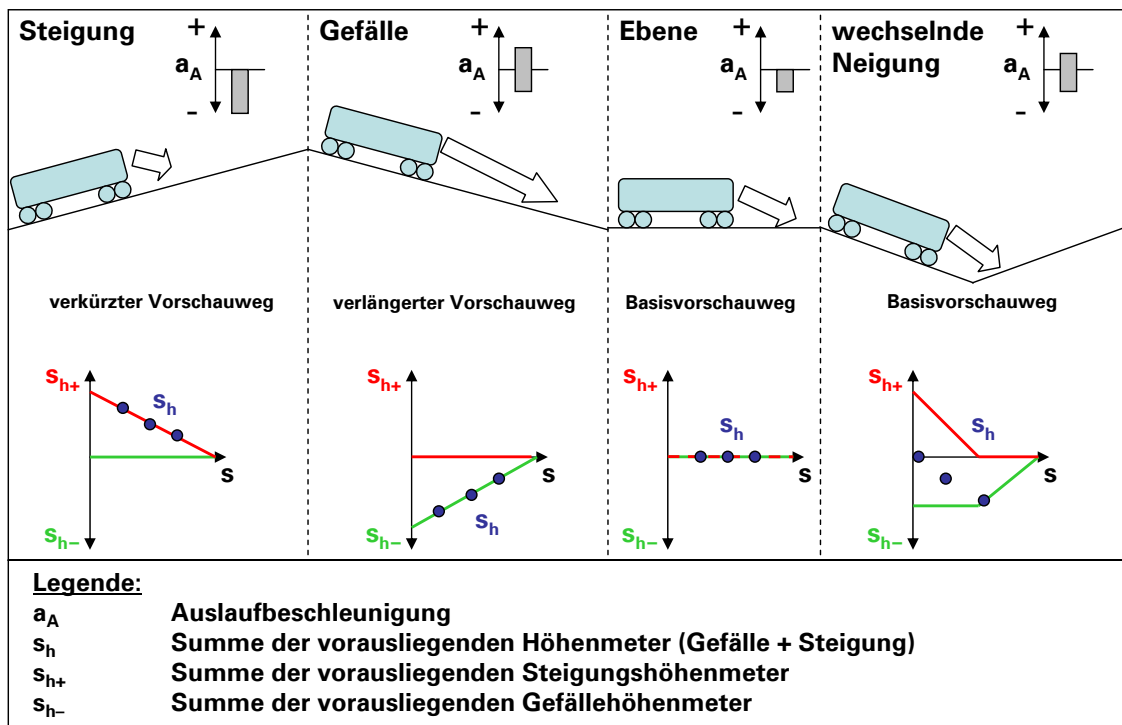


Abbildung 3.21: Prinzip des dynamischen Vorschauweges

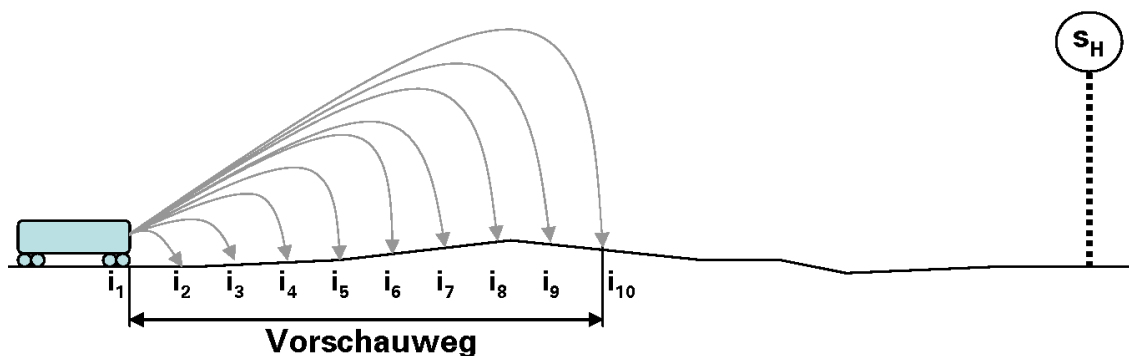


Abbildung 3.22: Ermittlung der mittleren Neigung innerhalb des dynamischen Vorschauweges

### 3.4.5 Realisierte Fahrstrategien

Bei der Modellierung konnten alle in Abbildung 3.15 dargestellten Strategien zur Einsparung von Traktionsenergie realisiert werden. Wie Tabelle 3.1 entnommen werden kann, dienen die Superkomponenten **U** und **V** (siehe Abbildung 3.19) der Einleitung eines Auslaufvorganges vor Halten. Dafür werden der Steuerungslogik die Soll-Ankunftszeiten an den Haltepunkten als Funktion des zurückgelegten Weges übergeben (Stufenfunktion). Diese werden ermittelt, indem die Zugfahrt zunächst mit dem in Kapitel 3.3 beschriebenen Grundmodell als Spitzfahrt simuliert und die so ermittelten Fahrzeiten um einen dreiprozentigen Fahrzeitzuschlag verlängert werden. Die vorgesehenen Haltezeiten müssen bei der Summierung der Fahrzeiten zu den Ankunftszeiten natürlich ebenfalls berücksichtigt werden. Eine Abschaltung der Traktionsleistung vor Fahrzeughalten wird realisiert, wenn die prognostizierte Ankunftszeit der Soll-Ankunftszeit entspricht. Da es aufgrund von kleineren Ungenauigkeiten bei der Schätzung der Auslaufverzögerung nach dem Abschalten zu einer stärkeren Verzögerung als bei der Vorausberechnung zugrunde gelegt kommen kann, wird ein Wiederaufschalten der Traktionsleistung ermöglicht, wenn die prognostizierte Ankunftsverspätung größer als 15 Sekunden ist.

Bei der Ermittlung der Fahrzeit bis zum nächsten Fahrzeughalt wird der zuständigen Komponente jedoch die Information vorenthalten, ob vor dem Fahrzeughalt mit einer signifikanten Absenkung der Soll-Geschwindigkeit zu rechnen ist. In dem in Abbildung 3.23 gezeigten Fall wird der Fahrtverlauf aufgrund der fehlenden Information falsch prognostiziert (blauer Fahrtverlauf) und die Traktionsleistung zu früh abgeschaltet, wodurch die Fahrzeitreserve zu früh verbraucht wird und bis unmittelbar vor dem Halt mit aufgeschalteter Traktionsleistung gefahren wird (roter Fahrtverlauf). Durch eine Korrektur der Auslaufverzögerung (Superkomponente **V**) wird ein verfrühtes Abschalten verhindert und die Fahrzeitreserve besser auf die einzelnen Auslaufabschnitte verteilt (grüner Fahrtverlauf).

Die Entscheidung, ob und wann vor einer Geschwindigkeitsreduktion (Absenkung der Soll-Geschwindigkeit)

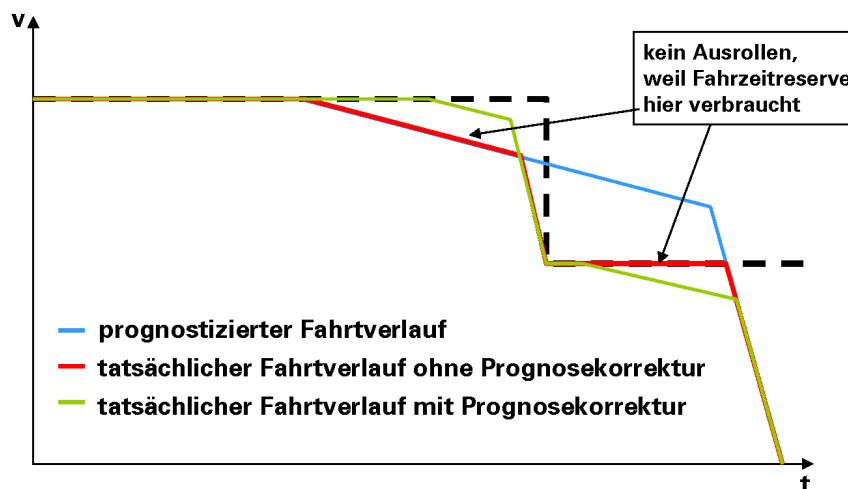


Abbildung 3.23: Notwendigkeit der Korrektur der Fahrzeitprognose

ein Auslaufabschnitt einzufügen ist, gestaltet sich wesentlich schwieriger als im vorstehend beschriebenen Fall, da die Komplexität aufgrund der Vielzahl möglicher Fahrtverläufe deutlich höher ist. Anhang A.24 enthält eine Übersicht über die zu berücksichtigenden Fälle.

Die erste Schwierigkeit, die sich bei der Prognose des Fahrtverlaufes ergibt, ist die Wahl des richtigen Zielpunktes und der richtigen Zielgeschwindigkeit. Folgen zwei Reduktionen der Soll-Geschwindigkeit unmittelbar aufeinander, so ist die in Fahrtrichtung zweite Geschwindigkeitsreduktion zur Berechnung heranzuziehen, was von dem Algorithmus selbsttätig erkannt werden muss.

Ferner muss unterschieden werden, ob die aktuelle Geschwindigkeit größer als die Zielgeschwindigkeit ist (trivial) und ob sie sich bereits im Geschwindigkeitsband der Sägezahnfahrt befindet

oder das Fahrzeug noch eine signifikante Wegstrecke zur Beschleunigung auf die aktuelle Soll-Geschwindigkeit zurücklegen muss. Da für die Zielpunkte zwischen den Haltestellen ohne weiteres keine Soll-Ankunftszeiten angegeben werden können, muss als Abschaltkriterium eine Fahrzeitdifferenz ermittelt werden. Diese wird im Folgenden als prognostizierter Fahrzeitverlust bezeichnet. Zu dessen Ermittlung wird die kürzeste Fahrzeit ab dem aktuellen Streckenpunkt bis zur Zielwegmarke berechnet und von der Fahrzeit abgezogen, die sich ergäbe, wenn eine sofortige Abschaltung der Zugkraft erfolgen würde. Solange die prognostizierte Auslaufendgeschwindigkeit kleiner als die angestrebte Zielgeschwindigkeit ist, werden die Ergebnisse der Berechnung nicht berücksichtigt (Ausgang der Superkomponente **X** wird auf den Wert „1“ gelegt), weil davon ausgegangen werden kann, dass ein zu frühes Abschalten generell zu unerwünscht hohen Fahrzeitverlusten führt. Da für die Berechnung der kürzesten Fahrzeit nicht nur Auslauf- und Bremsvorgänge betrachtet werden müssen, sondern auch der Prozess der Fahrzeugbeschleunigung berücksichtigt werden muss (Bedingung:  $v_{\text{ziel}} < v \ll v_{\text{soll}}$ ), erfolgt auch eine Übergabe von Informationen zum Beschleunigungsvermögen des Fahrzeuges an die Steuerungskomponente. In der Superkomponente X (siehe Abbildung 3.19) ist deshalb eine Beschleunigungsfunktion in der Form  $a=f(v)$  für das Referenzfahrzeug hinterlegt worden. Diese wurde aus der Fahr-dynamischen Grundgleichung (siehe Gl. (2.1)) abgeleitet und wird in der Komponente über das jeweilige Geschwindigkeitsintervall  $v_{\text{soll}} - v$  punktuell abgetastet. Aus den so gewonnenen diskreten geschwindigkeitsabhängigen Momentanbeschleunigungswerten wird der arithmetische Mittelwert gebildet und so eine mittlere Beschleunigung für das relevante Geschwindigkeitsintervall abgeschätzt. Diese wird mit der durch den Streckenwiderstand verursachten Beschleunigungskomponente  $a_{\text{WS}}$  verrechnet, um die innerhalb des Vorschauweges tatsächlich zu erwartende Fahrzeugbeschleunigung so gut wie möglich abschätzen zu können.

Der Betrag des prognostizierten Fahrzeitverlustes wird der aktuellen Fahrzeit zugeschlagen und mit der Sollfahrzeit, die in der Form  $t_{\text{soll}}(s)$  hinterlegt ist, verglichen (siehe Abbildung 3.24). Sofern bezüglich der Soll-Fahrzeit eine Verfrühung festgestellt wird, kann eine Abschaltung der Zugkraft erfolgen. Allerdings gilt es, die Fahrzeitreserve auf mehrere Auslaufvorgänge zu verteilen, da die Soll-Geschwindigkeitsprofile, insbesondere bei längeren Fahrspielen, mehr als eine Geschwindigkeitsreduktion aufweisen können. Dazu muss detektiert werden, wieviele Reduktionen der Soll-Geschwindigkeit während des Fahrspieles auftreten werden und jedem Auslaufvorgang ein maximal erlaubter Fahrzeitverlust zugeordnet werden, der proportional zur Anzahl der Geschwindigkeitsreduktionen abnimmt (gleichmäßige Aufteilung der Fahrzeitreserve auf alle Auslaufvorgänge). Somit müssen zwei Bedingungen erfüllt sein, bevor eine Abschaltung der Traktionsleistung vor dem Zielpunkt erfolgt: es darf keine Verspätung vorliegen und der prognostizierte Fahrzeitverlust darf einen dynamisch veränderbaren Wert nicht übersteigen. Die einfachste Vorgabe

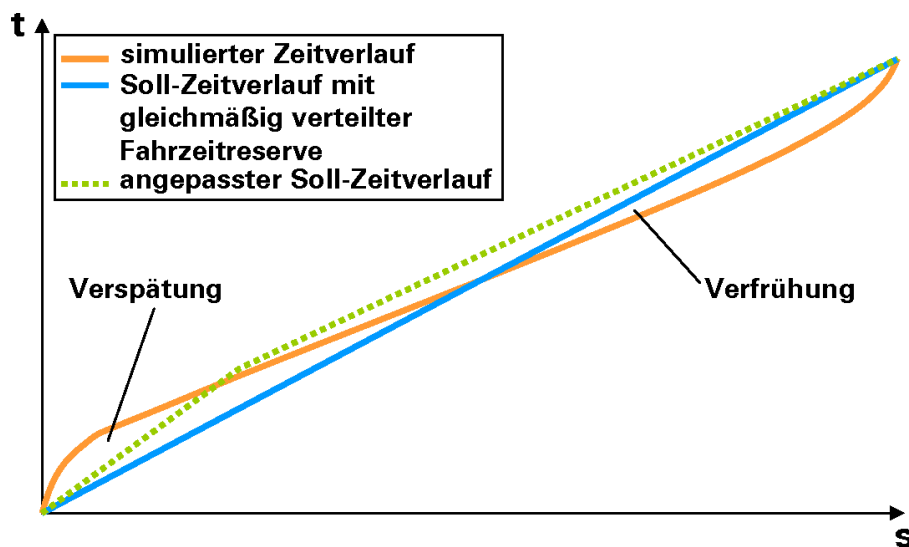


Abbildung 3.24: Verläufe von Soll- und Ist-Fahrzeit über der Zeit

für die Soll-Fahrzeit ergibt sich, wenn die Soll-Abfahrts- und Ankunftszeiten linear über den Weg miteinander verknüpft werden (blauer Soll-Fahrzeitverlauf in Abbildung 3.24). Dies impliziert eine gleichmäßige Verteilung der Fahrzeitreserve über die gesamte Fahrstrecke und führt für viele Fahrspiele zu akzeptablen Ergebnissen. In einigen Fällen muss der Verlauf der Soll-Fahrzeit jedoch angepasst werden, um das gezielte Einfügen von Auslaufabschnitten zu ermöglichen (grüner Soll-Fahrzeitverlauf in Abbildung 3.24).

Eine Logik zur Abschaltung der Traktionsleistung vor Erreichen der Soll-Geschwindigkeit in starken Gefällen wurde in die Superkomponente X integriert, obwohl dies, im engeren Sinne, nichts mit dem Einfügen von Auslaufabschnitten vor Geschwindigkeitsreduktionen zu tun hat. Da jedoch in der genannten Komponente alle für diese Funktion benötigten Informationen verfügbar sind und der Algorithmus vergleichsweise übersichtlich ist, wurde darauf verzichtet, für dessen Implementierung eine gesonderte Superkomponente zu erschaffen. Die entwickelte logische Schaltung basiert darauf, eine von der Differenz aus Soll-Geschwindigkeit und aktueller Geschwindigkeit abhängige Rest-Sollbeschleunigung zu ermitteln und diese mit der prognostizierten Beschleunigung im Gefälle zu vergleichen. Ist der Betrag der Beschleunigung und damit das Gefälle ausreichend groß, erfolgt eine Abschaltung der Traktionsleistung.

Bei Geschwindigkeitsprofilen, die kurze Abschnitte mit erhöhter Soll-Geschwindigkeit aufweisen, kann es energetisch sinnvoll sein, von der Möglichkeit einer Geschwindigkeitserhöhung keinen Gebrauch zu machen. Superkomponente Y (siehe Abbildung 3.19) enthält einen Algorithmus, der in Abhängigkeit des zu erwartenden Fahrzeitverlustes, der Neigungsverhältnisse im Streckenabschnitt mit erhöhter zulässiger Geschwindigkeit sowie dessen Länge eine Manipulation des Soll-Geschwindigkeitssignales vornimmt, die das Ausfahren von kurzen Geschwindigkeitsspitzen verhindert.

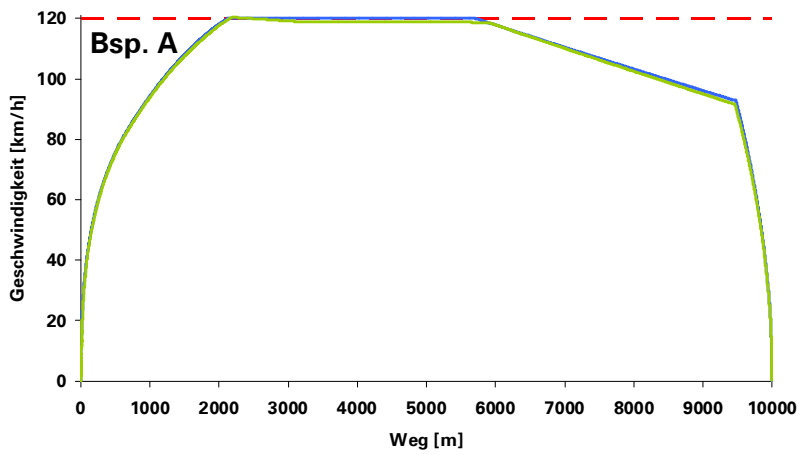
## 3.5 VERIFIZIERUNG

### 3.5.1 Vergleich mit Referenzsimulation

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Teilmodelle zur Simulation der energie-sparenden Fahrweise wurden mit verschiedenen synthetischen und realen Streckenprofilen getestet. Zusätzlich sind Vergleichsrechnungen mit dem Fahrdynamik-Simulationsprogramm Dynamis (Version 2.0.7, siehe auch [115]) der Ingenieurgesellschaft für Verkehrs- und Eisenbahnwesen mbH durchgeführt worden. Dieses verfügt über eine Option zur iterativen Ermittlung einer energie-sparenden Fahrweise unter Berücksichtigung einer vorgegebenen prozentualen Fahrzeitreserve. Allerdings weicht der generelle Simulationsansatz bei dem Programm Dynamis in einigen Punkten deutlich von dem hier dargestellten Konzept ab. So ist die Berechnung des Energiebedarfes ab Kraftstofftank sehr stark vereinfacht (statischer Übertragungswirkungsgrad, statischer spezifischer Nennverbrauch des Dieselmotors) und damit wenig aussagekräftig. Es erfolgt jedoch eine Ermittlung der an den Treibrädern umgesetzten mechanischen Energie, die bei unterschiedlichen Fahrten als Vergleichskriterium dienen kann. Ferner erfolgt die Zugfahrtsimulation bei Dynamis in der Grundeinstellung derart, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit nach Erreichen der Sollgeschwindigkeit konstant gehalten und damit angenommen wird, dass die Zugkraft zu jedem Zeitpunkt verzögerungsfrei den wirkenden Fahrwiderständen angepasst werden kann. Optional kann die Simulation einer Sägezahnfahrweise („Zick-Zack Fahrweise“) gewählt werden. Jedoch ist es einerseits in der genannten Programmversion nicht möglich, Sägezahn- und energiesparende Fahrweise zu kombinieren und andererseits können Sägezahnfahrten nicht so simuliert werden, dass nach Erreichen der Soll-Geschwindigkeit im Teillastbereich weitergefahren wird. Es erfolgt vielmehr grundsätzlich eine vollständige Abschaltung der Zugkraft.

Es wurde deshalb bei den Vergleichsrechnungen die Strategie verfolgt, das AMESim-Grundmodell so zu konfigurieren (Reduzierung des Geschwindigkeitsbandes im Sägezahnfahrmodus auf 1 km/h), dass näherungsweise eine Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit im Bereich der Soll-Geschwindigkeit erreicht werden konnte. In Abhängigkeit des Streckenprofils sind Abweichungen im Geschwindigkeitsverlauf und damit auch hinsichtlich der ermittelten Fahrzeit zwischen

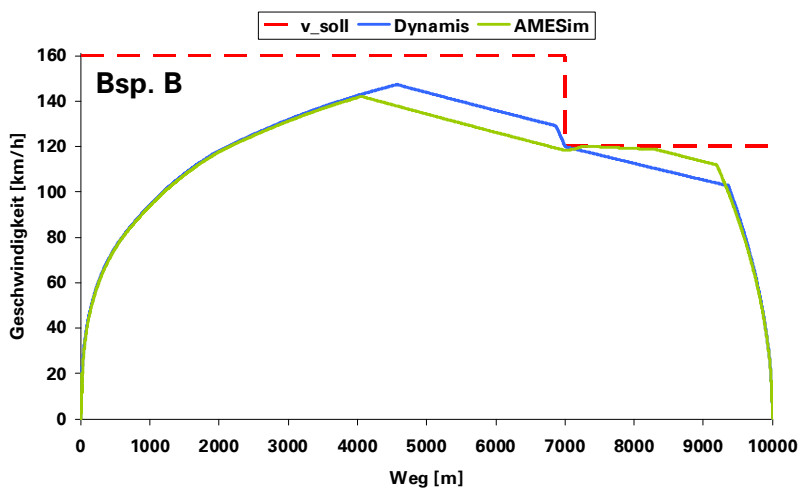




**Ausnutzung der Fahrzeitreserve:**

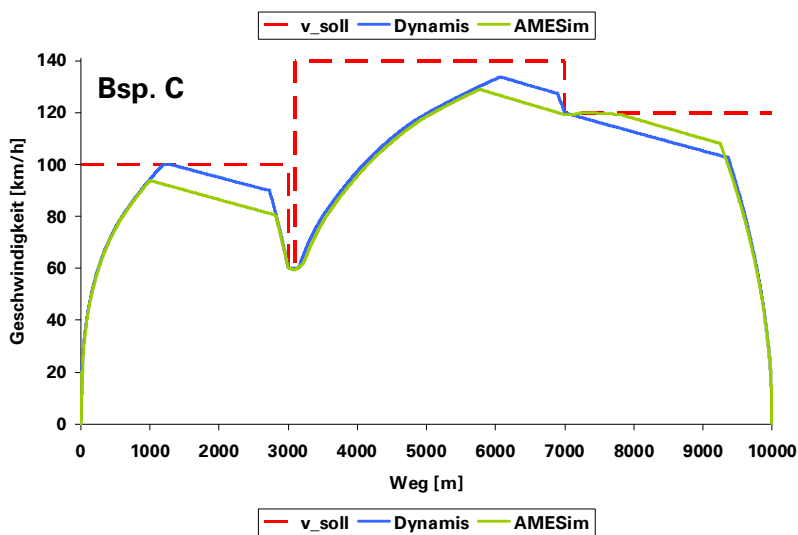
**Dynamis: 3,6%\* (13s)**  
**AMESim: 3,5% (13s)**

**\*der minimalen Fahrzeit (Spitzfahrt)**



**Ausnutzung der Fahrzeitreserve:**

**Dynamis: 2,3% (8s)**  
**AMESim: 3,0% (10s)**



**Ausnutzung der Fahrzeitreserve:**

**Dynamis: 1,6% (6s)**  
**AMESim: 3,0% (12s)**

Abbildung 3.25: Vergleich von Simulationsergebnissen zur energiesparenden Fahrweise

beiden Simulationsansätzen jedoch unvermeidlich. Diese lagen im Bereich von ca. 2-4 %.

Abbildung 3.25 enthält die vergleichende Darstellung von Simulationsergebnissen für eine (synthetische) ebene Strecke mit unterschiedlich komplexen Soll-Geschwindigkeitsprofilen. Es zeigt sich, dass beide Simulationswerkzeuge prinzipiell ähnliche Ergebnisse liefern. Für das sehr einfache Beispiel A, bei dem lediglich ein Auslaufabschnitt vor der Bremsphase am Ende des Fahrspieles eingefügt wird, ergibt sich eine weitgehende Übereinstimmung des Geschwindigkeitsverlaufes über dem Weg. In den aufgeführten Beispielen B und C muss die Fahrzeitreserve auf 2 bzw. 3 Auslaufabschnitte verteilt werden, was beide Simulationswerkzeuge auf unterschiedliche Art und Weise realisieren. Es zeigt sich in diesen speziellen Fällen, dass der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Algorithmus in der Lage ist, die vorgegebene Fahrzeitreserve (3 % der minimalen Fahrzeit) vollständig auszunutzen und die Soll-Fahrzeiten einzuhalten. Der im Referenz-Simulationsprogramm (Dynamis) hinterlegte Algorithmus nutzt demgegenüber die gegebene Fahrzeitreserve nur im Bereich von ca. 50 bis 75 % aus. Warum dies der Fall ist, und ob dort grundsätzlich Verbesserungsbedarf besteht, lässt sich aufgrund mangelnder Hintergrundinformationen nicht ohne weiteres beurteilen. Eine vollumfängliche Untersuchung der aufgetretenen Abweichungen würde zudem den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Die vergleichenden Simulationen sollen lediglich dem Nachweis dienen, dass der für die Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Algorithmus zum energiesparenden Fahren Ergebnisse liefert, die denen mit kommerzieller Spezialsoftware ermittelten ähnlich bzw. ebenbürtig sind. Die in Abbildung 3.25 gezeigten Berechnungsbeispiele sowie die im Anhang A.25 aufgeführten Vergleichsrechnungen für Fahrspiele auf einer realen Strecke zeigen, dass dies der Fall ist.

### 3.5.2 Vergleich mit Aufzeichnungsfahrten

Eine weitere Möglichkeit der Modellverifizierung besteht in einem Abgleich mit den in Kapitel 3.1 erwähnten Fahraufzeichnungen. In Abbildung 3.26 sind für ein Fahrspiel auf der Strecke von Dresden nach Görlitz der Geschwindigkeitsverlauf, die gewählte Fahrstufe sowie die Dieselmotordrehzahl (von oben nach unten) jeweils für die simulierte (blau) und die aufgezeichnete (grün) Fahrt abgebildet. Es ist zu erkennen, dass der berechnete Fahrtverlauf dem realen stark ähnelt. Während des Beschleunigungsvorganges sowie im Bereich vor dem Fahrzeughalt weisen die Fahrschaulinien jedoch einige Abweichungen auf.

Dank der Parametrisierungsmöglichkeiten, die das entwickelte Modell bietet, ist es jedoch möglich, die genannten Abweichungen deutlich zu reduzieren. In der Simulation wird standardmäßig ein anderes Fahrstufen-Schaltmuster erzeugt, als es in dem konkreten realen Fall aufgezeichnet wurde. Um diese Abweichung zu eliminieren, wurde das Simulationsmodell dahingehend konfiguriert, dass die Traktionsleistung in gleicher Weise wie bei der aufgezeichneten Fahrt aufgeschaltet wird (siehe Abbildung 3.27). Die Abweichung im Geschwindigkeitsverlauf bei der Beschleunigung auf die Soll-Geschwindigkeit wird durch diese Maßnahme jedoch nicht verringert. Die Tatsache, dass die Differenz zwischen Aufzeichnung und Messung sich mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit vergrößert, lässt darauf schließen, dass die bei der Modellierung veranschlagte Traktionsleistung zu gering ist. Dies ist dem Umstand geschuldet, dass bei der Modellierung keine detaillierten Daten über den Leistungsbedarf der Hilfs- und Nebenbetriebe vorlagen, sodass eine tendenziell konservative Annahme getroffen wurde.

Die Abweichungen im hinteren Bereich des Fahrspiels ergeben sich einerseits aus den unterschiedlichen Fahrzeiten, da der Triebfahrzeugführer im realen Fall die Fahrzeitreserve nicht in dem Maße ausnutzt wie das Simulationsmodell. Andererseits unterscheidet sich auch das Bremsregime, das im realen Eisenbahnbetrieb aufgrund sicherungstechnischer Restriktionen und subjektiver Einflüsse starken Schwankungen unterliegt, die in der Simulation (Bremsung mit konstanter Verzögerung) nicht abgebildet werden. Durch eine Anpassung der Fahrzeitvorgabe für das Simulationsmodell konnte eine weitgehende Angleichung der Fahrtverläufe und der damit verbundenen Größen (Fahrstufe, Dieselmotordrehzahl) erreicht und damit der Nachweise erbracht werden, dass das entwickelte Grundmodell die Realität ausreichend genau abbildet (siehe Abbildung 3.28).

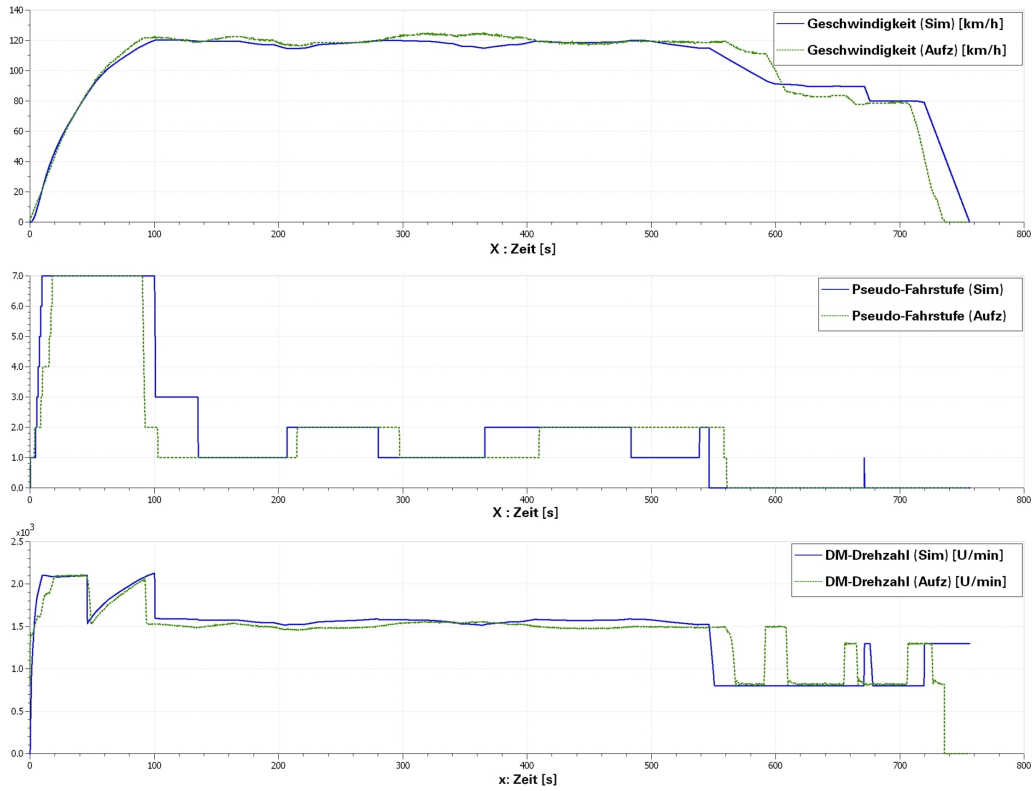


Abbildung 3.26: Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten

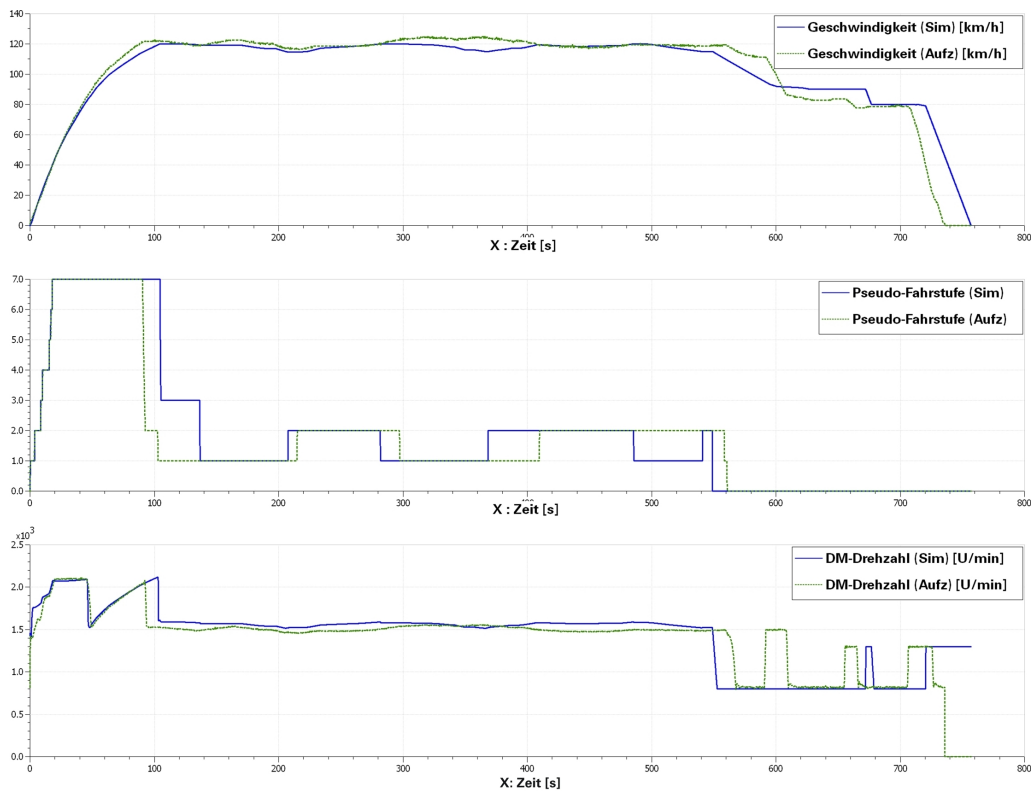


Abbildung 3.27: Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten mit angepasster Aufschaltcharakteristik

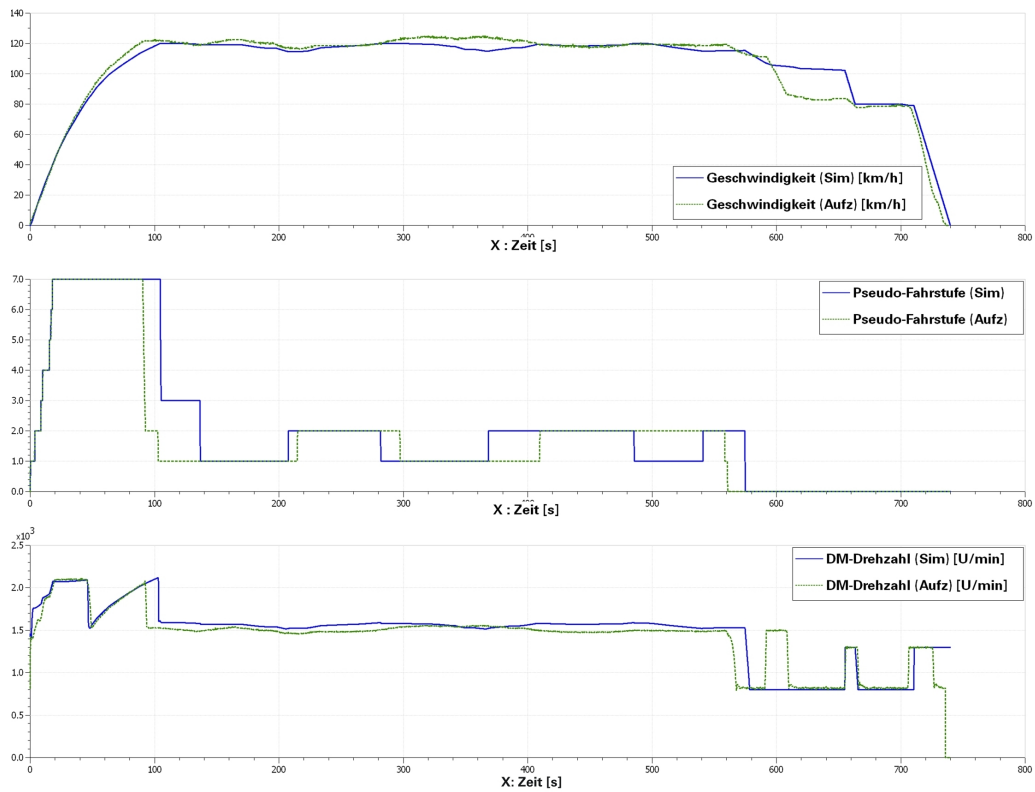


Abbildung 3.28: Vergleich von Simulation und Aufzeichnungsdaten mit angepasster Fahrzeit und Aufschaltcharakteristik

# 4 HYBRIDKONZEPT AUF HYDROSTATISCHER BASIS

## 4.1 GRUNDSÄTZLICHE ERWÄGUNGEN

Als mögliche Alternative zu den in Kapitel 6 diskutierten elektrischen Hybridvarianten sollen im Folgenden hydrostatische Hybridkonfigurationen ähnlich der in [31] vorgeschlagenen Vorzugsvariante analysiert werden. Die Nutzung hydraulischer statt elektrischer Energiewandler und -speicher kann unter Umständen hinsichtlich der Instandhaltung dieselhydraulischer Fahrzeuge vorteilhaft sein, da sich die Anzahl der zusätzlich instandzuhaltenden elektronischen und elektrischen Baugruppen so auf ein Minimum reduzieren lässt.

Die weiteren Vorteile dieser Technologie liegen in der Kompaktheit der Energiewandler sowie in der hohen Leistungsfähigkeit des Systems (siehe Abschnitt 2.5) und dessen Langlebigkeit. Hinzu kommt, dass Druckspeicher und hydrostatische Antriebskomponenten zur bewährten Ausrüstung von Schienenfahrzeugen gehören und damit tendenziell weniger Probleme bei der Zulassung erwartet werden können. Die Verfügbarkeit eines entsprechenden Hydrauliköls vorausgesetzt, weist ein hydrostatisches System zudem einen weiten Arbeitstemperaturbereich auf, in dem es ohne zusätzliche Maßnahmen, wie zum Beispiel das Heizen oder Kühlen des Speichers, problemlos arbeitsfähig ist.

Die Nachteile der hydrostatischen Antriebstechnik liegen vor allem im hohen Bauraumbedarf der Speicher und der vergleichsweise hohen zusätzlichen Masse, die auf dem Fahrzeug verbaut werden muss, um ein entsprechendes Energiespeichervermögen zu realisieren (siehe Abbildungen 2.11 und 2.16).

Kernelemente eines hydrostatischen Hybridkonzeptes sind der Hydrospeicher sowie die Hydromaschinen. Diesen Komponenten sind deshalb die folgenden Unterkapitel gewidmet.

## 4.2 HYDROSPEICHER

### 4.2.1 Speicherbauarten

Hydrospeicher werden in der Hydraulik zum Zwecke der Energiespeicherung, zum Ausgleich von Leckageverlusten sowie zur Pulsationsdämpfung verwendet. Letztere Aspekte spielen in dem hier betrachteten Anwendungsfall praktisch keine Rolle, weshalb im Folgenden ausschließlich auf

die Problematik der (gasgebundenen) Energiespeicherung mittels dieser Komponenten eingegangen werden soll.

Grundsätzlich kommen drei verschiedene Bauarten von Hydrospeichern zum Einsatz: Membranspeicher, Blasen Speicher und Kolbenspeicher. Der genaue Aufbau dieser Speichertypen sowie ihre spezifischen Vor- und Nachteile sind der einschlägigen Fachliteratur zu entnehmen [41, 74, 190] und sollen hier nur in dem für den konkreten Anwendungsfall relevanten Ausmaß dargestellt werden. Aufgrund ihres geringen Speichervolumens scheidet Membranspeicher von vornherein aus. Die Frage, ob für einen hybriden Fahrzeugantrieb Blasen- oder Kolbenspeicher der Vorzug zu geben sei, wurde zuletzt von Discher in einer umfangreichen Studie untersucht [31]. Das Fazit der zitierten Untersuchung läuft aus Gründen der besseren Bahntauglichkeit und Wartbarkeit sowie des höheren → Volumenausnutzungsgrades auf die Wahl eines Kolbenspeichers mit Nachschaltflaschen hinaus. Im Folgenden sollen deshalb Kolbenspeicher ausführlicher dargestellt und die für ihre Modellierung relevanten Parameter ermittelt werden.

#### 4.2.2 Charakterisierung von Kolbenspeichern

Kolbenspeicher bestehen aus einem Zylinderrohr und einem frei beweglichen Kolben, der als Trennglied zwischen Gas- und Ölseite dient. Es handelt sich dabei um einen fliegenden, das heißt frei beweglichen Kolben, der über spezielle Dichtringe mit der Zylinderwand in Verbindung steht. Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau eines solchen Speichers. Das Zylinderrohr besteht in den meisten Fällen aus Stahl, es wurden jedoch auch Konstruktionen aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) entwickelt, mit denen sich die Speichermasse auf 1/7 bis 1/8 verkleinern lässt [190]. Es muss jedoch davon ausgegangen werden, dass dadurch der Preis dieser Komponenten signifikant erhöht wird.

Das Gasvolumen des Speichers kann erweitert werden, indem sogenannte Nachschaltflaschen mit der Gasseite des Speichers verbunden werden. Betrachtet man das komprimierte Gas als Feder, ist somit eine Variation der Federkonstante möglich.

Ein entscheidender Aspekt beim Bau von Kolbenspeichern ist das Zusammenspiel von Kol-

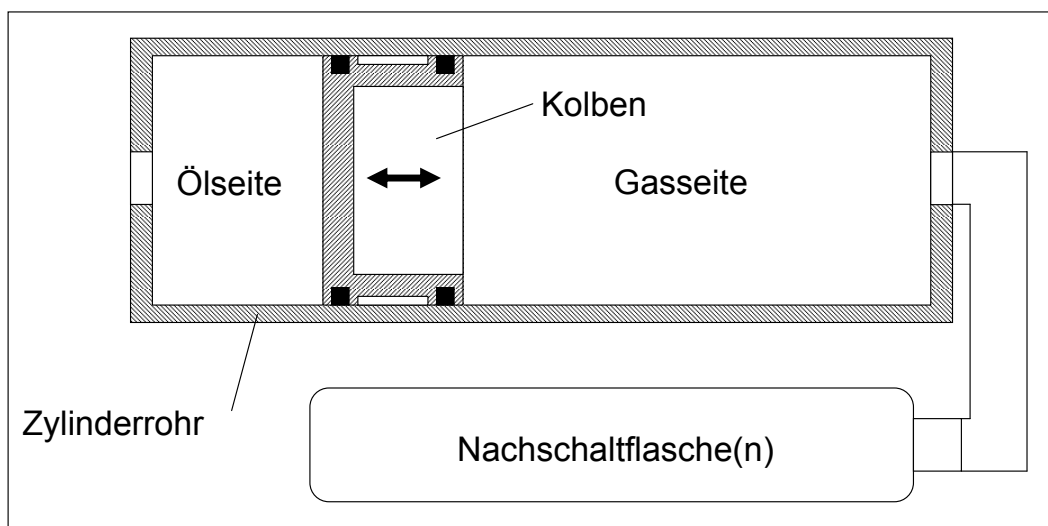


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau eines Kolbenspeichers mit Nachschaltflasche(n)

ben und Zylinderrohr. Da die Bewegung des Kolbens mit Reibung verbunden ist, entsteht einerseits ein Differenzdruck zwischen Öl- und Gasseite, der sogenannte Reibungsdruck. Andererseits setzt das Tribosystem aus Kolbendichtung, Zwischenschicht(en) und Zylinderwand der Kolbengeschwindigkeit bestimmte Grenzen. Eine zu hohe Relativbewegung würde die Dichtungen thermisch und mechanisch überlasten, während eine zu niedrige Kolbengeschwindigkeit Reibungszustände hervorrufen kann, die durch abwechselndes Haften und Gleiten gekennzeichnet sind

(sog. Stick-Slip-Bewegung). In der Fachliteratur [41, 74, 190] werden deshalb maximale Kolbengeschwindigkeiten  $c_K$  von 2 m/s empfohlen. Unter Berücksichtigung des Speicher-Innendurchmessers  $d_{Sp}$  kann mit Gleichung 4.1 der maximal zulässige Ölvolumenstrom  $\dot{Q}$  ermittelt werden.

$$\dot{Q} = \frac{\pi}{4} d_{Sp}^2 c_K \quad (4.1)$$

Der Reibungsdruck ist prinzipiell vom Betriebsdruck des Speichers abhängig. Hinsichtlich der anzunehmenden Werte gibt es in der Literatur sehr unterschiedliche Angaben. Aus [74] geht hervor, dass die Kolbenbauart und die Art der Dichtung eine wichtige Rolle spielen. Für einen Betriebsdruckbereich von 100-300 bar werden Reibungsdrücke in der Größenordnung von 2,5-6,0 bar angegeben. In [41] wird jedoch ausgeführt, dass es heute durch die Verwendung von reibungsarmen Dichtelementen aus Polytetrafluorethylen (PTFE) möglich ist, die Druckdifferenz zwischen Öl- und Gasseite zu minimieren und die maximal zulässige Kolbengeschwindigkeit auf 3,5 m/s zu erhöhen. Durch ein derart optimiertes Dichtungssystem „sind also bauartbedingte Nachteile annähernd vermeidbar“ [41].

Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Beurteilung hydropneumatischer Speicher ist der Volumennutzungsgrad, das heißt das Verhältnis von effektiv nutzbarem Volumen und Speichervolumen. Bei Kolbenspeichern beträgt dieses Verhältnis bis zu 0,9 [41, 190] und kann durch die Verwendung von Nachschaltflaschen bei geeigneter Überwachung der Kolbenposition auf noch höhere Werte gesteigert werden. Der Hub des Kolbens muss jedoch generell begrenzt werden, da ein Anschlagen desselben an den öl- oder gasseitigen Speicherdeckel wegen des hohen Risikos von Beschädigungen oder erhöhtem Verschleiß unbedingt vermieden werden soll. Es ist zudem zu beachten, dass das Speichergas nicht beliebig hoch verdichtet werden kann, sodass auch der maximale Arbeitsdruck das ausnutzbare Volumen gegebenenfalls begrenzt. Das Nachschalten von Gasflaschen kann hier Abhilfe schaffen und das Nutzvolumen des Kolbenspeichers verbessern.

Da das Hydrauliköl in erster Näherung als inkompressibel betrachtet werden kann, dient in einem Hydrospeicher vornehmlich das Gas, bei dem es sich in den meisten Fällen um Stickstoff handelt, als Speichermedium. Um beurteilen zu können, wieviel Energie von einem Kolbenspeicher aufgenommen und wieder abgegeben werden kann, müssen deshalb die thermodynamischen Zustandsänderungen des Gases betrachtet werden.

Gasseitig ist ein Kolbenspeicher als nahezu stoffdichtes System anzusehen, wodurch die Gasmasse während der Zustandsänderungen konstant bleibt. Die Zustandsgrößen Druck  $p$ , Temperatur  $T$  und Volumen  $V$  ändern sich in Abhängigkeit der äußeren Randbedingungen.

Für den Speicherbetrieb werden im allgemeinen 4 Drücke spezifiziert: der Vorfülldruck  $p_0$ , der minimale Betriebsdruck  $p_1$ , der maximale Betriebsdruck  $p_2$  sowie der höchste Systemdruck  $p_3$ , bei dem es zu einem Ansprechen der Sicherheitsventile kommt. Der Vorfülldruck wird zum Teil auch als Vorspannungsdruck bezeichnet und liegt dann an, wenn sich kein Öl im Speicher befindet. Hinsichtlich der Höhe des Vorfülldruckes wird für Kolbenspeicher in der neueren Literatur [41, 190] der um 5 bar reduzierte, minimale Betriebsdruck empfohlen.

Die Zustandsänderungen des Speichergases werden üblicherweise in einem Druck-Volumen-Diagramm (Abbildung 4.2) dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Energieaufnahme über eine polytrope Kompression erfolgt. Wenn kein Öl zwischen Speicher und Hydraulik-Tank ausgetauscht wird, bleibt das Volumen konstant. Das durch die Kompression erhitzte Gas, gibt über die Systemgrenzen Wärmeenergie an die Umgebung ab, weswegen der Druck entlang einer Isochore absinkt. Durch eine polytrope Expansion des Gases kann der Speicher Arbeit verrichten, bis die Kolbenendlage oder ein bestimmter Grenzdruck erreicht ist. Während der Expansion kühlt sich das Speichergas ab, sodass nach Abschluss dieses Vorganges thermische Energie von der Umgebung über die Systemgrenze hinweg an das Speichergas abgegeben wird. Sofern weder Öl in den Speicher hinein, noch hinaus fließt, handelt es sich hierbei wieder um einen isochoren Vorgang.

Der polytrope Verlauf stellt den allgemeinen Fall dar. Laufen Kompression und Expansion sehr langsam ab, sodass sich zwischen Gasvolumen und Umgebung immer ein thermisches Gleichgewicht einstellt, so erfolgt eine isotherme Zustandsänderung. Im Falle des Speichereinsatzes zur Bremsarbeitsrekuperation spielt der isotherme Grenzfall keine Rolle, da hohe Bremsleistungen erzeugt werden müssen und die Prozesszeiten dementsprechend relativ kurz ausfallen.

Sind die Kompressions- und Expansionszeiten so gering, dass praktisch kein Wärmeaustausch

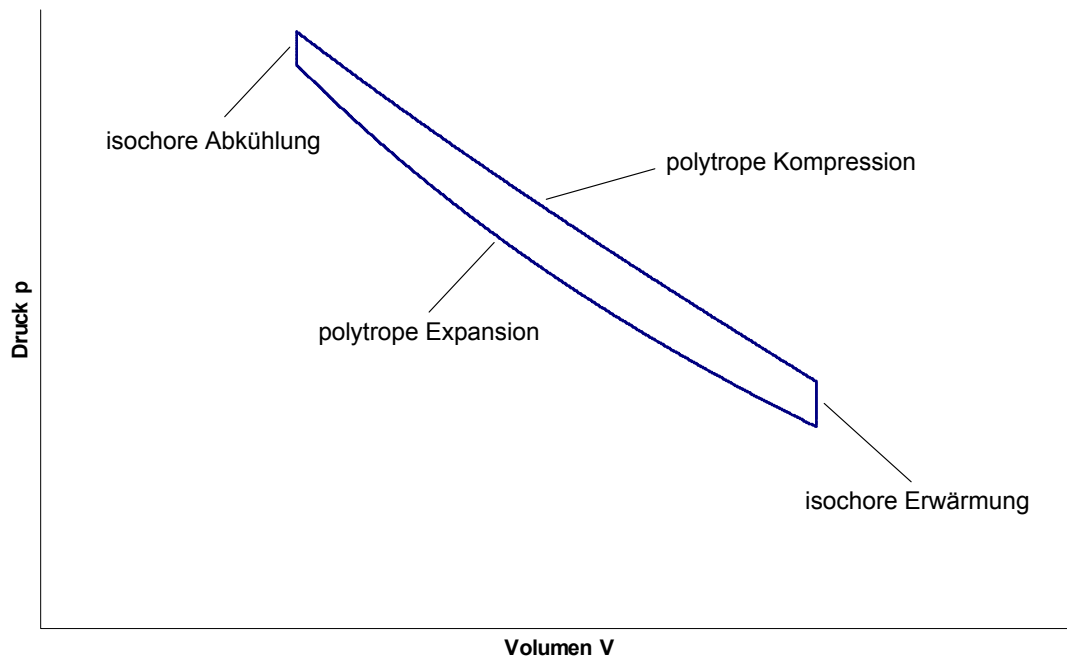


Abbildung 4.2: Zustandsänderungen im p-V-Diagramm

mit der Umgebung stattfindet, verlaufen die Prozesse nahezu adiabat. In einem p-V-Diagramm stellen isotherme und adiabate Kurvenzüge damit die Grenzfälle dar, zwischen denen sich der reale Prozess bewegen wird.

Das in Abbildung 4.2 dargestellte Diagramm weist eine deutliche Hysterese auf, deren umschlossener Flächeninhalt ein Maß für den Speicherwirkungsgrad ist. Die Hysterese und damit der Wirkungsgrad können im Wesentlichen über die Zyklusfrequenz und den Wärmeübergang zwischen Speicher und Umgebung beeinflusst werden. Zur Charakterisierung des letzteren hat sich das Konzept der „thermischen Zeitkonstante“ durchgesetzt, die experimentell ermittelt werden kann und sich mit Hilfe halbempirischer Formeln bestimmen lässt [147, 148]. Per Definition entspricht die thermische Zeitkonstante der Zeit, die vergangen ist, wenn die mittlere Gastemperatur nach einer Kompression oder Expansion auf 63,2% der Endtemperatur der isochoren Zustandsänderung angestiegen bzw. abgefallen ist. Wie Rupprecht in [148] nachgewiesen hat, ist die Bezeichnung thermische Zeitkonstante eigentlich unzutreffend, da sich durch die sich wandelnden Strömungsverhältnisse im Speichergas ein instationärer Wärmeübergang zur Umgebung ergibt. Es wird deshalb der Begriff der *Speichereigenzeit* vorgeschlagen, für deren zeitlichen Verlauf Näherungsfunktionen ermittelt werden können, die nur für bestimmte Zeitintervalle gültig sind (siehe [148]).

Die Speichereigenzeit  $\tau_{KS}$  ist über die gespeicherte Gasmasse  $m_{gas}$  mittelbar abhängig von der Speichergröße, wie aus der aus [147] entnommenen Gleichung 4.2 hervorgeht. Ferner haben die Wärmedurchgangsfläche  $A_{gas}$  und der Wärmedurchgangskoeffizient  $\alpha$  unmittelbar Einfluss auf das thermische Zeitverhalten des Speichers.

$$\tau_{KS} = \frac{mc_v}{\alpha A_{gas}} \quad (4.2)$$

Rupprecht hat in [148] mit Hilfe von Messungen den Zusammenhang von Vorfülldruck und Speichernennvolumen untersucht und daraus zweidimensionale Gleichungen abgeleitet, die aufgrund der Vielzahl von Koeffizienten jedoch unter Umständen schwierig zu handhaben sind. In Anlehnung daran hat Rotthäuser in [147] eine vereinfachte Berechnungsvorschrift (Gleichung 4.3) entwickelt, die eine „gute Übereinstimmung mit den Messungen von Rupprecht“ zeigen [147]. Das Volumen ist dabei in  $m^3$  und der Vorfülldruck (Referenztemperatur: 20°C) in bar einzusetzen.

$$\tau_{KS} = 0,3p_0V_0^{0,22} + 86,2V_0^{0,49} \quad (4.3)$$



Die Gleichung gilt für Speicher, die nicht wärmeisoliert gegenüber der Umgebung sind. Discher hat in [31] gezeigt, dass eine derartige Isolierung das thermische Zeitverhalten signifikant beeinflussen kann. An gleicher Stelle wurde ermittelt, dass sich der Temperaturgradient innerhalb des Speichergases bei der isochoren Zustandsänderung durch eine Isolation halbiert. Wenn nicht auf eigene Versuche zurückgegriffen werden kann, ist es deshalb sinnvoll anzunehmen, dass sich die Speichereigenzeit durch die thermische Isolation des Gasvolumens in etwa verdoppeln lässt.

Bei Speichersystemen mit nachgeschalteten Gasflaschen (Transferbauart) verändert sich die Zeitkonstante geringfügig. Wie Rupprecht in [148] durch Messungen nachgewiesen hat, vergrößert sich die Speichereigenzeit bei Kolbenspeichern in Transferbauart im Vergleich zu einfachen Kolbenspeichern je nach Querschnitt der Verbindungsrohre um den Faktor 1,1 bis 1,2. Voraussetzung ist dabei, dass die Gasmasse und der Vordrilldruck gleich sind. Gleichung 4.3 kann deshalb auf einfache Art und Weise mit einem Korrekturfaktor angepasst werden.

Der Zusammenhang zwischen der Speichereigenzeit und der Größe der Hystereseschleife ist in Abbildung 4.3 ersichtlich.

Wie in [74] dargestellt, ist es Otis gelungen, einen Zusammenhang von Wirkungsgrad und Spei-

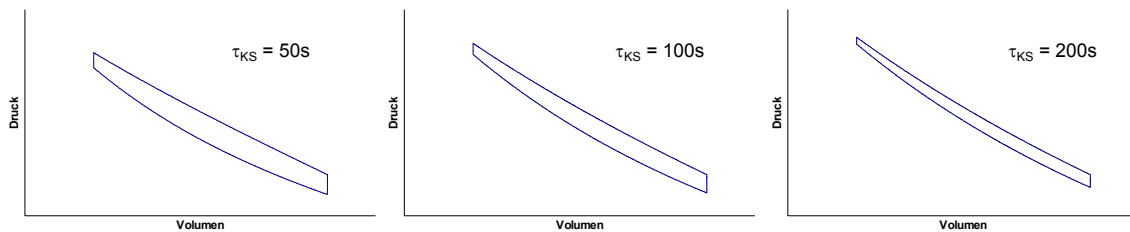


Abbildung 4.3: Zusammenhang von Speichereigenzeit und Hysterese

chereigenzeit unter Berücksichtigung der Zyklusfrequenz  $f_z$  herzustellen. Es hat sich gezeigt, dass der Wirkungsgrad ein globales Minimum annimmt, wenn Gleichung 4.4 erfüllt ist.

$$\tau_{KS} 2\pi f_z = 1 \quad (4.4)$$

Da in dem hier betrachteten Anwendungsfall die Zyklusfrequenz sehr klein ist und die infrage kommenden Kolbenspeicher aufgrund ihrer Größe schon verhältnismäßig große Eigenzeiten aufweisen, verbleibt die Vergrößerung der Eigenzeit als einzige Strategie, um den Bereich geringer Wirkungsgrade zu vermeiden.

Der Wirkungsgrad  $\eta_{Sp}$  des Hydrospeichers ist jedoch auch vom Arbeitsdruckverhältnis  $p_1/p_2$  abhängig, wie aus [74] hervorgeht. Für den in Abbildung 4.2 dargestellten Zyklus gilt der durch Gleichung 4.5 ausgedrückte Zusammenhang.

$$\eta_{Sp} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.5)$$

Der Polytropenexponent  $n$  kann dabei für Stickstoff Werte zwischen 1 (isothermer Prozess) und 1,4 (adiabater Prozess) annehmen. Es ist ersichtlich, dass sich für hohe Arbeitsdruckverhältnisse die günstigsten Wirkungsgrade ergeben.

Die während der Kompression im Gas gespeicherte Druckenergie  $E_p$  lässt sich im allgemeinen Fall mittels Gleichung 4.6 ermitteln, die die Fläche unter der Druckkurve im p-V-Diagramm in den Grenzen  $V_1$  bis  $V_2$  beschreibt (siehe Abbildung 4.4).

$$E_p = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (4.6)$$

Für die polytrophe Zustandsänderung ergibt sich für die Lösung des Integrals 4.6 folgende Gleichung:

$$E_p = \frac{p_1 V_1}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (4.7)$$

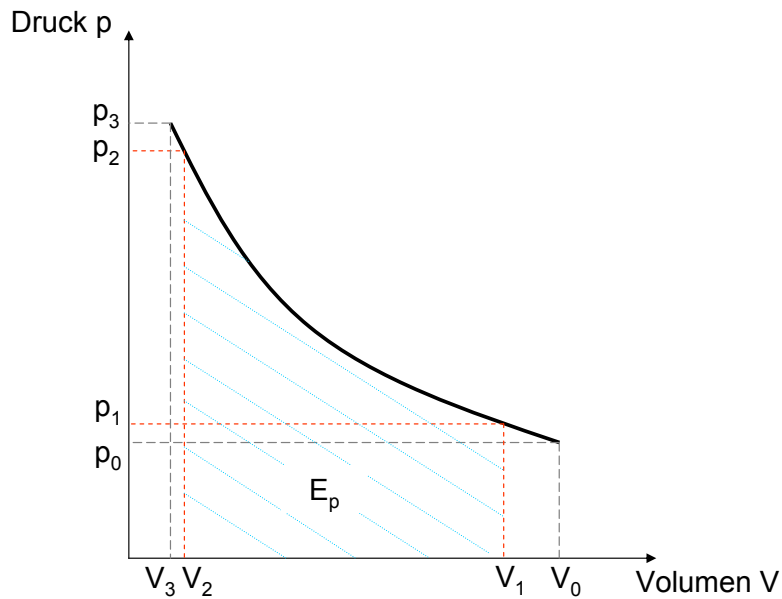


Abbildung 4.4: Energie im p-V-Diagramm

Die für die Erzielung eines hohen Wirkungsgrades gewünschte Vergrößerung des Arbeitsdruckverhältnisses bedeutet bei konstantem maximalem Arbeitsdruck  $p_2$  eine Anhebung des minimalen Arbeitsdruckes  $p_1$ . Dadurch verkleinert sich jedoch die am Speichergas verrichtete Arbeit und damit die vom Speicher aufgenommene Energie. Bei der Speicherauslegung ergibt sich so ein Zielkonflikt zwischen der Erzielung eines hohen Wirkungsgrades und der Realisierung eines großen Druckenergieinhaltes.

Wie Korkmaz in [74] gezeigt hat, lässt sich die maximale Druckspeicherenergie für den adiabaten Grenzfall mit Hilfe der Gleichung 4.8 bestimmen:

$$E_{p,max} = 0,308 p_2 V_1 \quad (4.8)$$

Es ist jedoch zu beachten, dass das Formelwerk für ideale Gase nur dann realistische Werte liefert, wenn die Drücke verhältnismäßig niedrig ( $<200$  bar) sind [74]. Zur Abschätzung des realen Verhaltens von Stickstoff beim Arbeitsaustausch hat Korkmaz in [74] Kapazitätsfaktoren der Expansion  $f_E$  und der Kompression  $f_K$  wie folgt definiert:

$$f_E = \frac{E_p}{p_2 V_2} \quad (4.9)$$

$$f_K = \frac{E_p}{p_1 V_1} \quad (4.10)$$

Diese werden in Schaubildern in Abhängigkeit des Druckverhältnisses sowie des minimalen Betriebsdruckes  $p_1$  und der Ausgangstemperatur  $T_1$  dargestellt [74]. Für eine isentrope Kompression von  $p_1 = 110$  bar auf  $p_2 = 320$  bar (Druckverhältnis  $p_1/p_2 = 0,34$ ) bei einer Ausgangstemperatur von 295 K ergibt sich beispielsweise ein Kapazitätsfaktor von 0,71. Damit lässt sich die speicherbare Energie auf einfache Art und Weise mit Hilfe von Gleichung 4.10 zu  $E_p = 0,71 p_1 V_1$  berechnen.

### 4.2.3 Modellierung von Hydrospeichern in AMESim™

Zur Modellierung von Hydrospeichern steht in der hydraulischen AMESim™- Bibliothek ein standardisiertes Speichermodell zur Verfügung, dessen Modellierungstiefe durch die Auswahl geeigneter Untermodelle (submodels) eingestellt werden kann. Die einfachsten Modelle greifen auf

die Idealgasgleichung zurück und lassen die Temperatur dabei unberücksichtigt. Das detaillierteste Modell berechnet die relevanten Zustandsgrößen Temperatur, Druck und Volumen mit Hilfe der Realgasgleichung nach Redlich-Kwong-Soave. Wie aus der einschlägigen Fachliteratur (z.B. [41, 190]) hervorgeht und von Discher in [31] herausgearbeitet wurde, sollte für die Modellierung des Kolbenspeichers und den hier betrachteten Anwendungsfall auf das Realgasmodell zurückgegriffen werden. Damit müssen die in Tabelle 4.1 aufgeführten Eingangsparameter für die Speichermodellierung zur Verfügung gestellt werden.

Tabelle 4.1: Eingangsparameter für die Speichermodellierung

Parameter	Einheit
Speicher(nenn)volumen	[l]
Anfangsdruck	[bar]
Anfangsgasvolumen	[l]
Gasvorfülldruck	[bar]
Referenztemperatur zum Gasvorfülldruck	[°C]
Umgebungstemperatur	[°C]
Speichereigenzeit	[s]

#### 4.2.4 Modellverifizierung

Zur Überprüfung des AMESim™- Speichermodells auf Basis der Realgasgleichung wurden seitens der Firma Voith Turbo gemessene Daten aus Prüfstandsmessungen zur Verfügung gestellt. Diese umfassten den relativen Kolbenhub, den Gasdruck im Kolbenspeicher, die Gastemperatur im Kolbenspeicher, die Temperatur am Gehäuse des Nachschaltflaschenpaketes sowie die Gastemperatur im Verteilerrohr zu den Nachschaltflaschen. Alle genannten Größen wurden als Verlauf über der Zeit aufgezeichnet. Da der Innendurchmesser sowie das Innenvolumen des Kolbenspeichers bekannt waren, konnte aus der relativen die absolute Kolbenposition und somit das ausgetauschte Ölvolumen sowie schließlich der Ölvolumenstrom für jeden Zeitschritt ermittelt werden. Da es mit AMESim™ möglich ist, das Speichermodell mit einer Volumenstromquelle zu koppeln, konnten Druck, Volumen und Temperatur der Gasphase im Speicher nach Eingabe der relevanten Randbedingungen (siehe 4.1) mit geringem Aufwand ermittelt werden. Abbildung 4.5 zeigt, dass gemessener und simulierter Druckverlauf des Speichergases gut miteinander übereinstimmen. Im Gegensatz dazu weisen die Temperaturverläufe eine erhebliche Differenz auf. Der Grund dafür liegt darin, dass die komplexe Gasströmung sowie die thermischen Wechselwirkungen im Speichersystem von dem Modell nicht wiedergegeben werden. Anders als der Druck, der an jedem Punkt des Speichers den gleichen Wert annimmt, ist die Temperatur stark orts- und zeitabhängig. Gemessene und simulierte Temperatur sind deshalb nicht vergleichbar. Da die Verläufe von Speichergasvolumen und Speichergasdruck für Simulation und Messung gut übereinstimmen und ein einphasiges thermodynamisches System nach Vorgabe dieser zwei Zustandsgrößen über keinen weiteren Freiheitsgrad verfügt, kann angenommen werden, dass der simulierte Temperaturverlauf für einen nicht genau bestimmbaren Punkt innerhalb des Systems zutreffend ist.

#### 4.2.5 Modellierung und Parametrisierung des Hydrospeichersystems

Nach Discher [31] stellen ein Speichernennvolumen von 300 l und ein maximaler Betriebsdruck  $p_2$  von 320 bar für dieselhydraulische Triebwagen hinsichtlich des Bauvolumens, der Masse und der Anschaffungskosten eine günstige Lösung dar. Das an gleicher Stelle vorgeschlagene Speichersystem aus Kolbenspeicher und Nachschaltflaschen (300 l) wird deshalb für diese Untersuchung

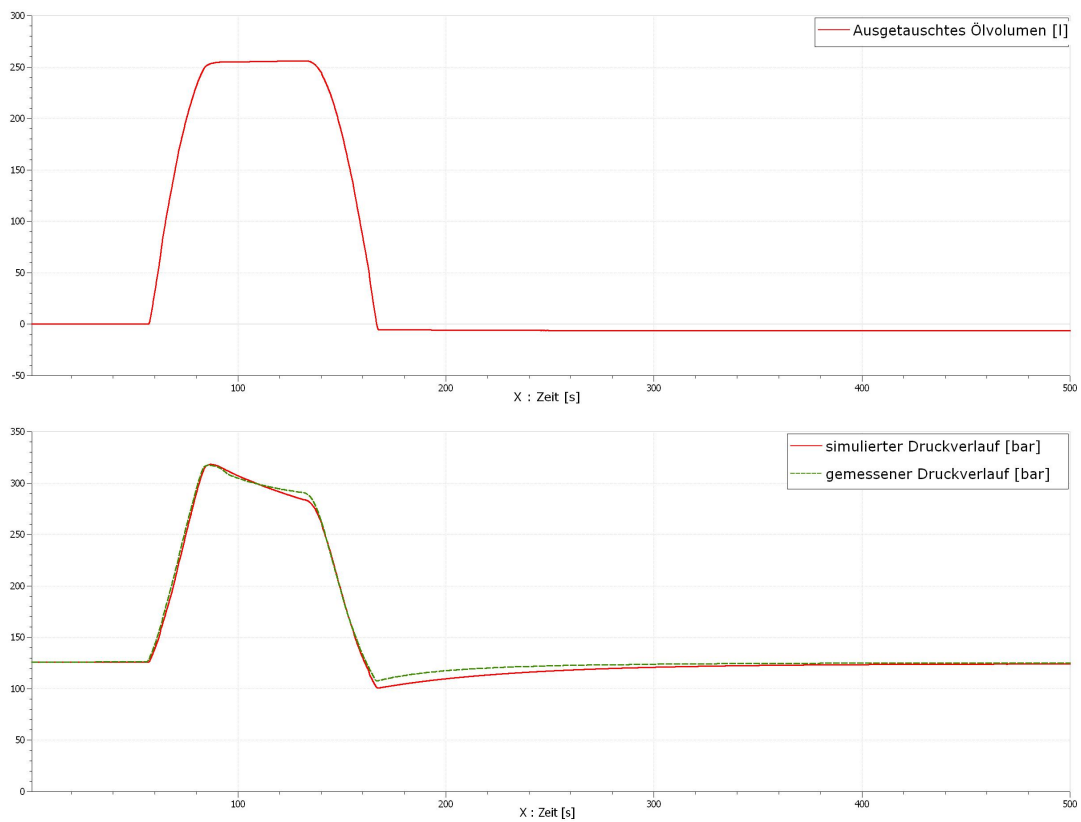


Abbildung 4.5: Modellverifizierung: Druckverläufe

übernommen. Zur Ermittlung eines günstigen Anfangsdruckes wurde ein einfaches Simulationsmodell zum Testen des Speicherverhaltens entwickelt (Abbildung 4.6). Damit ist es möglich, den Anfangsdruck zu variieren und die Auswirkungen dieses Parameters auf den Energieinhalt und den Speicherwirkungsgrad zu untersuchen. Der Untersuchung liegt ein einfacher Zyklus zugrunde, der Tabelle 4.2 zu entnehmen ist.

Folgende Vereinfachungen wurden bei der Modellierung getroffen:

- Der Reibungsdruck wird vernachlässigt.
- Die Gasvolumen von Kolbenspeicher und Nachschaltflaschen werden zu einem Gasvolumen zusammengefasst und die Gasleitungen zwischen Kolbenspeicher und Nachschaltflaschen vernachlässigt. Es wird ein hinreichend großer Rohrleitungsdurchmesser von mindestens 1,5" vorausgesetzt, da in [148] durch Messungen nachgewiesen wurde, dass sich Druck- und Temperaturverlauf der Gasseite des Kolbenspeichers nicht wesentlich verändern, wenn dieser Leitungsquerschnitt vorliegt.
- Der Volumenausnutzungsgrad ist  $\approx 1$ .
- Die Umgebungstemperatur ist während des Speicherbetriebes konstant.

Tabelle 4.2: Testzyklus Kolbenspeichersimulation

Simulierter Vorgang	Zeitdauer
Herstellung eines thermischen Gleichgewichtes zwischen Speichergas und Umgebung	max. 900 s
Speicher befüllen bis $\Delta V = 300\text{ l}$ oder $p=320\text{ bar}$	max. 60 s
Warten ( $\Delta V=0$ )	30 s
Speicher entleeren bis $\Delta V = 300\text{ l}$ oder $p = p_1$	max. 60 s

Mit Hilfe des beschriebenen Modells und Zyklus' wurde der Einfluss des minimalen Betriebsdruckes  $p_1$  auf die Energieaufnahme und den Wirkungsgrad untersucht, wenn die Randbedingungen (max. Betriebsdruck  $p_2$  und maximales Ölaustauschvolumen  $\Delta V$ , Umgebungstemperatur) konstant gehalten werden. Die Speichereigenzeit wurde dabei mit Gleichung 4.3 für jeden Vorfülldruck (minimaler Betriebsdruck  $p_1$  vermindert um 5 bar) angepasst. Die Definition des Speicherwirkungsgrades kann mittels Gleichung 4.11 angegeben werden und stellt das Verhältnis aus der an dem Speichergas verrichteten  $W_{zu}$  zu der vom Speichergas verrichteten Arbeit  $W_{ab}$  dar. Erstere entspricht dabei der vom Speicher aufgenommenen Energie und letztere der vom Speicher abgegebenen Energie. Folglich kann die Energieabgabe als Produkt aus Energieaufnahme und Wirkungsgrad als Maß dafür angesehen werden, ob ein bestimmter Betriebsparameter günstig oder ungünstig gewählt wurde.

$$\eta_{Sp} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} \quad (4.11)$$

Abbildung 4.7 zeigt die Abhängigkeit der vom Speicher aufgenommenen bzw. abgegebenen Energie sowie des Wirkungsgrades vom Arbeitsdruckverhältnis bei konstanten Randbedingungen (Umgebungstemperatur, Betrag des Ölvolumenstromes, Eigenzeit, Nachschaltvolumen). Es zeigt sich, dass bei einem Arbeitsdruckverhältnis von ca. 0,34 (entsprechend einem minimalen Arbeitsdruck  $p_1$  von ca. 110 bar) sowohl Energieaufnahme als auch Energieabgabe ein Maximum erreichen. Des Weiteren ist ersichtlich, dass der Speicherwirkungsgrad bei diesem Druckverhältnis einen vergleichsweise geringen Wert aufweist, da der mit der Kompression verbundene Anstieg der Gastemperatur und die damit verbundenen thermischen Verluste erst bei höheren Arbeitsdruckverhältnissen absinken.

Im Folgenden soll untersucht werden, welchen Einfluss die Parameter Speichernachschaltvolumen, Speichereigenzeit, Umgebungstemperatur, Betrag des Ölvolumenstromes und zeitlicher Verlauf des Ölvolumenstromes auf das maximale Energieabgabevermögen und das diesem zugeordnete Arbeitsdruckverhältnis des Speichers haben.

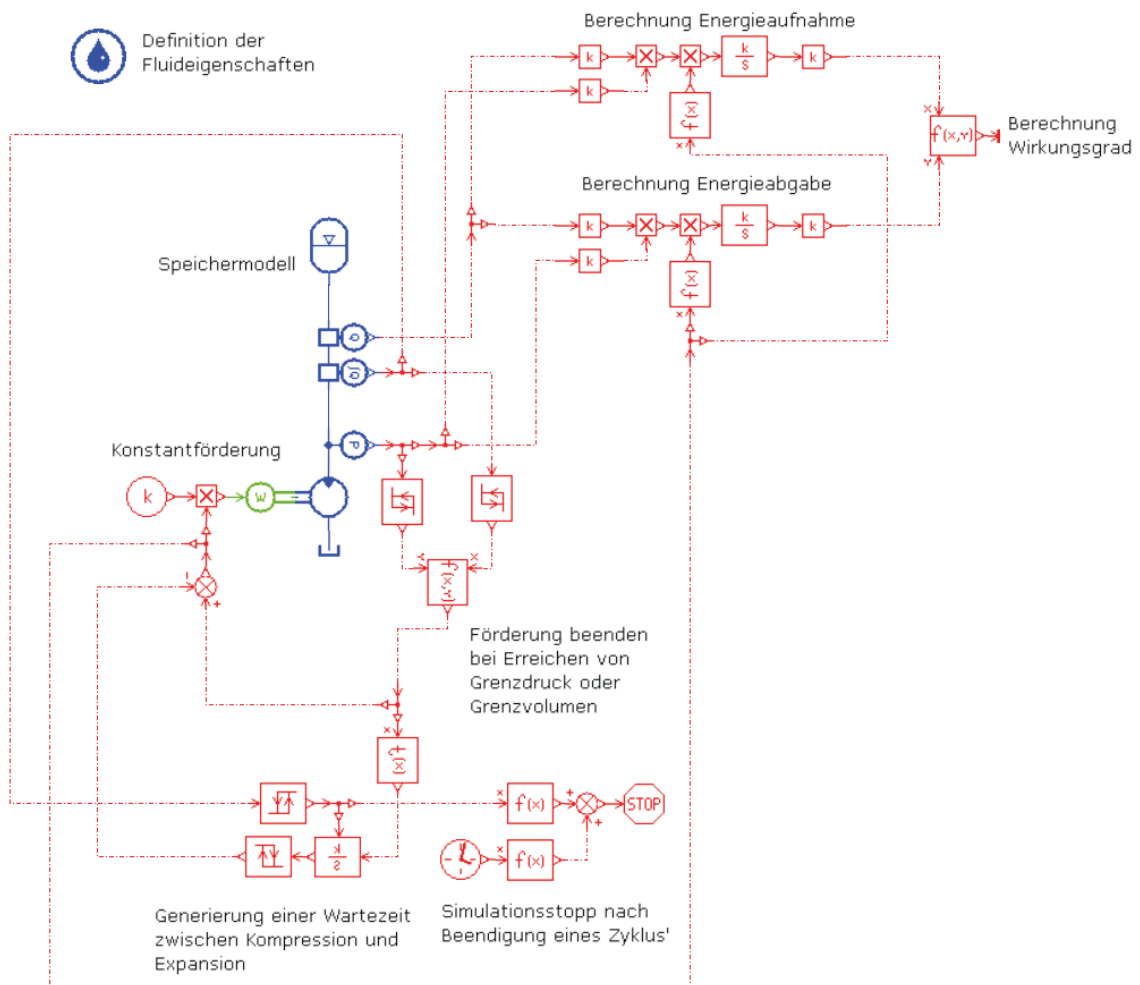


Abbildung 4.6: Speichertestmodell in AMESim

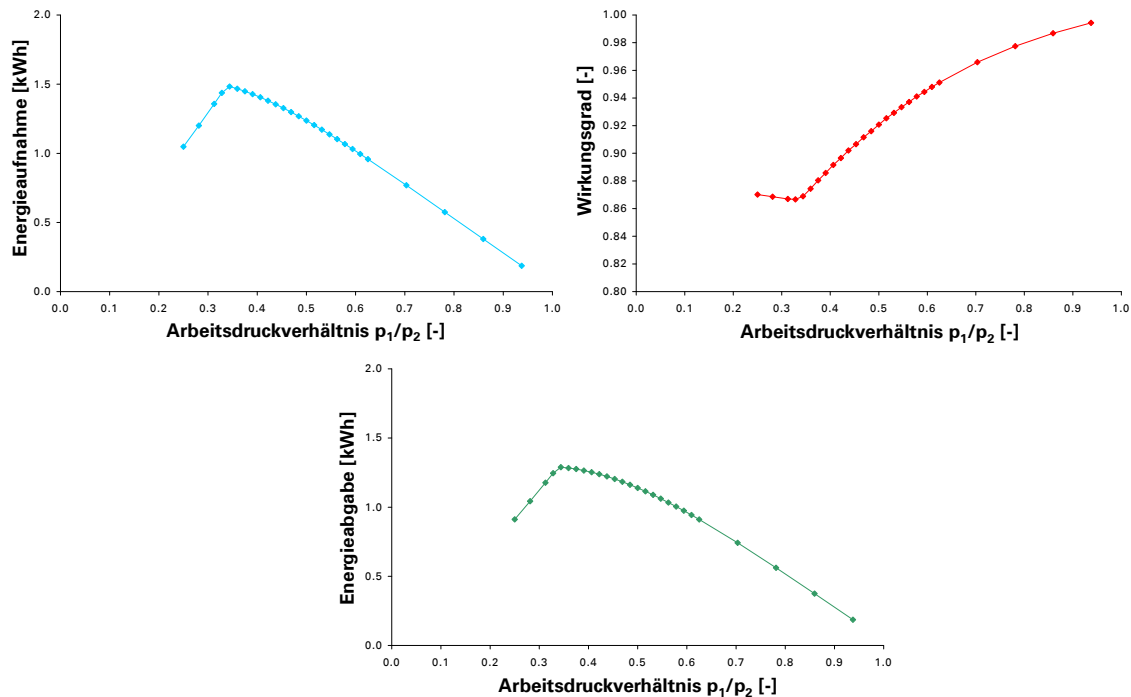


Abbildung 4.7: Energieaufnahme und -abgabe sowie Speicherwirkungsgrad in Abhängigkeit des Arbeitsdruckverhältnisses bei konstanten Randbedingungen

### Variation des Speicher(nachschalt)volumens

Das Gasvolumen von Kolbenspeichern lässt sich vergleichsweise einfach durch das Nachschalten von Druckbehältern erweitern. Die infrage kommenden Behälter werden standardmäßig mit Nennvolumina von 50 bzw. 75 l gefertigt. Ein vergrößertes Gasvolumen führt bei gleichem Ausgangsdruck zu einem weniger starken Druckanstieg während der Kompression und damit zu einem verminderten Temperaturanstieg im Gas. Allerdings kann bei zu geringer Gasvorspannung nicht die gesamte zu Verfügung stehende Druckdifferenz ausgenutzt werden, da der Hub des Kolbenspeichers vor Erreichen des maximalen Betriebsdruckes erschöpft ist. Abbildung 4.8 zeigt qualitativ den unterschiedlichen Verlauf des Druckanstieges, wenn unterschiedliche Nachschaltvolumina  $V_{Ni}$  bei gleichbleibendem Vorfülldruck gewählt werden. Der Betrag der Nachschaltvolumina sinkt dabei vom linken zum rechten Teil der Abbildung an. Die vom Speicher während des Kompressionvorganges aufgenommene Energie ist jeweils der schraffierten Fläche proportional. Sie nimmt einen maximalen Betrag an, wenn der Vorfülldruck jeweils derart gewählt wird, dass bei vollem Kolbenhub des Speichers der maximale Betriebsdruck erreicht wird. Je größer das Nachschaltvolumen bei gleichbleibender Kolbenspeichergröße gewählt wird, desto höher muss deshalb das Arbeitsdruckverhältnis gewählt werden, um die Energieabgabe des Speichers zu maximieren. Abbildung 4.9 verdeutlicht diese Tatsache. Es wird zudem deutlich, dass der absolute Energieinhalt des Speichers durch eine Erhöhung des Nachschaltvolumens signifikant erhöht werden kann. Dies ist allerdings nur sinnvoll, wenn die Massen- und Bauraumreserve für das Hybridsystem ausreichend groß ist und einer Anhebung des minimalen Arbeitsdruckes  $p_1$  nichts entgegen spricht.

### Variation der Speichereigenzeit

Die Speichereigenzeit kann indirekt über das Speichervolumen oder direkt über die thermische Isolierung des Gasvolumens gegenüber der Umgebung beeinflusst werden. Im ersten Fall wird

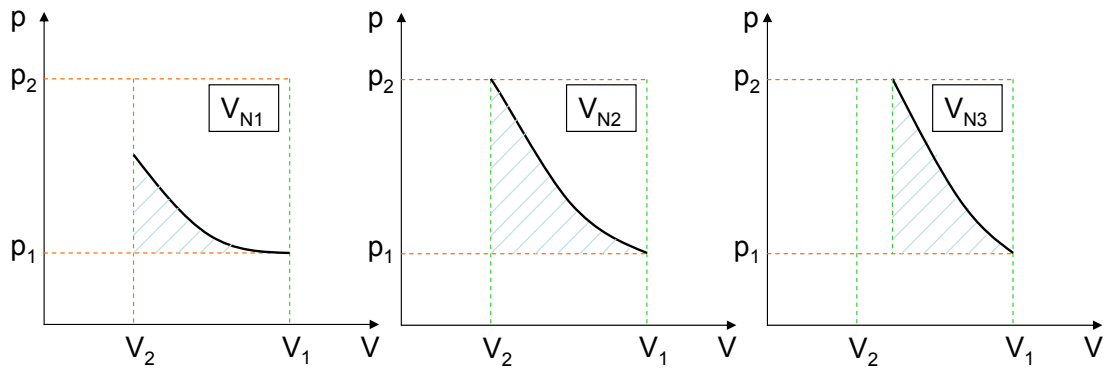


Abbildung 4.8: p-V-Diagramme für verschiedene Nachschaltvolumina ( $V_{N1} > V_{N2} > V_{N3}$ ) und konstantem Vorfülldruck

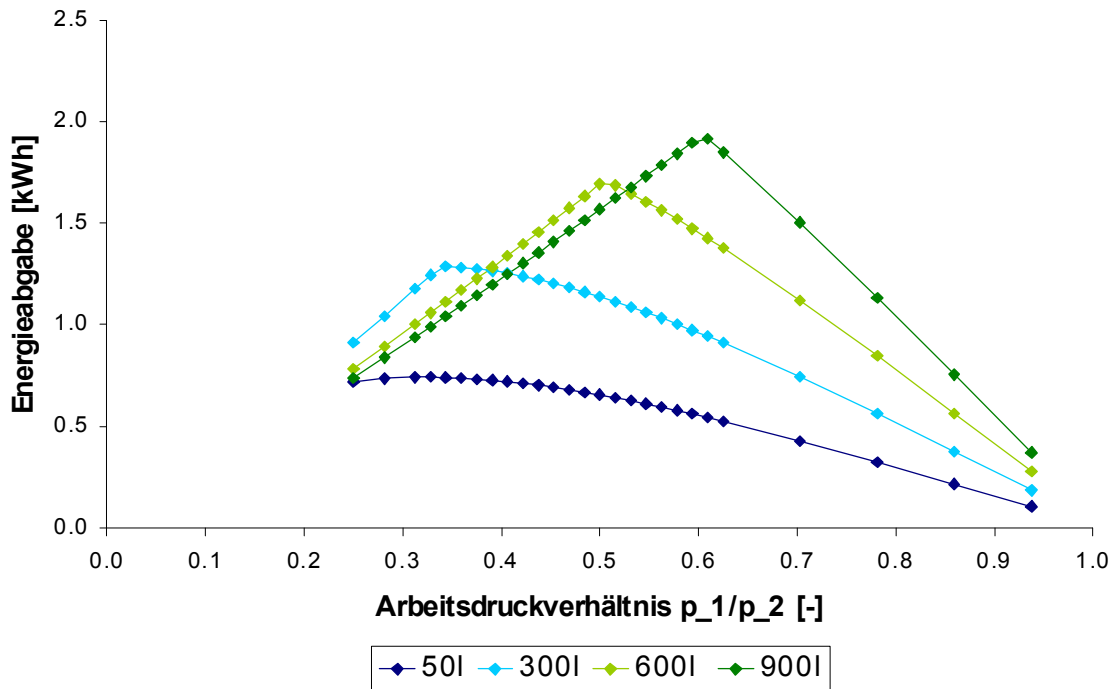


Abbildung 4.9: Energieabgabe des Kolbenspeichers bei veränderlichem Nachschaltvolumen



die Wärmekapazität des Speichers erhöht und im zweiten Fall der Wärmedurchgang (vom Gas zur Umgebung und umgekehrt) verringert. Beide Maßnahmen führen nach Gleichung 4.2 zu einer Erhöhung der Speichereigenzeit. Wie in Abbildung 4.3 dargestellt, weisen Speicher mit großen Eigenzeiten ein träges thermisches Verhalten auf, das zu einer Verkleinerung der Hysterese im p-V-Diagramm und damit zu einer Verbesserung des Speicherwirkungsgrades führt. Hinsichtlich des Aufwandes zur Isolation sollte allerdings die maßgebliche Zyklusfrequenz berücksichtigt werden. Entscheidend ist dabei die Zeit, in der im geladenen Speicher isochore Zustandsänderungen ablaufen können. Dies ist im vorliegenden Falle vor allem bei planmäßigen und außerplanmäßigen Betriebshalten und während der Wendezeiten in Endbahnhöfen der Fall. Weist das Einsatzprofil des Fahrzeuges vornehmlich kurze Halte- und Wendezeiten auf, kann der Isolationsaufwand im Vergleich zu Fahrzeugeinsätzen mit langen Wartezeiten reduziert werden.

Bei der Variation des Parameters Eigenzeit wurde davon ausgegangen, dass durch geeignete

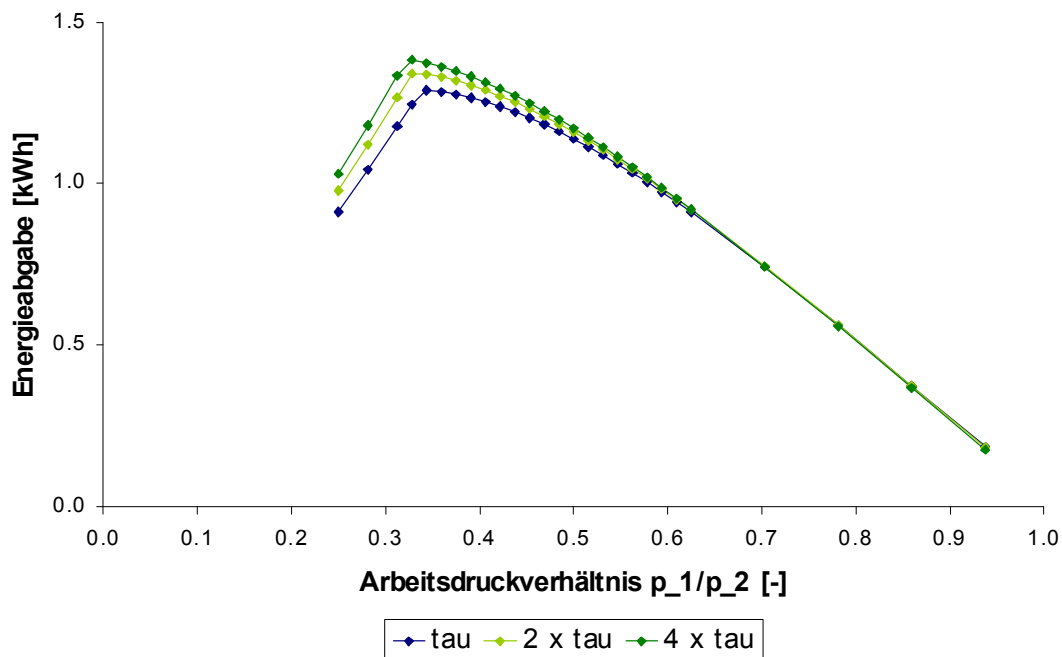


Abbildung 4.10: Energieabgabe des Kolbenspeichers in Abhängigkeit der Speichereigenzeit

Maßnahmen eine Verdopplung bzw. Vervielfachung der Speichereigenzeit gegenüber nicht isolierten Speichern erreicht werden kann. Wie Abbildung 4.10 illustriert, führt eine Erhöhung der Speichereigenzeit für den in Tabelle 4.2 definierten Testzyklus zu einem deutlichen Anstieg des Energieabgabevermögens im Bereich der relevanten Arbeitsdruckverhältnisse. Das für die maximale Speicherausnutzung zu wählende Arbeitsdruckverhältnis wird dabei nur marginal beeinflusst. Die für die verschiedenen Speichereigenzeiten ermittelten Punkte auf den Graphen sind bei gleichen Arbeitsdruckverhältnissen nicht äquidistant zueinander. Es kann deshalb davon ausgegangen werden, dass der Zusammenhang zwischen zunehmender Speicherisolation und ansteigendem Wirkungsgrad nichtlinear ist.

### Variation der Umgebungstemperatur

Anders als bei stationären Speicheranwendungen muss bei einem Einsatz auf Schienenfahrzeugen davon ausgegangen werden, dass die Temperatur der Umgebung, in der der Speicher betrieben wird, in den klimatisch bedingten Grenzen schwankt. Die Installation großvolumiger und sicherheitskritischer Bauteile im Fahrgastraum kann in der Regel ausgeschlossen werden, sodass

Kolbenspeicher und Nachschaltflaschen in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration wahlweise auf dem Fahrzeugdach oder unterflur verbaut werden können. In beiden Fällen wird die Umgebungstemperatur im Winter auf zweistellig negative Werte absinken und im Sommer durch Sonneneinstrahlung und/oder Wärmeabstrahlung von Dieselmotor, Kühlanlage oder Turbogetriebe auf Werte um 40-60 °C ansteigen. Deshalb wurde untersucht, inwieweit sich die Erhöhung oder Absenkung der als während des Speicherbetriebes konstant angenommenen Umgebungstemperatur auf das Speicherverhalten auswirkt. Die Temperatur wurde in Schritten von 25 K im Bereich von -25 °C bis 50 °C variiert, wobei 25 °C die bei allen anderen Parametervariationen angenommene Referenztemperatur darstellt. Die Gasmasse und der Speichervorfülldruck bei Referenztemperatur wurden bei allen Simulationen konstant gehalten.

Wie aus Abbildung 4.11 hervorgeht, wirken sich tiefe Temperaturen nachteilig auf das Energie-

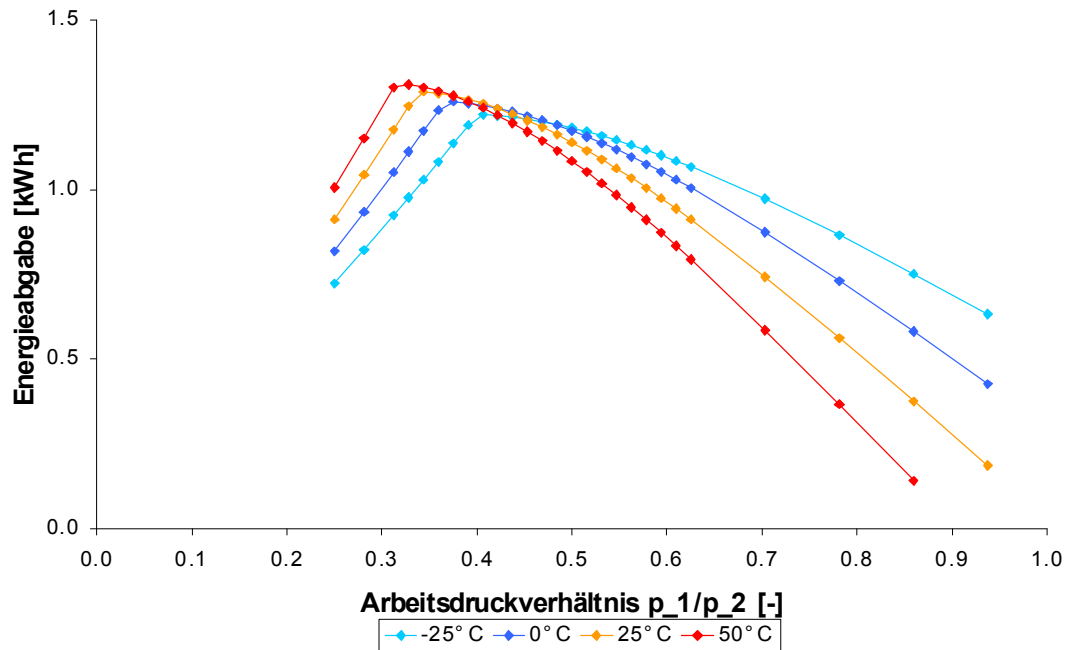


Abbildung 4.11: Abhängigkeit der Energieabgabe des Kolbenspeichers von der Umgebungstemperatur

speichervermögen aus. Unter Annahme des gleichen Arbeitsdruckverhältnisses kann der Speicher bei -25 °C etwa 20 % weniger Energie abgeben als bei 25 °C. Das für die maximale Speicherausnutzung relevante Arbeitsdruckverhältnis verschiebt sich mit sinkender Temperatur zu höheren Werten.

Es zeigt sich weiterhin, dass höhere Temperaturen einen positiven Einfluss auf das Speicherverhalten haben. Für das gleiche Arbeitsdruckverhältnis kann die Energieabgabefähigkeit des Speichers bei 50 °C Umgebungstemperatur gegenüber 25 °C im günstigsten Fall um etwa 5 % gesteigert werden.

Es wird damit auch an dieser Stelle deutlich, dass eine Isolierung des Speichers in Erwägung gezogen werden sollte. Gelänge es, durch Nutzung der Abwärme von Dieselmotor oder Turbogetriebe das Speichergas generell auf einem höheren Temperaturniveau zu halten, könnte die Leistungsfähigkeit des Systems verbessert und seine Abhängigkeit von der jeweils herrschenden Außen- bzw. Umgebungstemperatur verringert werden.

### Variation des Ölvolumenstrombetrages

Eine für die Auslegung des Hybridsystems wichtige Frage ist die nach dem Einfluss des Betrages des Ölvolumenstromes auf das Speicherverhalten. Höhere Ölvolumenströme bedeuten einen

höheren Druckgradienten und eine höhere Speicherleistung. Der hier betrachtete Kolbenspeicher kann näherungsweise 300 l Öl aufnehmen oder abgeben. Bei der Wahl der Ölvolumenströme für die Parametervariation wurde davon ausgegangen, dass die Dauer der Beschleunigungs- und Anfahrvorgänge, während derer der Speicher geleert bzw. befüllt werden soll, zwischen 30 und 120 s beträgt. Daraus ergeben sich Ölvolumenströme zwischen 150 und 600 l/min, wobei seitens des Speichers auch Volumenströme von mehr als 1000 l/min zulässig wären, da der Kolbendurchmesser hinreichend groß ist, sodass der in Abschnitt 4.2.2 angegebene Grenzwert für die Kolbengeschwindigkeit sicher eingehalten wird. Aus Abbildung 4.12 geht hervor, dass sich der Betrag

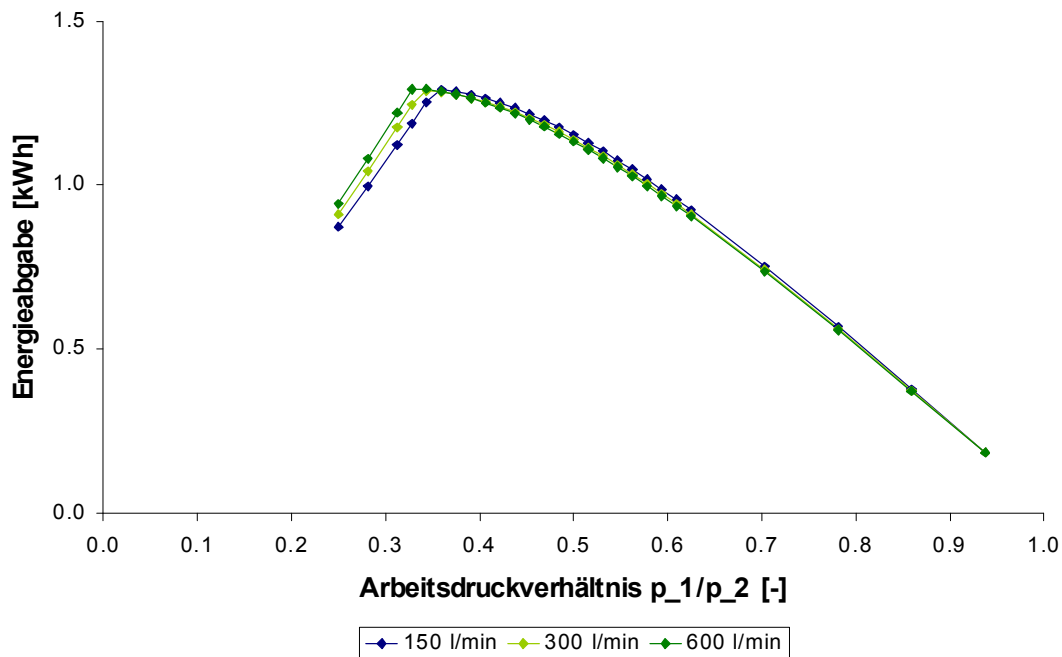


Abbildung 4.12: Abhängigkeit der Energieabgabefähigkeit des Speichers vom Betrag des Ölvolumenstromes

des vom Kolbenspeicher abgegebenen bzw. aufgenommenen Ölvolumenstromes kaum auf das Energieabgabevermögen des Speichers auswirkt. Es kommt allenfalls zu einer Verschiebung des günstigsten Arbeitsdruckverhältnisses zu kleineren Werten bei steigendem Ölstrom.

### Variation des zeitlichen Verlaufes des Ölvolumenstromes

Die zeitliche Konstanz der Ölvolumenströme lässt sich im realen Speicherbetrieb nicht immer realisieren, da entweder die Drehzahl konstant gehalten oder das Pumpenschluckvolumen drehzahlabhängig angepasst werden müsste.

Um zu untersuchen, ob und wie sich der zeitliche Verlauf des Ölvolumenstromes auf das Speicherverhalten auswirkt, wurde der in Tabelle 4.2 dargestellte Zyklus mit 3 verschiedenen Ölvolumenstromcharakteristiken simuliert (siehe Tabelle 4.3). Abbildung 4.13 zeigt die Simulationsergebnisse dieser Parametervariation. Es ist ersichtlich, dass der zeitliche Verlauf des Ölvolumenstromes für das Energieabgabevermögen kaum relevant ist. Es ergibt sich ein geringer Vorteil für den Betrieb mit konstantem Volumenstrom und die Regelung auf konstante Leistung. Gegenüber den oben diskutierten Einflüssen wie Nachschaltvolumen und Speichereigenzeit ist dies jedoch zu vernachlässigen. Auf die Lage des günstigsten Arbeitsdruckverhältnisses hat der zeitliche Verlauf des Ölvolumenstromes keinerlei Einfluss.

Tabelle 4.3: Beschreibung der Volumenstromcharakteristika

Bezeichnung	Beschreibung
„300 l/min“	konstanter Ölvolumenstrom mit $\pm 300$ l/min
„P = const.“	Anpassung des Ölvolumenstromes an das Pumpendrehmoment, sodass die Pumpenleistung konstant bleibt; mittlerer Ölvolumenstrom: 300 l/min
„lin. Vol.str.“	linear von der Zeit abhängiger Volumenstrom; Speicher laden: $\dot{Q} = 600 \text{ l/min} - 10 \frac{\text{l}}{\text{min}\cdot\text{s}} \cdot t$ Speicher entladen: $\dot{Q} = 0 \text{ l/min} + 10 \frac{\text{l}}{\text{min}\cdot\text{s}} \cdot t$

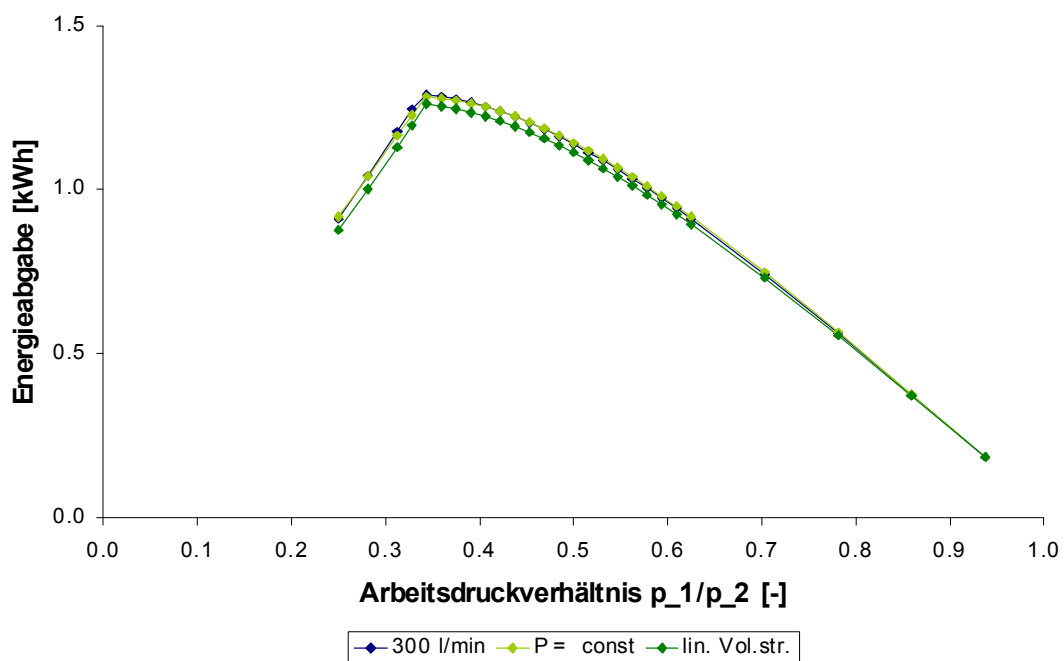


Abbildung 4.13: Abhängigkeit des Energieabgabevermögens des Kolbenspeichers vom zeitlichen Verlauf des Ölvolumenstromes

## 4.3 HYDROSTATISCHE ENERGIEWANDLER

Neben den im vorstehenden Kapitel betrachteten Energiespeichern sind die Energiewandler das zweite zentrale Element eines hydrostatischen Hybridstranges. Sie dienen der Umwandlung von mechanischer Energie in Druckenergie (Bremsen) und umgekehrt (Antreiben). Es existiert eine Vielzahl unterschiedlicher Bauarten hydrostatischer Energiewandler, die sämtlich nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Bis auf wenige Bauarten (z.B. Schraubepumpen) kann bei allen Maschinen der Energiefluss umgekehrt werden, das heißt eine Pumpe kann im Motorbetrieb arbeiten und umgekehrt. Die Begriffe Pumpe, Hydroaggregat und hydrostatischer Energiewandler werden im Folgenden synonymisch verwendet.

Für jede hydraulische Verdrängermaschine kann ein theoretisches Förder- oder Schluckvolumen  $V_{th}$  angegeben werden. Dabei handelt es sich um das Ölvolumen, das theoretisch bei einer vollständigen Umdrehung der Welle am Pumpeneingang angesaugt oder am Motoreingang hineingedrückt werden kann. Bei Verstellpumpen kann das Ölvolumen während des Betriebes verändert werden, was mit einem Faktor  $\beta$ , der Werte zwischen 0 und 1 annehmen kann, berücksichtigt wird. Der theoretische Ölvolumenstrom  $\dot{V}_{th}$  durch ein Hydroaggregat ergibt sich durch die Multiplikation von theoretischem Fördervolumen und Drehzahl  $n$ :

$$\dot{V}_{th} = \beta \cdot V_{th} \cdot n \quad (4.12)$$

Die theoretische hydraulische Leistung  $P_{hyd,th}$  ergibt sich aus dem Produkt von theoretischem Förderstrom und der Druckdifferenz  $\Delta p$  zwischen dem hydraulischen Ein- und Ausgang des Hydroaggregates:

$$P_{hyd,th} = \dot{V}_{th} \cdot \Delta p \quad (4.13)$$

Eine Gegenüberstellung der verschiedenen Gerätetypen inklusive ihrer charakteristischen Merkmale und Betriebsgrößen kann u.a. [9] und [41] entnommen werden. Besteht, wie im hier betrachteten Fall eines Fahrzeugantriebes, die Notwendigkeit, die Leistung der Aggregate und damit den Volumenstrom zu verstellen, kommen sämtliche Bauarten nicht in Betracht, bei denen das Fördervolumen nicht während des Betriebes verändert werden kann. Der abzudeckende Druck- und Drehzahlbereich engen die Auswahl zusätzlich ein, sodass die im Bereich der Mobilhydraulik weit verbreiteten Axialkolbenmaschinen die nach derzeitigem Stand der Technik am besten geeigneten Energiewandler für hydrostatische Hybridkonfigurationen darstellen. Zuletzt hat dies Discher in [31] untersucht und bestätigt. Diese Maschinen bieten zudem den Vorteil, dass sie bei Betrieb mit maximalem Verdrängungsvolumen (d.h. max. Schwenkwinkel) im Vergleich die höchsten Gesamtwirkungsgrade aufweisen [156]. Die in [31] getroffene Maschinenauswahl wird in dieser Untersuchung grundsätzlich übernommen. Somit werden Axialkolben-Verstellmaschinen, ähnlich der in Anhang A.28 aufgeführten, betrachtet und modelliert.

Ein wesentliches Merkmal dieser Maschinen ist die Tatsache, dass sich hohe Fördervolumen und hohe zulässige Drehzahlen nicht in einem Aggregat kombinieren lassen (siehe dazu u.a. [88]). Dies bedeutet, dass leistungsstarke Hydroaggregate nur in einem begrenzten Drehzahlbereich betrieben werden können, wodurch sich der Aufwand für die mechanische Anbindung der Maschinen an den konventionellen Antriebsstrang erhöht (siehe auch Kapitel 4.5).

Die Drehzahlbegrenzung der Hydroaggregate führt zu einem Zielkonflikt bei der Befüllung des Hydrospeichers, da je nach Wahl des Übersetzungsverhältnisses für die mechanische Anbindung des Hybridzweiges keine vollständige Ausnutzung des Energiespeichervermögens erfolgen kann. Wird keine vollständige Anpassung der Drehzahlbereiche von hydrostatischen Energiewandlern und konventionellem Antriebsstrang vorgenommen, muss über eine schaltbare Kuppelung die Entkopplung beider Antriebsstränge bei hohen Drehzahlen/Geschwindigkeiten realisiert werden. Dies hat jedoch zur Folge, dass die in diesem Geschwindigkeitsbereich im Zuge von Verzögerungs- oder Beharrungsbremsungen verrichtete Bremsarbeit nicht gespeichert werden kann. Je niedriger die Einsatzgeschwindigkeit für die regenerative Bremsanlage liegt, desto kürzer ist die zur Verfügung stehende Bremszeit bei gegebener mittlerer, konstanter Verzögerung. Um eine vorgegebene Energiemenge zu wandeln, müsste deswegen die Leistung der Energiewandler erhöht werden. Diese ist jedoch an den Speicherdruck gebunden (siehe Gleichung 4.13) und kann deshalb nicht beliebig variiert werden.

Erfolgt demgegenüber eine Anpassung der Drehzahlbereiche mittels eines mechanischen Getriebes, sind die Drehzahlen der hydrostatischen Energiewandler bei Bremsungen aus kleinen Bremsausgangsgeschwindigkeiten zu gering, um den Speicher vollständig zu befüllen bzw. ausreichend Leistung aufzunehmen. Es wird deshalb im Folgenden ein System aus drei Pumpen näher untersucht, das zwei gleiche Pumpen mit hohem Schluckvolumen und geringer Höchstdrehzahl und eine Zusatzpumpe mit kleinerem Schluckvolumen und großer Höchstdrehzahl kombiniert. So ist es möglich, in gewissen Grenzen bei bzw. aus hohen Geschwindigkeiten hydrostatisch-regenerativ zu bremsen und trotzdem auch bei niedrigen Geschwindigkeiten hohe Ölvolumenströme bzw. Leistungen zu erzeugen. Das vorgeschlagene System wird in den Kapiteln 4.5 und 4.4 skizziert, während die Kenndaten der Hydroaggregate in Tabelle 4.4 am Ende dieses Abschnittes zu finden sind.

Hydraulische Aggregate weisen einen Wirkungsgrad auf, der sich aus den zwei Hauptkomponenten mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_{mech}$  und volumetrischer Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  zusammensetzt. Ersterer resultiert aus der inneren Reibung in den Maschinen (z.B. an Kolben und Lagern), während letzterer auf Leckagen und Kompressionsverluste zurückzuführen ist (siehe u.a. [10, 41]). Für die Simulation wurde in Anlehnung an Produktdatenblätter (siehe Anhang A.29) und mit Hilfe der einschlägigen Literatur ([54, 65, 134]) ein synthetisches Kennfeld für den mechanischen sowie den volumetrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von bezogener Drehzahl und bezogenem Druck bei maximalem Fördervolumen abgeleitet. Als Bezug wurde dabei jeweils der Maximalwert der Größen gewählt. Ein reales Kennfeld stand dem Autor nicht zur Verfügung und hätte die Modellierung außerdem auf ein spezifisches Produkt beschränkt. Mit dem gewählten Ansatz ist es jedoch möglich, verschiedene Parameter der Hydroaggregate (z.B. die Maximaldrehzahl) zu variieren, ohne dass dafür ein neues Kennfeld erzeugt werden muss.

Der Einfluss der Temperatur und die damit verbundene Änderung der Ölviskosität wurde bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Das gleiche trifft auf die Tatsache zu, dass hydraulische Energiewandler im Pumpen- und Motorbetrieb nicht jeweils exakt gleiche Wirkungsgradverläufe aufweisen [65].

Bei reduziertem Fördervolumen kommt es bei den betrachteten Maschinen zu einem signifikanten Abfall des Pumpenwirkungsgrades, der im Modell jedoch mangels verfügbarer Daten nicht exakt berücksichtigt werden konnte. Es erfolgt jedoch eine Abwertung der Volllastwirkungsgrade mit einer auf 1 normierten Wurzelfunktion.

Das entwickelte Pumpenmodell (siehe Abbildung im Anhang A.30) besteht aus einem idealen Pumpenelement, dem ein Komplex zur Berücksichtigung der Wirkungsgrade nachgeschaltet ist. Dabei werden die Größen Volumenstrom und Druck zunächst in Signale gewandelt. Mittels des Vorzeichens des Ölvolumenstromes wird detektiert, ob Pumpen- oder Motorbetrieb vorliegt. Die hinterlegten Wirkungsgradkennfelder werden mit den Parametern 'normierte Drehzahl' und 'normierter Druck' ausgelesen. Volumenstrom und Druck werden dann in Abhängigkeit des Betriebsmodus entsprechend ab- bzw. aufgewertet. Über einen Faktor im Signalfluss des Volumenstromes kann zudem die Anzahl der parallel geschalteten Maschinen berücksichtigt werden. Anschließend erfolgt eine Rückwandlung der Signalgrößen in von dem Programm als physikalisch angesehene Größen.

Die Kennwerte der modellierten Hydroaggregate weisen in Anlehnung an [16] und [88] die in Tabelle 4.4 angegebene Größenordnung auf.

Tabelle 4.4: Parameter der modellierten Hydroaggregate

	Typ I	Typ II
Verdrängungsvolumen je Umdrehung	250 cm <sup>3</sup> l	135 cm <sup>3</sup>
max. Volllastdrehzahl	1900 min <sup>-1</sup>	3200 min <sup>-1</sup>
astdrehzahl	1900 min <sup>-1</sup>	3200 min <sup>-1</sup>
max. Teillastdrehzahl	2100 min <sup>-1</sup>	3500 min <sup>-1</sup>
max. Leistung	277 kW	304 kW
Masse	180 kg	56 kg

## 4.4 MODELLIERUNG DES HYDRAULISCHEN GESAMTSYSTEMS

Neben den Elementen zur Energiewandlung und Energiespeicherung zählen auch Steuerungs-, Leitungs- und Reinigungskomponenten zu dem betrachteten hydrostatischen Hybridzweig. Das modellierte Gesamtsystem orientiert sich sehr stark an dem in [31] dargestellten offenen System, dem ebendort aus energetischen und ökonomischen Erwägungen der Vorzug vor einem geschlossenen System gegeben wurde. Unter einem offenen System wird dabei ein hydraulisches System verstanden, in dem am Pumpeneingang kein statischer Druck anliegt. Dadurch steht die gesamte Druckdifferenz zwischen Pumpeneingang und Pumpenausgang zur Energiewandlung zur Verfügung. Allerdings muss bei der konstruktiven Umsetzung darauf geachtet werden, dass am Eingang der Hydroaggregate ein bestimmter Mindestdruck nicht unterschritten wird, da es sonst zu  $\rightarrow$  Strömungskavitation kommen kann. Dabei kann die Lagedruckdifferenz zwischen Tank und Pumpeneingang vorteilhaft ausgenutzt werden, wenn konstruktiv sichergestellt wird, dass der Ölspiegel im Tank stets höher liegt als der Pumpeneingang. Abbildung 4.14 zeigt ein vereinfachtes Schema des hydraulischen Hybridzweiges. Alle Elemente, die nicht unmittelbar in den

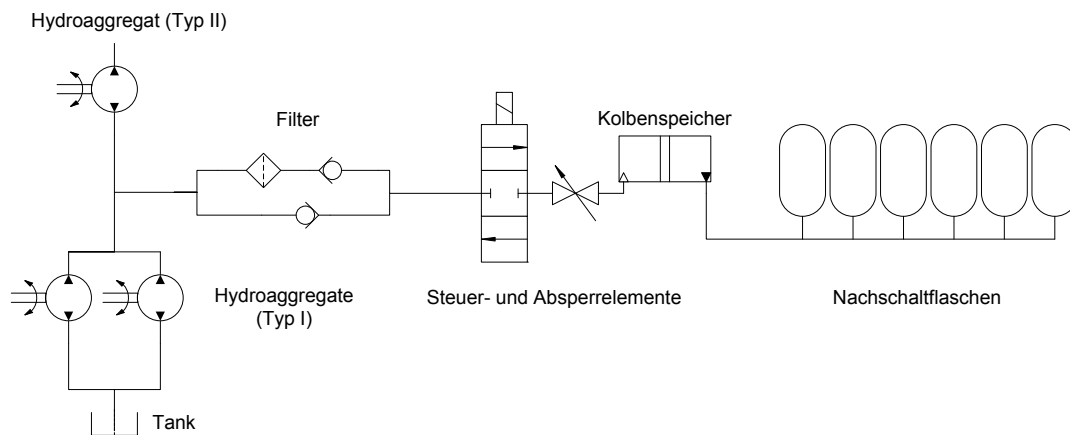


Abbildung 4.14: Vereinfachtes Schema des hydraulischen Hybridzweiges

Energiefluss eingebunden sind (z.B. Druckbegrenzungsventile) wurden dabei vernachlässigt. Filter, Steuer- und Absperrerelemente sowie das Leitungssystem stellen Strömungswiderstände dar, die einen Druckabfall  $\Delta p$  verursachen. Dieser Druckverlust ist in erster Näherung vom Ölvolumenstrom und damit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsmediums abhängig. Für Ventile und Filter werden entsprechende Kennlinien in den jeweiligen Datenblättern angegeben. Allerdings ist zu beachten, dass die Strömungswiderstände eng mit der  $\rightarrow$  Viskosität verbunden sind, die wiederum als Funktion von Druck und Temperatur charakterisiert werden kann. Bei Hydraulikölen führt ein Temperaturanstieg zu einem Viskositätsabfall. So weist beispielsweise das für die hydrodynamische Leistungsübertragung verwendete Öl Shell Tegula V32 gemäß Datenblatt bei  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  eine kinematische Viskosität von  $32\text{ mm}^2/\text{s}$  auf, die bei  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  auf einen Wert von  $5,6\text{ mm}^2/\text{s}$  abfällt.

Strömungswiderstandsbeiwerte werden im allgemeinen in Abhängigkeit von der  $\rightarrow$  Reynoldszahl  $Re$  angegeben, die von der kinematischen Viskosität  $\nu$ , der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $c$  sowie dem Rohrrinnendurchmesser  $d_i$  abhängig ist:

$$Re = \frac{c \cdot d_i}{\nu} \quad (4.14)$$

Nach Gleichung 4.14 führt ein Absinken der kinematischen Viskosität bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit und gleichem Rohrrinnendurchmesser zu einer Vergrößerung der Reynoldszahl. Da die Widerstandsbeiwerte von Rohren und Rohrkrümmern nach [181] mit steigender Reynoldszahl abnehmen, wird sich die verlustbedingte Erwärmung des Öls tendenziell positiv auf die Energiebilanz auswirken (Erhöhung des Übertragungswirkungsgrades).

Thermische Effekte wurden bei der Modellierung des hydrostatischen Systems lediglich hinsichtlich des Speichergases berücksichtigt (siehe Kapitel 4.2). Die Öltemperatur wird hingegen vernachlässigt, da die thermohydraulische Modellierung aller Übertragungselemente einen unverhältnismäßig hohen Aufwand bedeutet hätte. Stattdessen wird für jede Simulation eine konstante kinematische Viskosität des Hydrauliköles angenommen. Es ist jedoch für genormte Öle möglich, bei Bedarf mithilfe des Diagramms nach Ubbelohde (siehe z.B.[9]) für den hier relevanten Temperaturbereich die zugeordneten Viskositäten zu ermitteln, sofern der Wert bei 40 °C bekannt ist. Insbesondere die Verrohrung hängt in der Realität sehr stark von den konkreten räumlichen Verhältnissen auf dem jeweiligen Fahrzeugtyp ab. Bei der Modellierung mussten deshalb bestimmte Annahmen getroffen werden, die zum Teil auf Schätzungen beruhen. Hinsichtlich der Ventile erfolgte eine Orientierung an Datenblättern einschlägiger Hersteller von Sitzventilen für große Volumenströme. Dies gilt sinngemäß auch für die Modellierung des Ölfilters.

Folgende Prämissen wurden bei der Nachbildung der Steuer- und Leitungselemente zugrunde gelegt:

- Die gesamte Leitungslänge betrage 10 m.
- Der Leitungsdurchmesser betrage 38,1 oder 76,2 mm (entspricht 1,5" bzw. 3").
- Es wird eine Verrohrung mit gezogenen Stahlrohren angenommen.
- Die Werte für die Rauigkeit dieser Stahlrohre (Neuzustand) wurden [181] entnommen.
- Es wird davon ausgegangen, dass der Ölvolumenstrom an mindestens 6 Stellen mittels Kniestücken um 90° umgelenkt wird.
- Es wird davon ausgegangen, dass in der Regel 2 Stück der in Kapitel 4.3 betrachteten Hydroaggregate verbaut werden, um insbesondere eine hohe Bremsleistung zu erzielen.
- Es wird angenommen, dass der gesamte Ölstrom gleichmäßig auf zwei identische Stränge bestehend aus Filter und Ventilen aufgeteilt und erst vor dem Speicher wieder zusammengeführt wird.

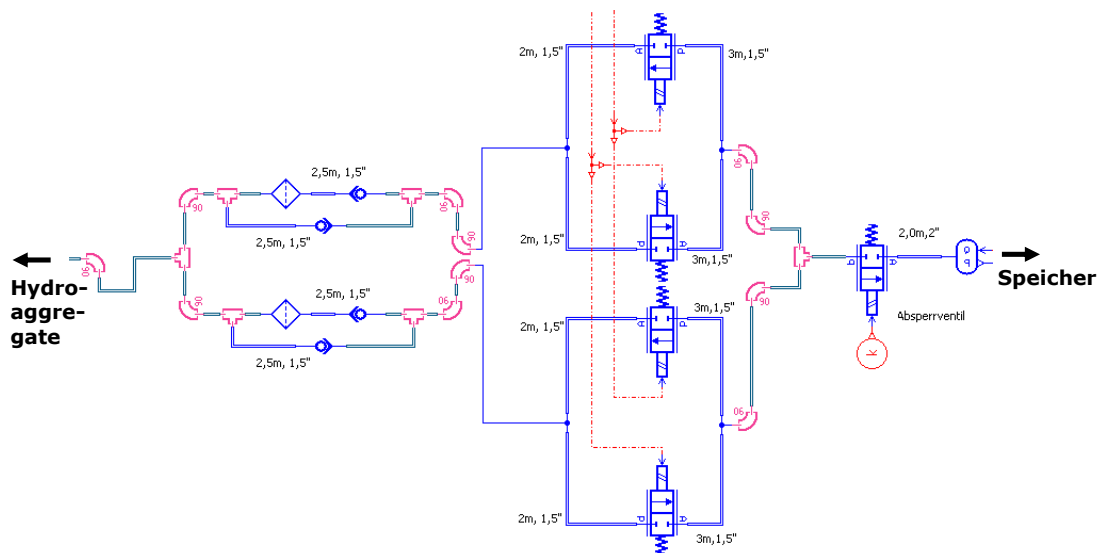


Abbildung 4.15: Teilmodell der hydrostatischen Steuer- und Leitungselemente

Das modellierte Teilsystem zur Leitung und Steuerung des Ölvolumenstromes kann der Abbildung 4.15 entnommen werden. Für Ölvolumenströme zwischen 200 und 600 l/min wurde für eine konstante Temperatur von 40 °C jeweils ein Druckabfall im Bereich von 1 bis 5 bar simuliert. Dies entspricht Übertragungswirkungsgraden von ca. 99 bis 96 %. Bei einer konstanten Temperatur von 0 °C sinken diese auf Werte zwischen 98 und 95 % ab.



## 4.5 MECHANISCHE ANBINDUNG DES HYDROSTATISCHEN HYBRID-ZWEIGES

Wie aus Tabelle 4.4 ersichtlich ist, weisen die Hydroaggregate maximale Volllastdrehzahlen von  $1900 \text{ min}^{-1}$  (Typ I) bzw.  $3200 \text{ min}^{-1}$  auf. Die Radsätze des Referenzfahrzeuges erreichen demgegenüber bei der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit eine maximale Drehzahl von ca.  $1000 \text{ min}^{-1}$ , während sich die Gelenkwellen aufgrund der Radsatzgetriebeübersetzung mit ca.  $3200 \text{ min}^{-1}$  deutlich schneller drehen. Da die Anbindung der hydromechanischen Energiewandler mit hoher Wahrscheinlichkeit in Kraftflussrichtung vor dem Radsatzgetriebe erfolgen würde, ist die zuletzt genannte Drehzahl maßgebend. Es besteht deshalb mindestens für die Pumpen des Typs I die Notwendigkeit, eine Anpassung des Drehzahlbereiches über eine mechanische Übersetzung vorzunehmen bzw. eine schaltbare Kupplung zur Abtrennung der Hydroaggregate vorzusehen. Die Wahl eines geeigneten Übersetzungsverhältnisses ist dabei an eine Reihe von Randbedingungen geknüpft, wobei neben dem konstruktiven und ökonomischen Aufwand auch das Einsatzprofil des Fahrzeuges und die Größe des installierten Speichersystems zu berücksichtigen sind. Auf Strecken mit stark ausgeprägten Gefälleabschnitten müssen mitunter Bremsungen zur Geschwindigkeitsregulierung (Beharrungsbremsungen) eingeleitet werden. Soll ein Teil der dabei verrichteten Bremsarbeit rekuperiert werden, ist es notwendig, eine bestimmte Anzahl von Energiewandlern derart anzubinden, dass deren maximale Betriebsdrehzahl innerhalb des relevanten Geschwindigkeitsspektrums nicht überschritten wird. Dabei ist natürlich auch die Geschwindigkeit, mit der die Gefälleabschnitte befahren werden, zu berücksichtigen. Wie Abbildung 4.16 zeigt, variieren die Übersetzungsverhältnisse, die eine Rekuperation im höheren Geschwindigkeitsbereich ( $v > 100 \text{ km/h}$ ) ermöglichen, zwischen 0,5 und 1,5 für die Pumpen des Typs II ( $n_{\text{max}} = 3200 \text{ min}^{-1}$ ) bzw. zwischen 0,5 und 0,85 bei den Pumpen des Typs I ( $n_{\text{max}} = 1900 \text{ min}^{-1}$ ). Die genannten Übersetzungsverhältnisse sollten auch dann gewählt werden, wenn es auf den befahrenen Strecken zu häufigen Geschwindigkeitswechseln kommt, bei denen die Zielgeschwindigkeit über  $100 \text{ km/h}$  liegt.

Erfolgt die Mehrzahl der Bremsungen im Gegensatz zu den oben beschriebenen Fällen auf ei-

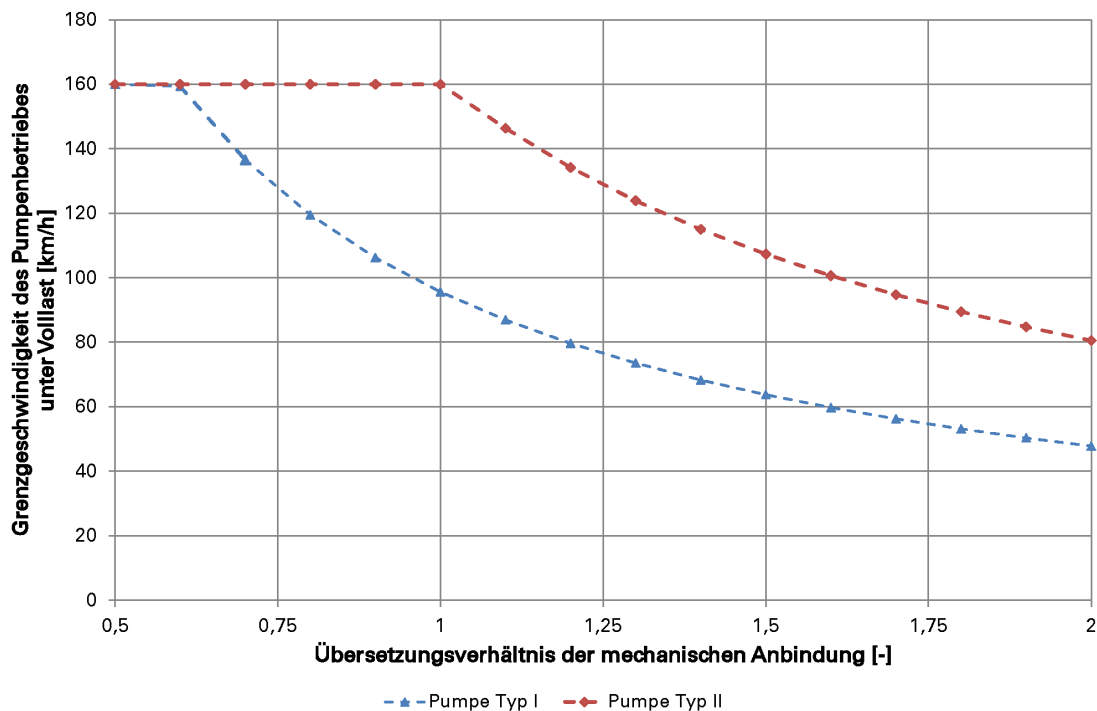


Abbildung 4.16: Grenzgeschwindigkeiten für den Betrieb der Hydroaggregate

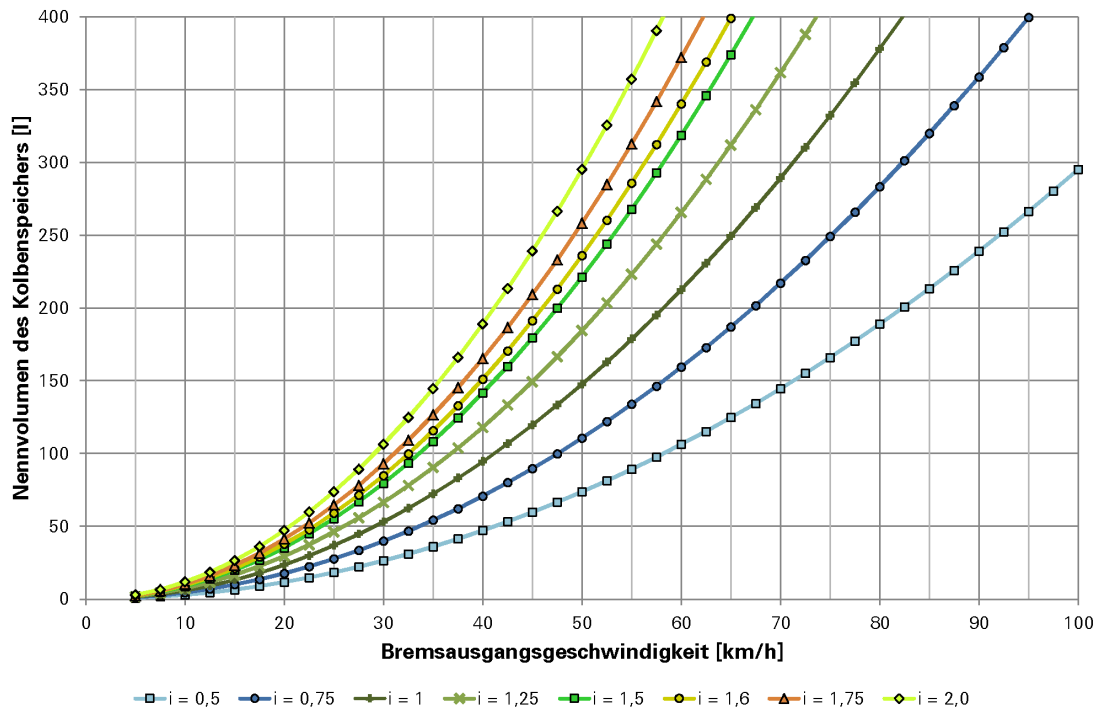


Abbildung 4.17: Zusammenhang von Bremsausgangsgeschwindigkeit und maximalem Fördervolumen (System aus 2 Pumpen Typ I und 2 Pumpen Typ II)

nem niedrigen Geschwindigkeitsniveau bzw. aus niedrigen Geschwindigkeiten heraus, sollte das Übersetzungsverhältnis in Abhängigkeit der Speichergröße jedoch tendenziell höher gewählt werden, wie aus Abbildung 4.17 hervorgeht. Diese zeigt beispielhaft, welche Ölvolumen von den hier betrachteten Energiewandlern in Abhängigkeit der Bremsausgangsgeschwindigkeit maximal gefördert werden können, um den Kolbenspeicher zu befüllen. Die Möglichkeit der Ausnutzung des gesamten Speicherladehubes ist somit ein weiterer Aspekt, der beachtet werden muss.

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass 3 Kriterien für die Wahl des geeigneten Übersetzungsverhältnisses für die mechanische Anbindung der Hydroaggregate von entscheidender Bedeutung sind:

1. das Geschwindigkeitsniveau, das sich in der erreichbaren Durchschnittsgeschwindigkeit eines Fahrspieles widerspiegelt,
2. das Geschwindigkeitsprofil, wobei insbesondere die Anzahl der Geschwindigkeitsvermindierungen und deren Betrag eine Rolle spielen,
3. das Neigungsprofil der Strecke; dabei ist das Auftreten von längeren Abschnitten mit starken Gefällen mit konstanter Soll-Geschwindigkeit, in denen die Fahrzeugwiderstandskraft von der Hangabtriebskraft überkompensiert wird, entscheidend.

Es ist zu bemerken, dass keines der genannten Kriterien für sich einen Rückschluss auf geeignete Übersetzungsverhältnisse zulässt, sondern die Kombination der Kriterien 1 und 2 bzw. 1 und 3 die Auswahl des Übersetzungsverhältnisses beeinflussen.

Die Geschwindigkeits- und Neigungsprofile realer Strecken sind oftmals sehr komplex, sodass es nicht immer möglich ist, ein für alle Fahrspiele ideales Übersetzungsverhältnis zu bestimmen. Bei der Auslegung kann es deshalb zu Zielkonflikten kommen mit der Folge, dass der Speicher nicht immer optimal ausgenutzt werden kann. Dieser Tendenz kann in gewissen Grenzen durch die Wahl unterschiedlicher Übersetzungsverhältnisse für den Pumpentyp I und II entgegengewirkt werden. Weist eine Strecke beispielsweise Fahrspiele mit vielen Bremsungen aus niedrigen Geschwindigkeiten auf und liegen gleichzeitig Gefälleabschnitte mit signifikanter Länge vor,

die Beharrungsbremungen im mittleren oder oberen Geschwindigkeitsbereich erfordern, bietet es sich an, die leistungsstärkeren Hydroaggregate des Typs I mit einer höheren Übersetzung als die Maschinen des Typs II anzubinden. Dadurch wird einerseits die Befüllung der Speicher bei Bremsungen aus niedrigen Geschwindigkeiten sichergestellt und andererseits die Möglichkeit der (teilweisen) Rekuperation von Bremsarbeit im höheren Geschwindigkeitsbereich eröffnet. Hinsichtlich des emissionsfreien Betriebes gilt es zu beachten, dass das gewählte Übersetzungsverhältnis einen wesentlichen Einfluss darauf hat, welche Beschleunigungen aus dem Fahrzeugstillstand heraus erreicht werden können, da die Pumpenleistung entweder in ein hohes Treibraddrehmoment bei niedriger Drehzahl oder in ein geringes Treibraddrehmoment bei höherer Drehzahl umgesetzt werden kann. Aus fahrdynamischer Sicht ist eine hohe Anfahrbeschleunigung anzustreben, da nur so die entstehenden Fahrzeitverluste begrenzt werden können.

## **4.6 MASSENBILANZ DES HYDROSTATISCHEN HYBRIDKONZEPTES**

Bei der Zusammenstellung der verschiedenen Hybridkonfigurationen müssen neben der Masse des Kolbenspeichers, der Nachschaltflaschen und der Energiewandler auch die Massen der Arbeitsmittel (Öl inkl. Tank, Gas), der hydraulischen Steuerung und Leitung (Ventile, Leitungen, Filter) und der Peripherie (Tragkonstruktion, mechanische Verbindungen etc.) berücksichtigt werden. Die Summe der Massen aller Komponenten darf dabei die in Kapitel 2.10 diskutierte und in Tabelle 2.6 definierte jeweilige Massenreserve nicht überschreiten.

Der Kolbenspeicher weist in der Massenbilanz in der Regel die größte Einzelmasse auf und legt durch sein Volumen die Öl- und Tankmasse sowie die Anzahl und Masse der Pumpen fest. Die Massenangaben der Kolbenspeicher wurden Datenblattangaben [118] entnommen, wobei bei der Ermittlung der Gesamtmasse eine Masseneinsparung von 10% bei dieser Komponente berücksichtigt wurde, die sich aus einer geänderten Werkstoffauswahl und der damit verbundenen Reduzierung der Rohrwandstärke ergibt [31].

Die Massen von hydraulischer und mechanischer Peripherie (Leitungen, Ventile, Filter, Gestell etc.) beruhen auf Schätzungen und werden vereinfachend als von der Größe des Speichersystems unabhängig angenommen.

Ist die Größe des Kolbenspeichers sowie die Anzahl der hydrostatischen Energiewandler festgelegt, kann als letztes das Nachschaltvolumen derart variiert werden, dass die Masse der Nachschaltflaschen die verbleibende Massenreserve optimal ausnutzt. Dabei wird von der Tatsache ausgegangen, dass die entsprechenden Gasdruckflaschen mit einem Volumen von 50 oder 70 l erhältlich sind. Erstere weisen in der konventionellen Ausführung (Stahl) eine Masse von 98 kg auf, während letztere mit 120 kg pro Flasche veranschlagt werden müssen (siehe A.27). Vergleicht man die volumenspezifischen Massen der beiden Baugrößen, so wird deutlich, dass die größeren Flaschen aufgrund ihrer günstigeren spezifischen Masse (1,71 kg/l im Vergleich zu 1,96 kg/l) zu bevorzugen sind. Die Kombination von 50 l und 70 l-Flaschen ergibt eine Stufung von 50 l + x · 25 l, in der das Nachschaltvolumen variiert werden kann.

## **4.7 ABLEITUNG UND PARAMETRISIERUNG DER HYDROSTATISCHEN HYBRIDVARIANTEN**

Bei der Konfigurierung der hydrostatischen Hybridausrüstung sind die Wechselbeziehungen zwischen Kolbenspeicher- und Nachschaltvolumen, Anzahl der Pumpen, Übersetzungsverhältnis der mechanischen Anbindung sowie der verfügbaren Massenreserve zu beachten. Abbildung 4.18 verdeutlicht die Problematik. Die Parametrisierung der hydrostatischen Energiespeichersysteme für die unterschiedlichen Hybridvarianten (siehe Tabelle 2.6) erfolgte anhand einer tabellarischen Massenbilanzierung. Die Festlegung des minimalen Arbeitsdruckes erfolgte mit Hilfe geeigneter Diagramme, die dem Anhang A.32 entnommen werden können. Die diesen zugrundeliegenden

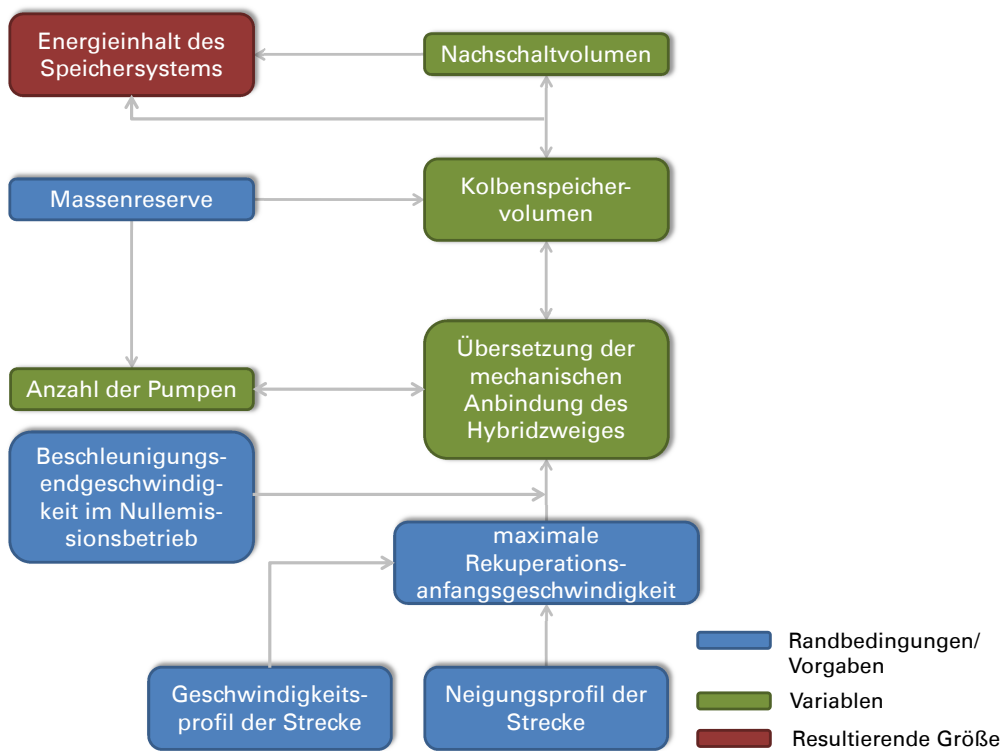


Abbildung 4.18: Schematische Darstellung der Einflüsse auf die Hydrospeicherkonfiguration

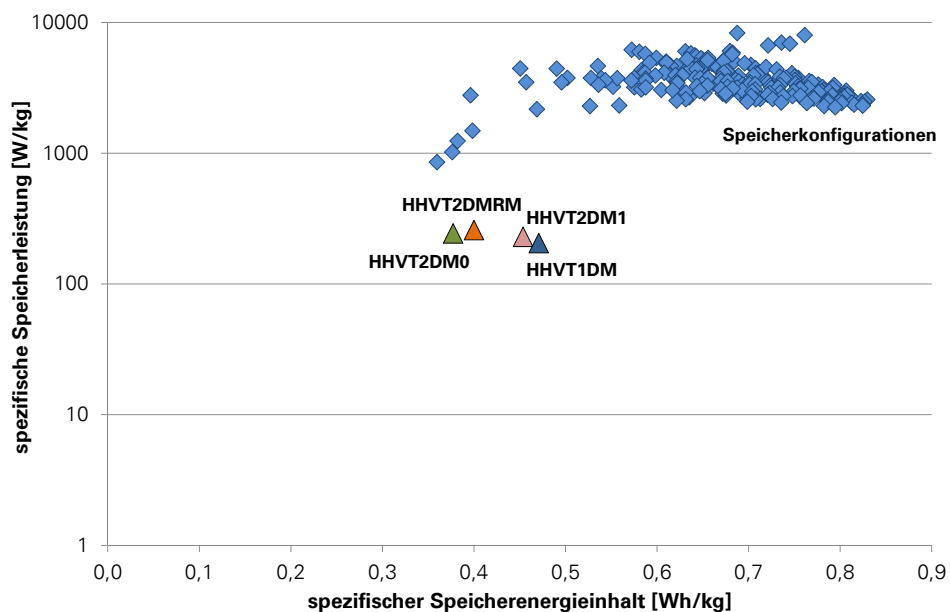


Abbildung 4.19: Ragone-Diagramm für verschiedene hydrostatische Speicherkonfigurationen sowie die definierten Hybridvarianten (jeweils Gesamtsystem mit Energiewandlern und Speicherperipherie)

Zusammenhänge wurden im Kapitel 4.2.5 erläutert. Mit Hilfe dieser Darstellungen wird deutlich, dass beispielsweise der Energieinhalt eines Kolbenspeichers mit 120 l Nennvolumen weiter gesteigert werden könnte, wenn das Nachschaltvolumen auf 250 l angehoben werden könnte (siehe A.32.2). Dies würde jedoch einen Anstieg der Zusatzmasse für die Hybridrüstung um 0,7 t und eine damit verbundene deutliche Überschreitung der in Kapitel 2.10 abgeschätzten Massenreserve für das Referenzfahrzeug bedeuten.

Tabelle 4.5 enthält die wesentlichen Parameter der Hybridrüstung der verschiedenen, im Rahmen dieser Arbeit betrachteten, Hybridvarianten. Die detaillierten Massenbilanzen sowie die dazugehörigen Druck-Energie-Kennfelder können dem Anhang A.32 entnommen werden.

Abschließend enthält Abbildung 4.19 ein Ragone-Diagramm für die hydrostatischen Hybridsysteme.

Tabelle 4.5: Hauptparameter der hydrostatischen Hybridvarianten

Hybridvariante	HHVT2DM0	HHVT2DM1	HHVT2DMRM	HHVT1DM
Volumen Kolbenspeicher	120 l	275 l	225 l	400 l
Nachschaltvolumen	75 l	225 l	175 l	325 l
Masse der Hybridrüstung	2400 kg	5070 kg	4500 kg	7010 kg
minimaler Arbeitsdruck	90 bar	110 bar	110 bar	110 bar
Energieinhalt der Speicher	0,9 kWh	2,3 kWh	1,8 kWh	3,3 kWh
maximale Pumpenleistung	581 kW	1162 kW	1162 kW	1439 kW

me. Im oberen rechten Teil der Abbildung befindet sich eine Punktwolke, die verschiedene Speicherkonfigurationen repräsentiert. Dabei wurde die maximale Speicherenergie für alle möglichen Kombinationen aus Kolbenspeichern (100-425 l Nennvolumen) und Nachschaltflaschen (50-400 l Gesamtvolumen) für eine isentrope Kompression des realen Gases bei einer Anfangstemperatur von 300 K berechnet. Es wurden die in [74] angegebenen Kennlinien verwendet und für Zwischenwerte linear interpoliert.

Es wird deutlich, dass zwischen den Speichern und dem Gesamtsystem ein gewisser Unterschied sowohl hinsichtlich der gravimetrischen Leistungs- als auch der gravimetrischen Energiedichte besteht. Dies ist zum einen der Leistungsbegrenzung durch die Energiewandler und zum anderen den zusätzlichen Massen von Hydroaggregaten und Peripherie geschuldet.



# 5 SIMULATIONSERGEBNISSE HYDROSTATISCHER HYBRID

## 5.1 FAHRSPIELSIMULATION

### 5.1.1 Vorbemerkungen zur Fahrspielsimulation

Im Folgenden sollen die mit den vorstehend beschriebenen Simulationsmodellen erzielten Simulationsergebnisse zusammenfassend dargestellt und wichtige Zusammenhänge anhand ausgewählter Beispiele erläutert werden. Der besseren Übersichtlichkeit wegen werden dazu in diesem Unterkapitel zunächst einzelne Fahrspiele analysiert, bevor die Auswirkungen verschiedener Hybridkonfigurationen auf den Kraftstoffbedarf anhand von Streckensimulationen auf ausgewählten Strecken gezeigt werden (Kapitel 5.3).

Die Simulation einzelner Fahrspiele ist aufgrund der relativ geringen benötigten Rechenzeit sehr gut geeignet, um sich schnell einen Überblick über die Auswirkungen der Variation verschiedener technisch-physikalischer Parameter zu verschaffen. Es ist dabei jedoch zu beachten, dass die aus den erzielten Ergebnissen abgeleiteten Aussagen nur dann verallgemeinert werden können, wenn die spezifischen Bedingungen des betrachteten Fahrspiels (Geschwindigkeits- und Neigungsprofil, Haltestellenabstand) beachtet werden.

In den folgenden Unterkapiteln werden zunächst die Konsequenzen verschiedener Betriebsstrategien für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Hybridkonfigurationen dargestellt. Anschließend werden das Verhalten und das Zusammenspiel der einzelnen Antriebskomponenten und der Speicher sowie das fahrdynamische Verhalten der Hybridfahrzeuge für ausgewählte Fahrspiele im Detail gezeigt, damit die Plausibilität und Nachvollziehbarkeit der bei der Streckensimulation erzielten Ergebnisse gewährleistet werden können.

### 5.1.2 Simulation verschiedener Betriebsstrategien

Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, können die beiden in einem Hybridfahrzeug implementierten Antriebsstränge auf unterschiedliche Weise betrieben werden. Im Folgenden sollen anhand von beispielhaften Simulationsrechnungen die Konsequenzen der 3 Betriebsmodi „Boostbetrieb“, „Lastpunktverschiebung“ und „Null-Emissions-Betrieb“ (siehe Kapitel 2.4) auf den Kraftstoffverbrauch gezeigt werden. Dazu wurden mit der Hybridkonfiguration HHVT2DM1 (siehe Tabelle 4.5) Fahrten

auf realen Streckenabschnitten mit überwiegend geringen Neigungen simuliert und die Ergebnisse mit denen des Grundmodells verglichen. Die einzelnen Betriebsstrategien wurden simuliert, indem die Soll-Leistungsvorgabe für den Dieselmotor manipuliert wurde. Im Falle des Boost-Betriebes wird diese nicht begrenzt und die erzeugten Laststufen (LS) entsprechen hinsichtlich ihres zeitlichen Verlaufes exakt den Vorgaben für das Grundmodell.

Demgegenüber wird die Generierung einer Laststufe bei dem Szenarium „Null-Emissions-Betrieb“ solange unterdrückt, wie der Hybridzweig Leistung abgibt. Eine Art Kompromiss zwischen den beiden genannten Strategien stellt die Lastpunktverschiebung dar. Dabei wird die Leistung des konventionellen Antriebsstranges solange auf einem reduzierten Niveau gehalten, wie der Speicher Volumenverschiebearbeit verrichtet. Erst wenn der hybride Antriebszweig keine Leistung mehr generieren kann, erfolgt ein vollständiges Umschalten der Dieselmotorleistung. Da eine kontinuierliche Anpassung der Dieselmotorleistung an die der alternativen Antriebsaggregate mit einem hohen Regelungsaufwand verbunden wäre, wurde die Laststufe derart abgesenkt, dass bei abweichendem zeitlichen Beschleunigungsverlauf die gleiche zeitbezogene mittlere Beschleunigung auf die Soll-Geschwindigkeit erreicht wird. Im vorliegenden Fall war dies der Fall, wenn in Laststufe 2 verharrt wird, während der hybride Antriebsstrang aktiv ist.

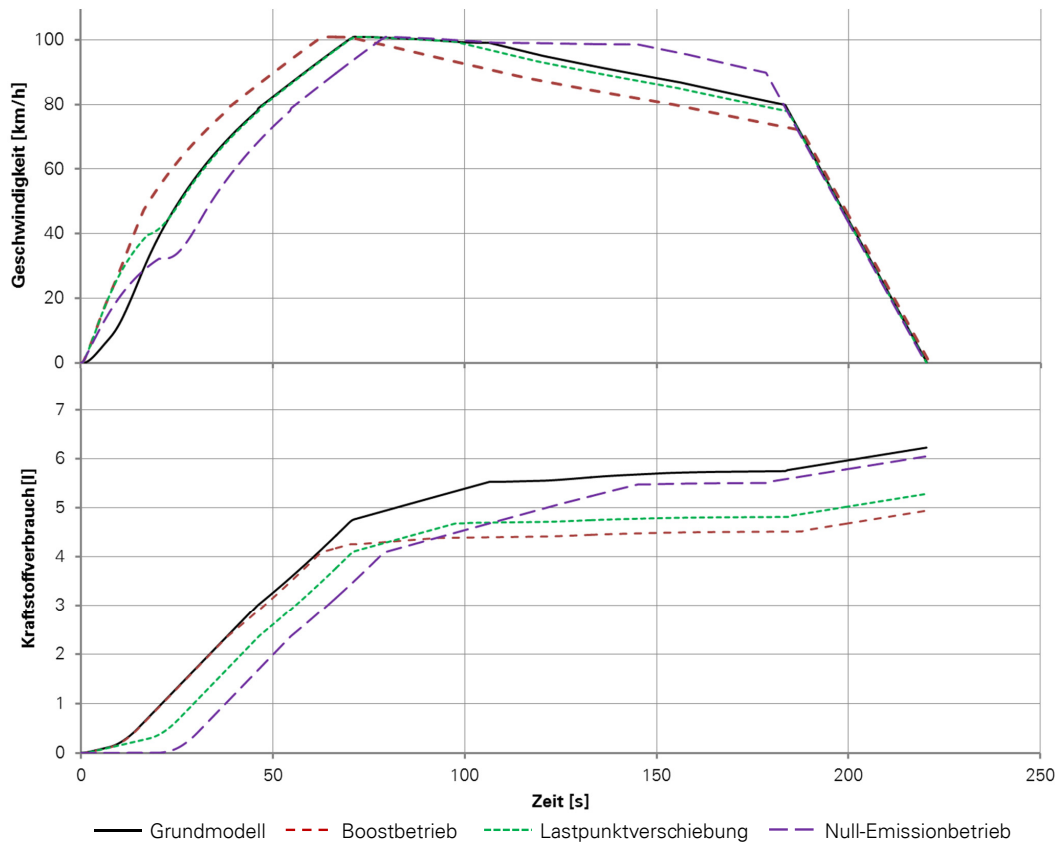
Die Abbildungen 5.1(a) und 5.1(b) zeigen ein hinsichtlich des Geschwindigkeitsprofils sehr einfaches Fahrspiel mit kurzem Haltestellenabstand (Beispiel 1). Es ergibt sich für den Boostbetrieb im Vergleich die größte Kraftstoffeinsparung. Dieser Umstand basiert darauf, dass in diesem Betriebsmodus die größte Anfahrbeschleunigung erzielt wird. Damit kann der Beschleunigungsvorgang bis zur zulässigen Höchstgeschwindigkeit im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug schneller abgeschlossen werden. Die absolute Fahrzeitreserve für die Reststrecke nach Erreichen der Höchstgeschwindigkeit erhöht sich dadurch, sodass unter vollständiger Ausnutzung der vorgegebenen Gesamtfahrzeit zu einem früheren Zeitpunkt die Traktionsleistung abgeschaltet werden kann und sich die Phase des Fahrzeugauslaufes zeitlich und räumlich deutlich verlängert. Während der Beschleunigung des Fahrzeuges ergibt sich zeitbezogen keine Abweichung des momentanen Kraftstoffverbrauches zwischen konventionellem und Hybridfahrzeug. Erst die kurzzeitige Reduzierung sowie das nachfolgende Abschalten der Traktionsleistung bewirken durch den geringen zeitspezifischen Leerlaufverbrauch eine dauerhafte Differenz des Kraftstoffbedarfes beider Fahrzeugkonfigurationen.

Die gleichen Mechanismen wirken natürlich auch bei dem komplexeren Fahrspiel des Beispiels 2 (Abbildungen 5.2(a) und 5.2(b)). Auch hier stellen sich im Boostbetrieb die längsten Auslaufabschnitte und der geringste Kraftstoffverbrauch im Vergleich ein.

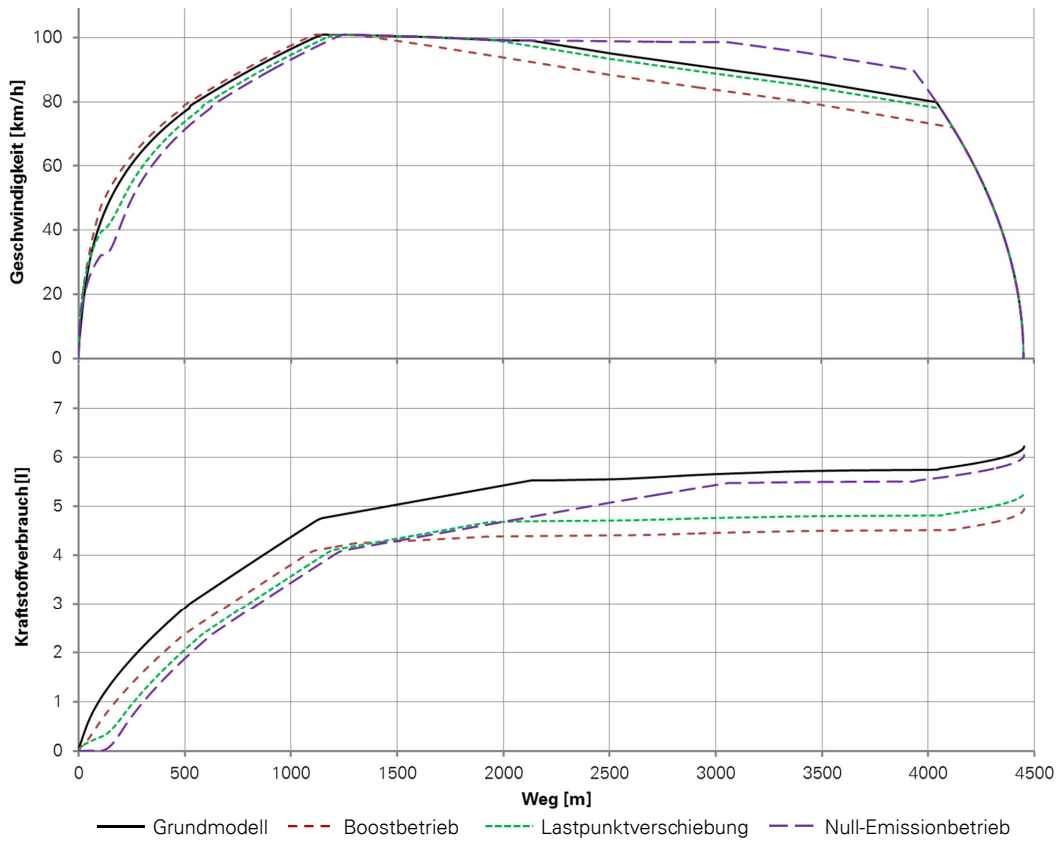
Im Betriebsmodus „Lastpunktverschiebung“ kann durch die Verringerung der benötigten Dieselmotorleistung eine signifikante Kraftstoffeinsparung beim Beschleunigen des Fahrzeuges erreicht werden. Das Leistungsregime ist so ausgelegt, dass die Höchstgeschwindigkeit zum gleichen Zeitpunkt wie bei einem konventionellen Fahrzeug erreicht wird und sich somit die gleiche zeitbezogene mittlere Beschleunigung ergibt. Aufgrund des abweichenden Beschleunigungsverlaufes ergibt sich jedoch eine Diskrepanz hinsichtlich des benötigten Beschleunigungsweges, die sich positiv auf die Kraftstoffersparnis auswirken kann. Im Beispiel 1 hat das Hybridfahrzeug im Betriebsmodus „Lastpunktverschiebung“ bei Erreichen der Höchstgeschwindigkeit im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug einen etwas größeren Weg zurückgelegt und kann damit bezogen auf den Restweg bis zum nächsten Haltepunkt eine größere Fahrzeitreserve ausnutzen. Dadurch wird im Vergleich ein früheres Abschalten der Traktionsleistung ermöglicht und die Kraftstoffersparnis geringfügig vergrößert. Im Beispiel 2 zeigt sich für die betrachtete Betriebsstrategie nur im ersten Auslaufabschnitt eine geringfügige Abweichung des Fahrtverlaufes zwischen konventionellem Fahrzeug und Hybridfahrzeug. In der zweiten Hälfte des Fahrspieles ist der Fahrtverlauf weitgehend identisch, sodass es zu keiner weiteren Vergrößerung der Kraftstoffeinsparung kommt. Da die Phase des Fahrzeugauslaufes im Modus „Lastpunktverschiebung“ in beiden Beispielen für das gesamte Fahrspiel wesentlich kürzer ausfällt als im Modus „Boostbetrieb“ und das Fahrzeug länger im Teillastbetrieb gefahren werden muss, um die Fahrzeit zu halten, stellt dieser Betriebsmodus hinsichtlich der Kraftstoffersparnis im Vergleich den ungünstigeren Fall dar.

Wird die Betriebsstrategie „Null-Emissions-Betrieb“ verfolgt, steht dabei die Vermeidung von Abgas- und Schallemissionen in sensiblen Bereichen der Fahrstrecke und weniger der Aspekt der Kraftstoffeinsparung im Vordergrund. Eine vollständige temporäre Substitution des konventionellen Antriebes ist aufgrund der Beschränkungen bei der Auslegung des Energiespeichers (siehe Kapitel 2) mit der derzeit zur Verfügung stehenden Speichertechnik nur sehr eingeschränkt



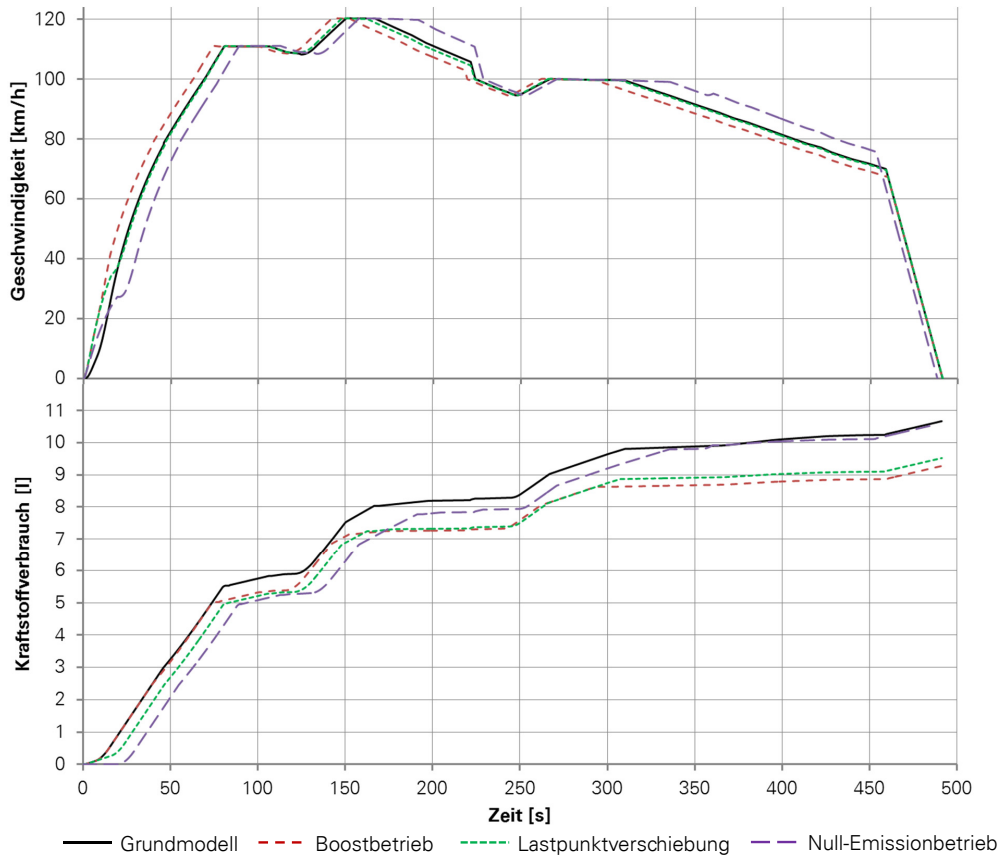


(a) Beispiel-Fahrzyklus 1, zeitabhängig

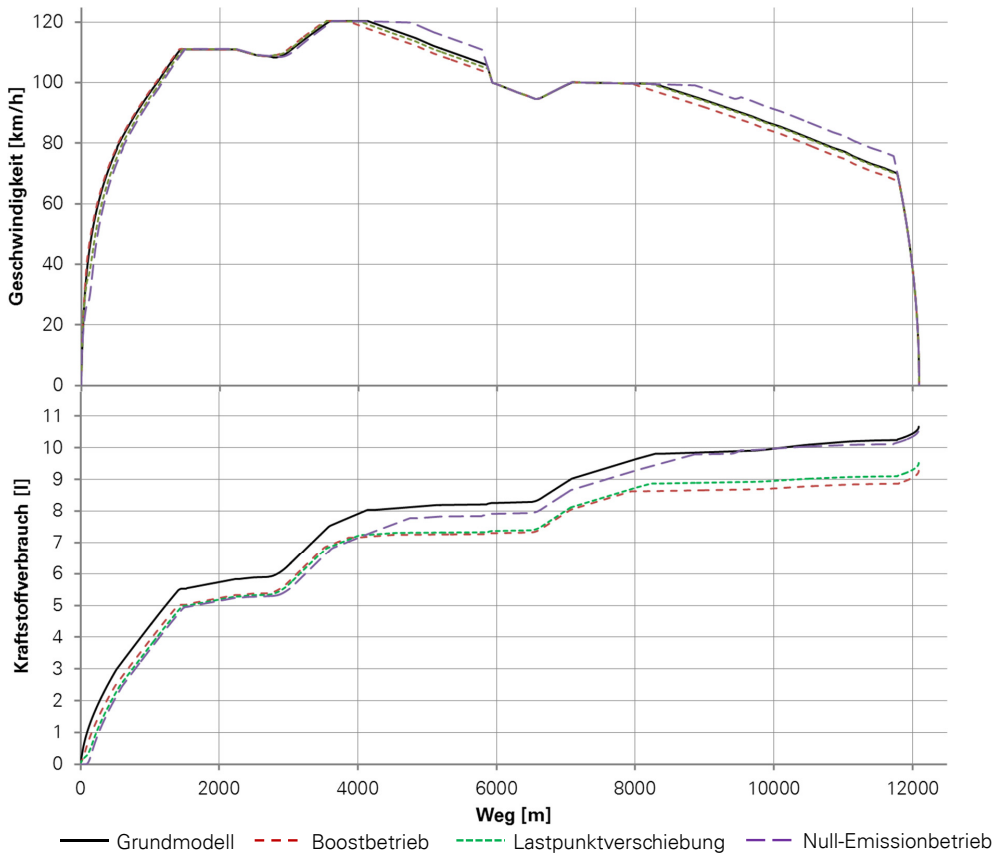


(b) Beispiel-Fahrzyklus 1, wegabhängig

Abbildung 5.1: Auswirkung von Hybrid-Betriebsstrategien - Beispiel 1



(a) Beispiel-Fahrzyklus 2, zeitabhängig



(b) Beispiel-Fahrzyklus 2, wegabhängig

Abbildung 5.2: Auswirkung von Hybrid-Betriebsstrategien - Beispiel 2

oder gar nicht möglich. Wie aus den bereits betrachteten Beispielrechnungen deutlich wird, entstehen im Betriebsmodus „Null-Emissions-Betrieb“ während des Anfahr- bzw. Beschleunigungsvorgangs signifikante Fahrzeitverluste. Diese sind von der Länge des emissionsfrei zu durchfahrenden Abschnittes abhängig, wie der Abbildung 5.3 entnommen werden kann. Dort werden für den Fall der straffen Fahrweise die für die gleiche Fahrstrecke zusätzlich benötigten Fahrzeiten angegeben, wenn die Streckenlänge der emissionsfrei zu durchfahrenden Abschnitte 100, 200 oder 500 m beträgt. Die Fahrzeitverluste ließen sich vermindern, indem die Auslegung der mechanischen Anbindung des Hybridzweiges so vorgenommen wird, dass bei kleinen Geschwindigkeiten große Drehmomente erzeugt werden, um das Fahrzeug möglichst schnell auf die durch den Energieinhalt des Speichers begrenzte Geschwindigkeit zu bringen. Allerdings bleibt trotzdem grundsätzlich festzuhalten, dass im Betriebsmodus „emissionsfreies Fahren“ Fahrzeitverluste entstehen, die im weiteren Fahrtverlauf ausgeglichen werden müssen. Dies führt dazu, dass die maximal zulässige Geschwindigkeit länger konstant gehalten und damit die Auslaufabschnitte reduziert werden müssen. Daraus resultiert ein erhöhter Kraftstoffbedarf, der die während des Beschleunigungsvorganges erzielten Einsparungen teilweise oder ganz kompensieren kann. Es ist sogar denkbar, dass sich bei ungünstigen Randbedingungen (langer emissionsfrei zu durchfahrender Abschnitt und niedrige mittlere Geschwindigkeit in diesem) eine höherer Kraftstoffbedarf im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug einstellt. Dies zeichnet sich im Fahrtafelbild des zweiten Beispiels (Abbildungen 5.2(a) und 5.2(b)) bereits ab.

Aufgrund des im Vergleich höchsten Einsparpotentials wird bei den im Kapitel 5.3 bzw. 7.2 betrachteten Streckensimulationen ausschließlich der Modus „Boostbetrieb“ zugrunde gelegt. Neben energetischen Vorteilen bietet diese Strategie weitere Vorzüge, wie im Folgenden erläutert werden soll.

### 5.1.3 Auswirkungen von betriebsbedingten Störungen

Bisher wurden bei dem Vergleich der möglichen Kraftstoffeinsparungen lediglich ungestörte Fahrten betrachtet. Dabei konnte stets davon ausgegangen werden, dass die gesamte zur Verfügung stehende Fahrzeitreserve zur Verfügung steht. Praktisch ist dies nur der Fall, wenn die Züge ungestört nach Fahrplan, das heißt ohne Verspätung verkehren. Nur in diesem Falle können die hier betrachteten Hybridfahrzeuge aufgrund der im vorangegangenen Kapitel erläuterten Mechanismen ihr volles Potential hinsichtlich der Kraftstoffeinsparung entfalten.

Praktisch kann es jedoch jederzeit zu Störungen im Betriebsablauf kommen, die dazu führen, dass die im Fahrplan vorgesehene Fahrzeitreserve ganz oder teilweise aufgebraucht wird und seitens der Triebfahrzeugführer eine straffe Fahrweise angewandt wird, um die Verspätung einzudämmen oder, im Idealfall, zu reduzieren. Um zu zeigen, wie sich eine Hybridisierung auf irreguläre Fahrten auswirkt, wurden die beispielhaft in Kapitel 5.1.2 aufgeführten Fahrspiele sowohl für das konventionelle Fahrzeug als auch für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf zwei verschiedene Arten manipuliert. Im ersten Fall wurde eine verspätete Abfahrt angenommen, wobei das Fahrspiel selbst ungestört bleibt, während im zweiten Fall ein gestörtes Fahrspiel simuliert wurde, in dem eine Betriebsbremsung eingefügt wurde. Ein solcher Fall tritt beispielsweise ein, wenn Fahrstraßen nicht rechtzeitig eingestellt werden können, der Triebfahrzeugführer deshalb auf ein „Halt“ zeigendes Blocksignal zufährt und darum die Geschwindigkeit reduzieren muss (siehe Abbildung 5.5). Um eine Vergrößerung der Verspätung zu vermeiden, wird in beiden Fällen auf das Einfügen von Auslaufabschnitten verzichtet und die Traktionsleistung erst unmittelbar vor Bremsbeginn abgeschaltet. Dadurch kann sich nur bei Beschleunigungsvorgängen ein energetischer Vorteil durch eine Hybridisierung ergeben, wie die Abbildungen 5.4 und 5.5 zeigen. Ein positiver Effekt besteht zudem jeweils darin, dass durch die höhere erzielbare Beschleunigung im Boost-Betrieb eine Reduktion der Verspätung erreicht werden kann, die sich freilich je Fahrspiel nur im Bereich einiger Sekunden bewegt. Da der Effekt der Kraftstoffeinsparung bei straffer Fahrweise allein durch die Verkürzung der Zeitdauer erreicht wird, in der der Dieselmotor bei der Beschleunigung unter Vollast betrieben wird, nähert sich das Verhältnis des Kraftstoffverbrauches von konventionellem Fahrzeug und Hybridfahrzeug immer mehr dem Wert 1 an, je größer der Haltestellenabstand des Fahrspieles ist. Ferner gelten die beschriebenen Effekte nur dann, wenn die Masse des hybridisierten Fahrzeuges der des konventionellen Fahrzeuges entspricht, was bei der betrachteten

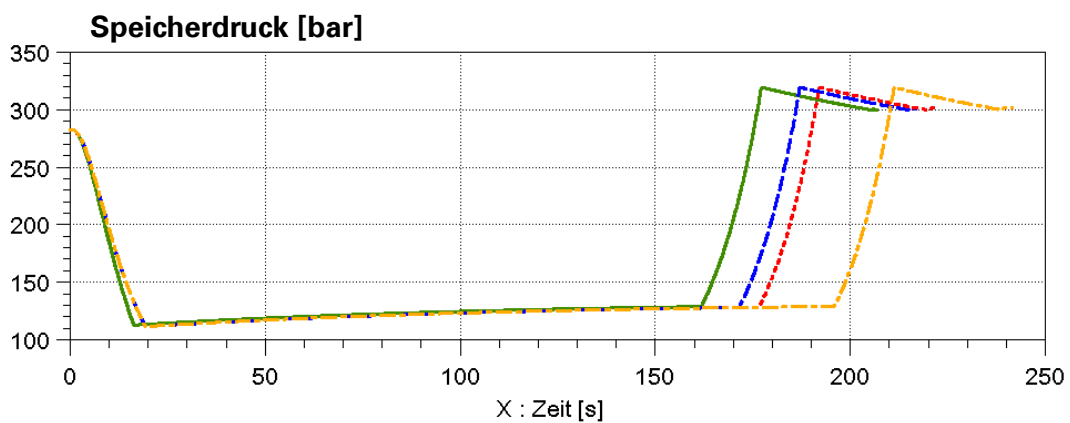
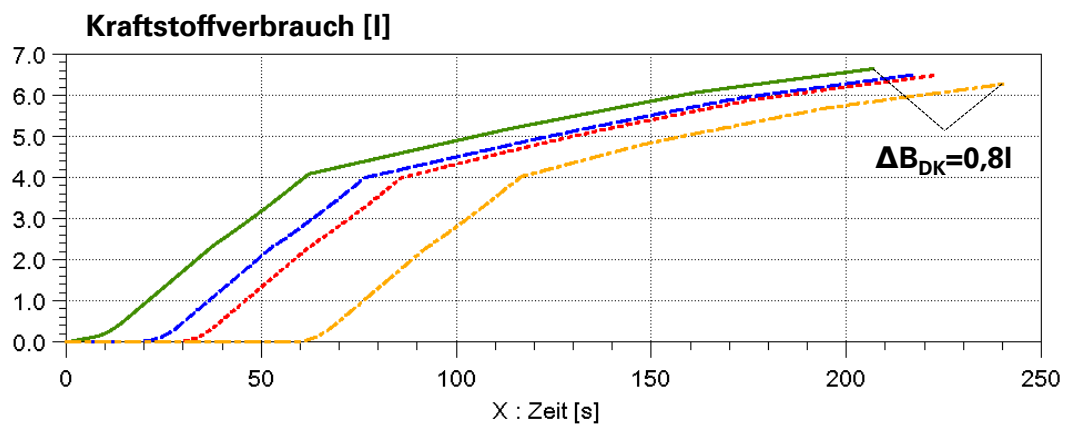
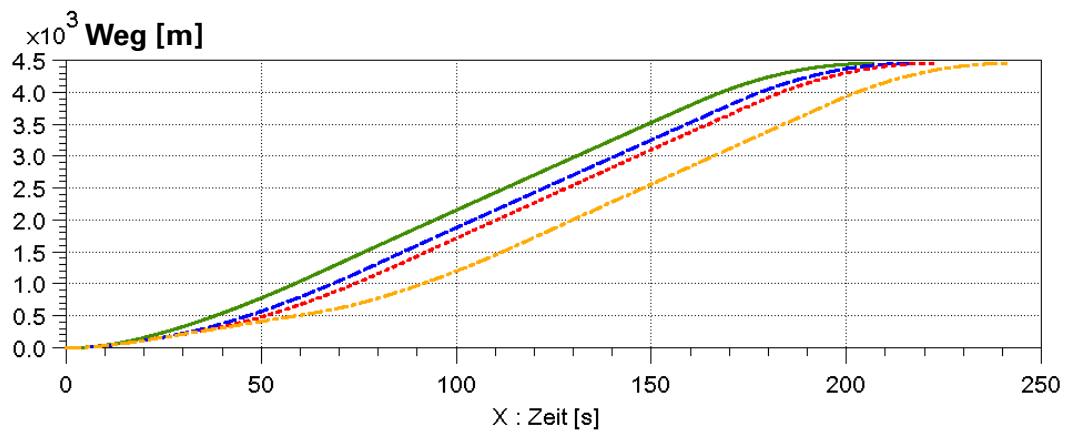
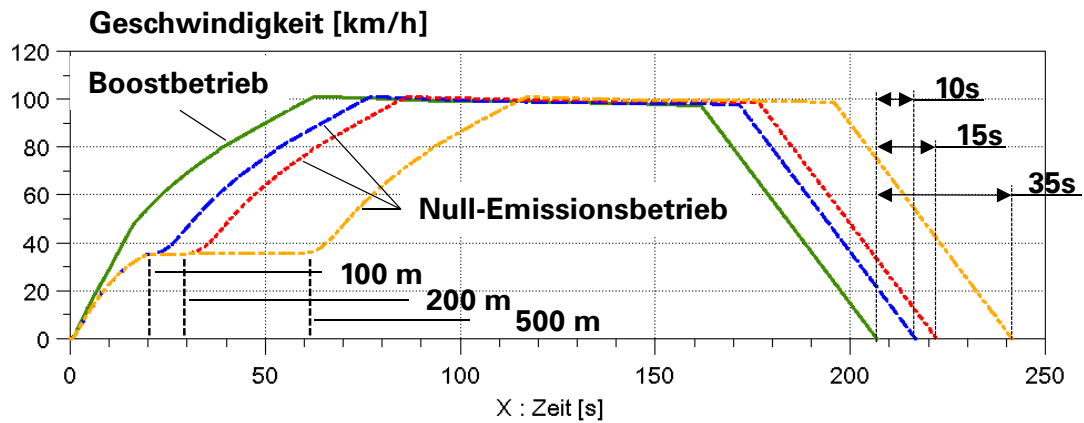


Abbildung 5.3: Null-Emissionsbetrieb HHVT2DM1 mit unterschiedlich langen emissionsfrei durchfahrenen Strecken

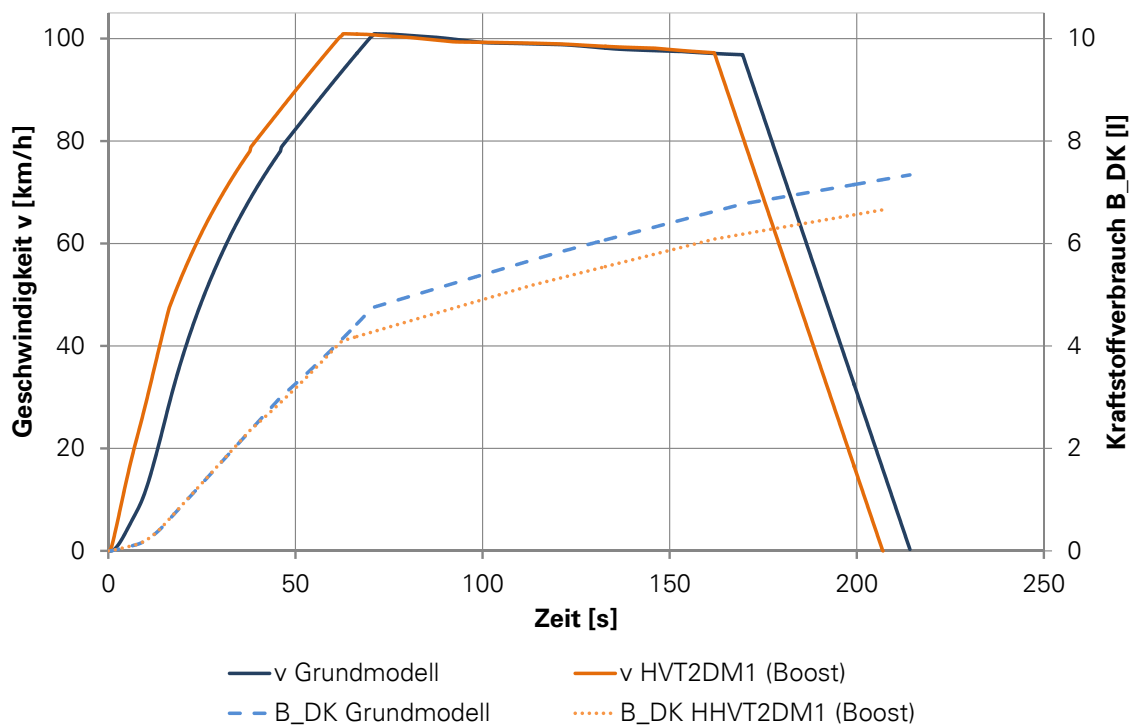


Abbildung 5.4: Effekt der Hybridisierung bei straffer Fahrweise (Beispiel-Fahrzyklus 1 mit Abfahrverspätung)

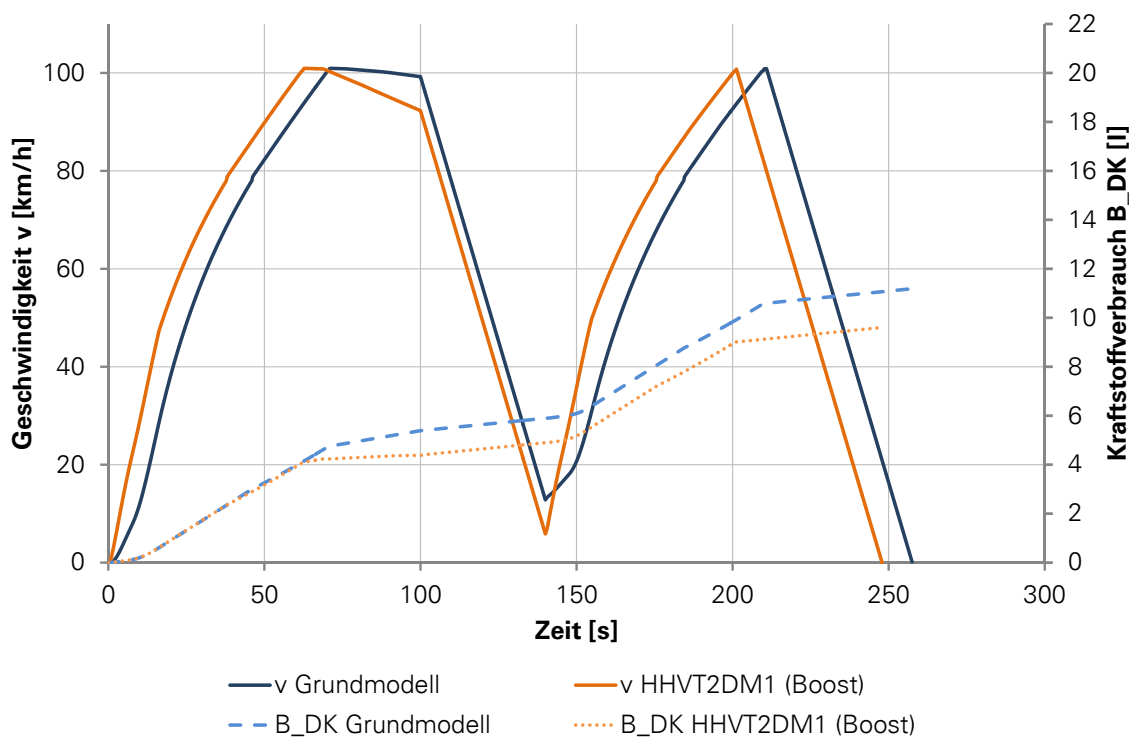


Abbildung 5.5: Effekt der Hybridisierung bei gestörtem Fahrspiel (Beispiel-Fahrzyklus 1)

Tabelle 5.1: Simulationsergebnisse für irreguläre Fahrspiele (HHVT2DM1 bezogen auf konventionelles Referenzfahrzeug)

		<b>Beispiel-Fahrzyklus 1</b>	<b>Beispiel-Fahrzyklus 2</b>
Haltestellenabstand		4,5 km	12,1 km
Kraftstoffeinsparung	Regelbetrieb	26 %	13 %
	Abfahrverspätung	9 %	5 %
	Fahrschaubildstörung	14 %	9 %
Fahrzeitdifferenz	Abfahrverspätung	7 s	6 s
	Fahrschaubildstörung	10 s	10 s

Konfiguration HHVT2DM1 der Fall ist. Bei größeren Abweichungen der Fahrzeugmassen ist zu beachten, dass insbesondere auf Strecken mit hohem Steigungsanteil im Falle des schwereren Fahrzeuges mehr Energie aufgewendet werden muss, um die Geschwindigkeit konstant zu halten. Somit würde sich die Kraftstoffeinsparung im Falle einer gestörten Fahrt weiter reduzieren. Wie aus Abbildung 5.5 ersichtlich ist, kann auch den negativen Auswirkungen eines gestörten Fahrtverlaufes auf den Kraftstoffbedarf und die Fahrzeit mittels Hybridisierung entgegengewirkt werden. Da im Falle des gestörten Fahrspiels je ein zusätzlicher Brems- und Beschleunigungsvorgang eingefügt werden, bei denen eine Energiewandlung im hybriden Zweig stattfindet, kann der energetische Vorteil zugunsten des Hybridfahrzeuges, der sich bei der regulären Beschleunigung zu Beginn des Fahrspiels ergeben hat, weiter ausgebaut werden. Dies ist jedoch nur dann der Fall, wenn Bremsung und erneute Beschleunigung in einem Geschwindigkeitsbereich liegen, in dem beide Antriebszweige arbeitsfähig sind (ggf. muss die Drehzahlbegrenzung der Energiewandler berücksichtigt werden).

In Tabelle 5.1 sind die Simulationsergebnisse für die zwei beispielhaft betrachteten Fahrspiele (basierend auf den in Kapitel 5.1.2 gezeigten) zusammengetragen. Es wird deutlich, dass ein Hybridfahrzeug nicht nur bei regulären Fahrten, sondern auch im Falle von Störungen im Fahrtverlauf energetische (Kraftstoffbezug) und betriebliche (Fahrzeitgewinn) Vorteile gegenüber konventionellen Fahrzeugen aufweisen kann. Das volle Potential zur Kraftstoffeinsparung kann jedoch nur bei ungestörten Fahrtverläufen durch die Verlängerung des Fahrzeugauslaufes erreicht werden.

### 5.1.4 Systemwirkungsgrad

Das Betriebsregime eines Hydrospeichers auf einem Hybridfahrzeug besteht aus einer zyklischen Abfolge von Expansions-, Aufwärm-, Kompressions- und Abkühlvorgängen. Da der Speicher während der Fahrt nicht notwendigerweise bei jedem auftretenden Beschleunigungs- oder Bremsvorgang vollständig ent- bzw. geladen wird, kann der Verlauf der drei Zustandsgrößen des Speicher-gases (Druck, Volumen, Temperatur) eine recht komplexe Form annehmen, wie aus Abbildung 5.6 ersichtlich ist. Der dort dargestellte Verlauf gehört zu einer Abfolge von 3 Fahrspielen, die der Abbildung 5.7 entnommen werden können. Da der Speicherzustand am Anfang und am Ende des betrachteten Ausschnittes einer Fahrt nicht identisch sind, ist der Kurvenzug nicht geschlossen. Um eine Aussage zum Wirkungsgrad des Systems treffen zu können, ist es notwendig, die Fahrtabschnitte bzw. Zeiträume, für die die aufgenommenen und abgegebenen Arbeiten bilanziert werden sollen, so auszuwählen, dass die Zustandsgrößen des Speichers einen geschlossenen Zyklus durchlaufen. In Abbildung 5.7 wurde deshalb der Fahrtverlauf in Abschnitte (a-r) unterteilt, die jeweils einer Änderung des Gaszustandes zugeordnet werden können. Dabei wurde der in Abbildung 5.6 dargestellte Kurvenzug in Teil-Kurven zerlegt und in die p-V-Ebene projiziert. Es zeigt sich, dass im vorliegenden Fall zwei Zyklen zur Bilanzierung der Arbeit/Energie geeignet sind.

Es lassen sich für die betrachteten Vorgänge grundsätzlich drei verschiedene Wirkungsgrade definieren. Zum einen ist dies der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_{hyd}$ , der sich aus dem Verhältnis

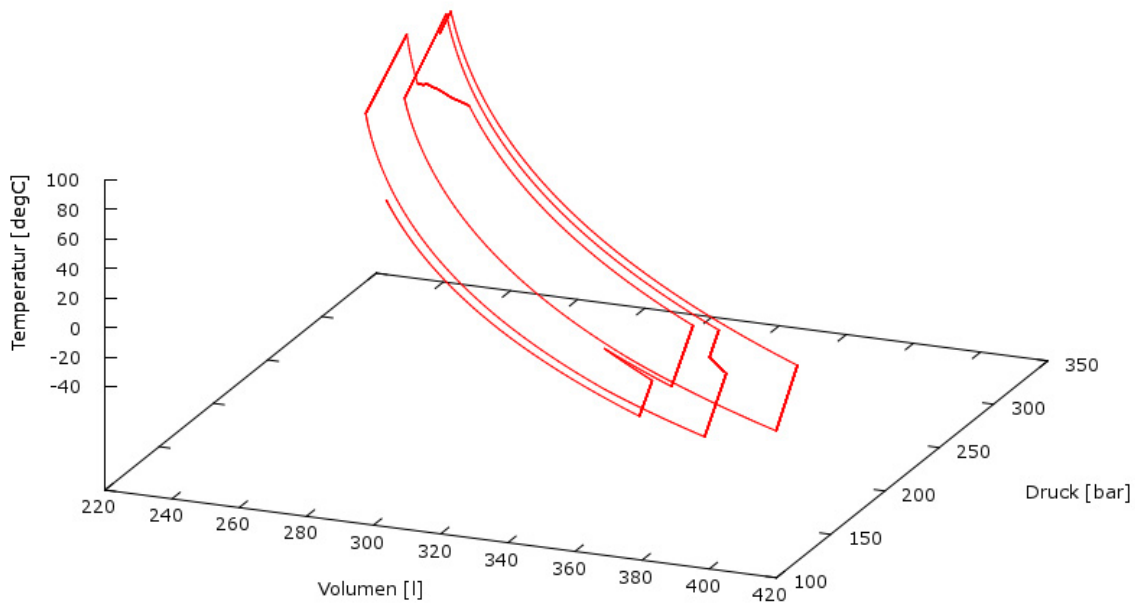


Abbildung 5.6: Zustandsgrößen des Speichergases im dreidimensionalen Zustandsraum

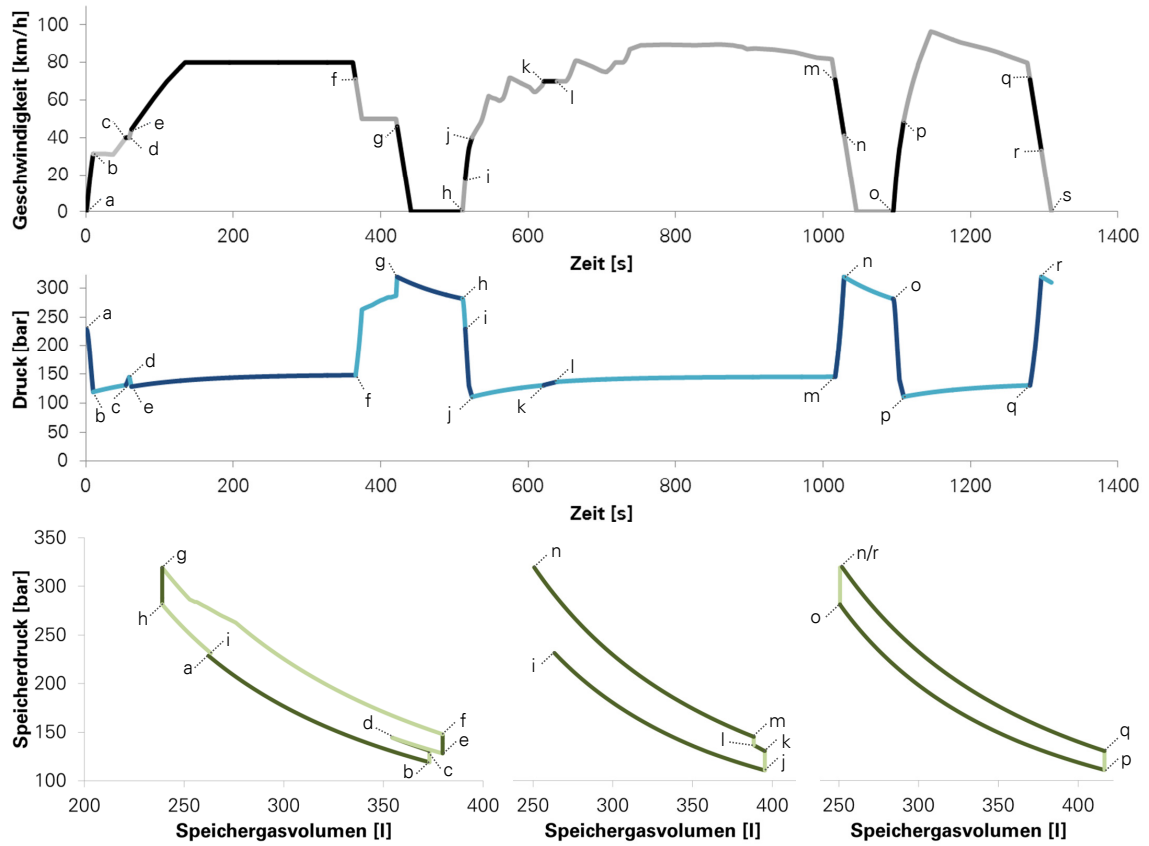


Abbildung 5.7: Fahrtafelbild und Speichergaszustandsgrößen (p,V)

Tabelle 5.2: Wirkungsgradberechnung für die in Abbildung 5.7 aufgeführten Vollzyklen (Hybridvariante: HHVT2DM1, Speicher nicht isoliert)

Zyklus	Zustand		Gas-Zustandsänderung	$W_{\text{mech}}$ [kWh]	$W_{\text{hyd}}$ [kWh]	$\eta_{\text{hyd}}$	Bemerkung	
1	a	b	Expansion	0,83	1,01	0,82	Beschleunigung	
	b	c	Erwärmung	0,00	0,00			
	c	d	Kompression	-0,16	-0,14	0,87	Beharrungsbremmung	
	d	e	Expansion	0,16	0,18	0,87	Beschleunigung	
	e	f	Erwärmung	0,00	0,00			
	f	g	Kompression	-2,75	-1,75	0,64	Verzögerungs-/Beharrungsbremmung	
	g	h	Abkühlung	0,00	0,00			
	h	i	Expansion	0,30	0,35	0,85	Beschleunigung	
	<b>Summe aufgenommene Arbeit</b>				<b>-2,91</b>	<b>-1,89</b>	0,65	
	<b>Summe abgegebene Arbeit</b>				<b>1,28</b>	<b>1,54</b>	0,83	
<b>Speicherwirkungsgrad</b>					<b>0,81</b>			
<b>Rekuperationswirkungsgrad</b>				<b>0,44</b>				
2	n	o	Abkühlung	0,00	0,00		Beschleunigung	
	o	p	Expansion	1,31	1,60	0,82		
	p	q	Erwärmung	0,00	0,00		Beharrungsbremmung	
	q	r	Kompression	-2,24	-1,88	0,84	Beschleunigung	
	<b>Summe aufgenommene Arbeit</b>				<b>-2,24</b>	<b>-1,88</b>	0,84	
	<b>Summe abgegebene Arbeit</b>				<b>1,31</b>	<b>1,60</b>	0,82	
	<b>Speicherwirkungsgrad</b>					<b>0,85</b>		
<b>Rekuperationswirkungsgrad</b>				<b>0,59</b>				

der mechanischen Arbeit  $W_{\text{mech}}$ , die an den Wellen der Hydroaggregate verrichtet wird und der hydraulischen Volumenverschiebearbeit  $W_{\text{hyd}}$  im Speicher ergibt:

$$\eta_{\text{hyd}} = \frac{W_{\text{mech}}}{W_{\text{hyd}}} \text{ (Beschleunigen) bzw. } \eta_{\text{hyd}} = \frac{W_{\text{hyd}}}{W_{\text{mech}}} \text{ (Bremsen)}. \quad (5.1)$$

Des Weiteren ist der Speicherwirkungsgrad  $\eta_{\text{Sp}}$  definiert als Quotient aus der vom Speicher während des Beschleunigungsvorganges verrichteten hydraulischen Verschiebearbeit (Expansionsarbeit) und derjenigen, die während des Bremsvorganges von diesem aufgenommen werden kann (Kompressionsarbeit).

$$\eta_{\text{Sp}} = \frac{W_{\text{hyd, Beschleunigen}}}{W_{\text{hyd, Bremsen}}} \quad (5.2)$$

Schließlich ist noch das Verhältnis aus der mechanischen Energie, die von den Hydroaggregaten beim Bremsen aufgenommen wird  $E_{\text{mech, Br}}$  und der von diesen beim erneuten Beschleunigen abgegebenen Energie  $E_{\text{mech, Beschl}}$  interessant. Der Quotient aus den beiden genannten Energien wird hier als Rekuperationswirkungsgrad  $\eta_{\text{Rek}}$  bezeichnet.

$$\eta_{\text{Rek}} = \frac{E_{\text{mech, Beschl}}}{E_{\text{mech, Br}}} = \frac{W_{\text{mech, Beschl}}}{W_{\text{mech, Br}}} \quad (5.3)$$

Tabelle 5.2 enthält eine Bilanzierung der Arbeiten für die zwei Vollzyklen des Beispiels. Es ist ersichtlich, dass eine pauschale Aussage zum Systemwirkungsgrad problematisch ist, da die betrieblichen Randbedingungen und die Definition der Zyklen eine gewisse Rolle spielen. Im Falle des ersten der beiden betrachteten Zyklen wird aufgrund von kurzzeitigen Lade- und Entladevorgängen (siehe Abbildung 5.7, Zustandsänderung c→e) eine größere Komplexität des Verlaufes der Speicherzustandsgrößen erreicht als beim dem zweiten. Der Speicher wird zudem während einer Verzögerungsbremmung mit anschließender Beharrungsbremmung geladen (siehe Abbildung 5.7, Zustandsänderung f→g). Da bei letzterer lediglich die aus dem Gefälle resultierende Beschleunigungskraft kompensiert werden muss, werden die beteiligten Pumpen lediglich mit Teillast betrieben und weisen damit einen suboptimalen Wirkungsgrad auf. Der hydraulische Gesamtwirkungsgrad für den Ladevorgang beträgt deshalb nur ca. 64 %. Weiterhin ist das Speichergas



im betrachteten Beispiel thermisch nicht isoliert, sodass es zwischen der Kompression (Bremsung) und der anschließenden Expansion (Beschleunigung) zu einer signifikanten Selbstentladung des Speichers (Druckverlust) kommt, die zudem wesentlich von der Dauer der Anhaltebremsung und des folgenden Fahrzeughaltes (im Beispiel: Knotenbahnhof mit 70 s Haltezeit) abhängig ist. Der zweite Zyklus beginnt mit dem thermischen Ausgleichsvorgang des geladenen Speichers (siehe Abbildung 5.7, Zustandsänderung  $n \rightarrow o$ ), dem ein kurzes und einfaches Fahrspiel folgt, bei dem der Speicher während des Beschleunigungsvorganges mit maximaler Pumpenleistung bis auf den minimalen Betriebsdruck entladen und während der Anhaltebremsung bis auf maximalen Betriebsdruck wieder geladen wird. Dabei werden die Hydroaggregate besser ausgenutzt, sodass beim Bremsen ein höherer hydraulischer Wirkungsgrad erzielt wird. Aufgrund der geringeren Zeiten, die für thermische Ausgleichsvorgänge zwischen Speichergas und Umgebung zur Verfügung stehen, kann zudem ein etwas höherer Speicherwirkungsgrad als im ersten Zyklus erzielt werden.

Zusammenfassend kann abgeschätzt werden, dass sich der gesamte Systemwirkungsgrad (Rekuperationswirkungsgrad) zyklusabhängig in einem Bereich von ca. 40-60 % bewegt. Insbesondere im Falle des zweiten Zyklus' liegen die Werte der Einzelwirkungsgrade und des Rekuperationswirkungsgrades etwa im Bereich der in [31] veröffentlichten Ergebnisse aus Prüfstandsversuchen, wobei die im Rahmen dieser Arbeit vorgenommenen Abschätzungen tendenziell etwas konservativer sind.

Während der Simulation wird der Systemwirkungsgrad ermittelt, indem die von den Energiewandlern abgegebene Arbeit zu der von diesen aufgenommenen Arbeit ins Verhältnis gesetzt wird. Dabei wird bei der Simulation von einzelnen oder mehreren Fahrspielen vernachlässigt, dass diese Ermittlung nur dann korrekt ist, wenn der Speicherzustand am Ende und am Anfang der Simulation identisch sind. Bei der Streckensimulation wird dieser Umstand jedoch berücksichtigt (siehe Kapitel 5.3).

Der Wirkungsgrad kann durch eine thermische Isolierung des Speichers, die Konfiguration der Übertragungsstrecke zwischen Energiewandlern und -speicher (Leitungslänge, Art und Anzahl der Ventile, Filter, Anschlüsse, Verzweigungen etc.) sowie der Ansteuerung der Energiewandler (siehe Kapitel 5.1.5) erreicht werden. Die erstgenannte Maßnahme führt zur Reduzierung der thermischen Energieströme zwischen Speichergas und Umgebungsluft, wodurch der Speicherwirkungsgrad deutlich erhöht werden kann. Betrachtet man den Verlauf der Zustandsgrößen, so schlägt sich eine Isolierung des Speichers in einem veränderten Niveau der Speichergastemperatur und in einer höheren Ausnutzung des Speicherhubvolumens nieder (siehe Abbildung 5.8). Im Falle des zweiten Zyklus' in Abbildung 5.7 könnte der Speicherwirkungsgrad somit von ca. 85 % auf Werte deutlich über 90 % verschoben und damit der Rekuperationswirkungsgrad auf über 60 % erhöht werden.

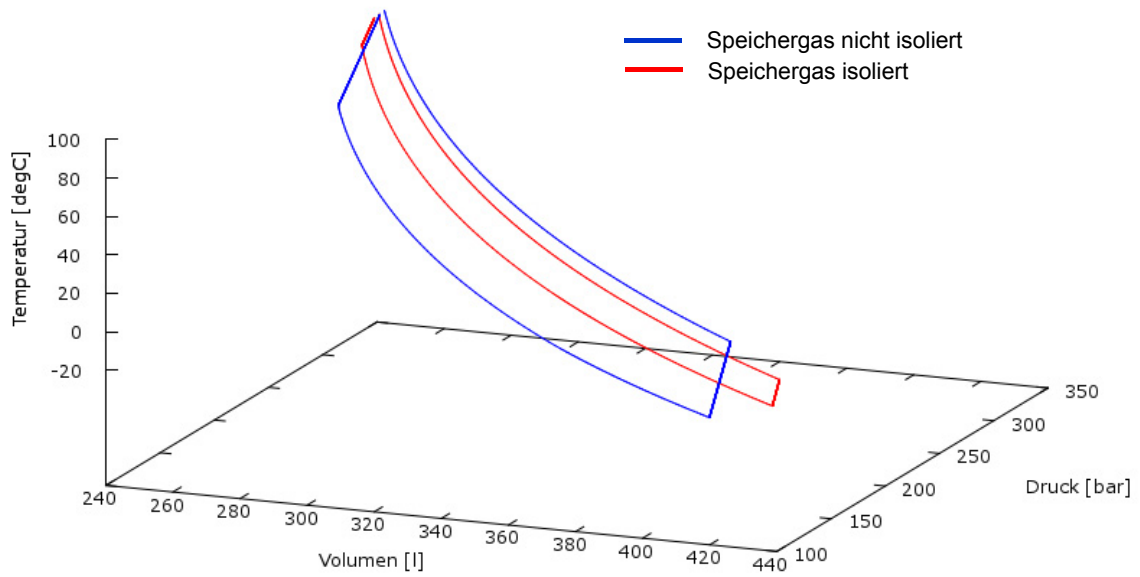


Abbildung 5.8: Zyklus 2 (siehe Tabelle 5.2 bzw. Abbildung 5.7) für thermisch isoliertes vs. nicht isoliertes Speichergas

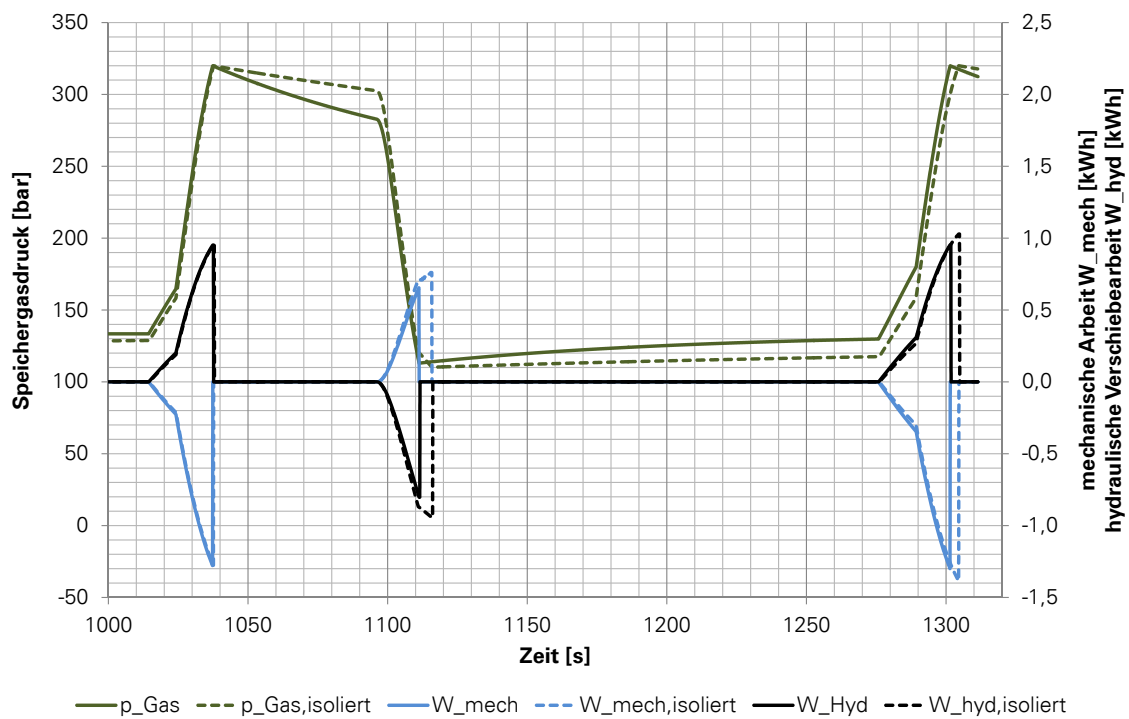


Abbildung 5.9: Effekt der Speicherisolierung

## 5.1.5 Gruppen- vs. Einzelsteuerung der Hydroaggregate

Wie in Kapitel 5.1.4 beschrieben, arbeiten die Hydroaggregate im Falle von Fahrzeugbremsungen lediglich im Teillastbereich. Dabei sinkt der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad dieser Geräte signifikant ab, sodass sich der Systemwirkungsgrad insgesamt verschlechtert. Es ist daher naheliegend, die Ansteuerung der Energiewandler so abzuwandeln, dass die Aggregate in Abhängigkeit der Bremskraftanforderung selektiv zugeschaltet werden. Abbildung 5.10 stellt für ein

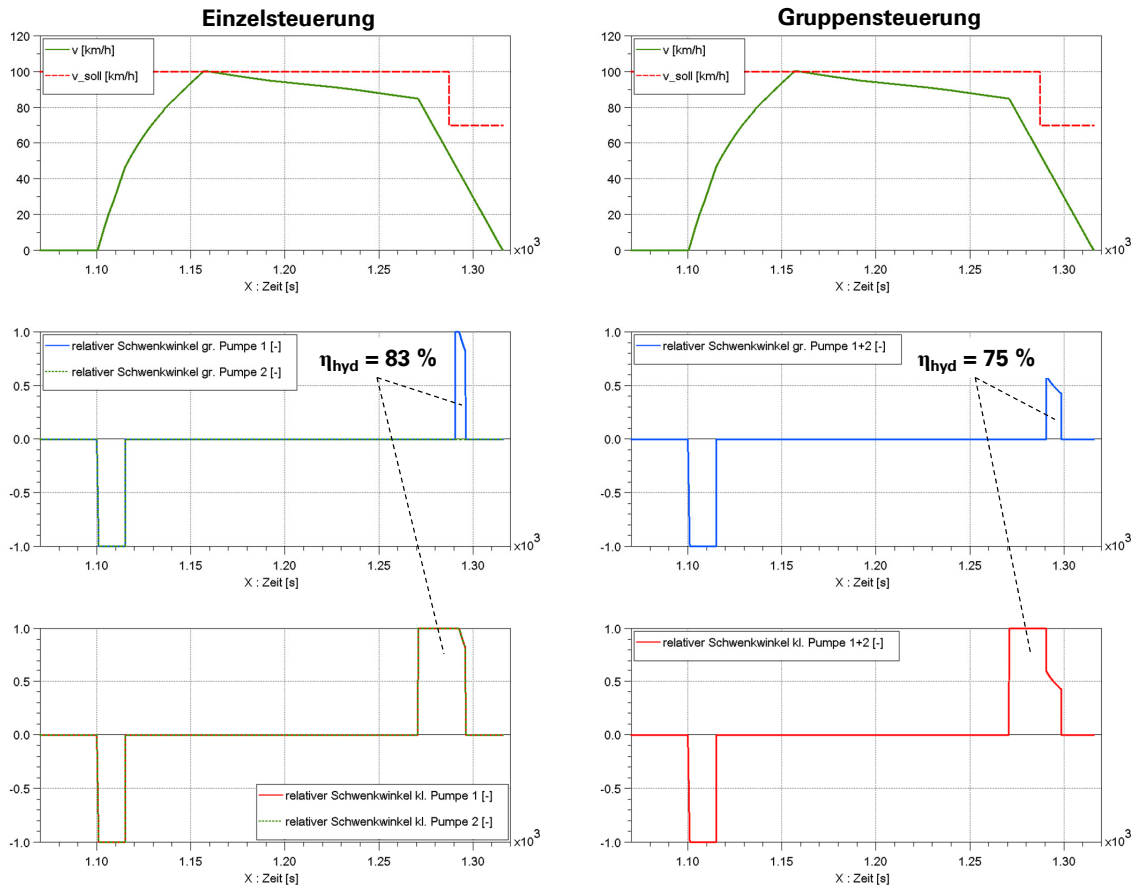


Abbildung 5.10: Gegenüberstellung von Einzel- und Gruppensteuerung der Hydroaggregate

Fahrspiel beispielhaft die Auswirkungen von Einzel- und Gruppensteuerung einander gegenüber. Es wird deutlich, dass während der Bremsung im Falle der Einzelsteuerung lediglich 3 statt 4 Aggregate aktiv sind und diese deshalb mit einer anderen Belastung betrieben werden können. Dadurch kann der relative Schwenkwinkel der Schrägscheibenmaschinen während der Bremsung vergrößert und die Pumpen besser ausgenutzt werden. Es stellt sich dadurch ein bedeutend günstigerer Wirkungsgrad (83 % gegenüber 75 %) ein.

Während des Beschleunigungsvorganges sind unverändert alle Aggregate mit maximaler Leistung eingeschaltet, um eine möglichst zügige Beschleunigung des Fahrzeuges und damit in Verbindung mit dem Fahrzeugauslauf eine maximale Kraftstoffverbrauchsreduktion zu erzielen (siehe Kapitel 5.1.2). Hinsichtlich des hydraulischen Wirkungsgrades beim *Beschleunigen* besteht deshalb kein Unterschied.

Bezüglich des Kraftstoffverbrauches zeigten die Simulationen im Vergleich der beiden Ansteuerungsarten keine wesentlichen Abweichungen. Da bei den Bremsvorgängen zudem aufgrund der Diskrepanz von kinetischer Energie des Fahrzeuges und nominalem Energieinhalt der Speicher ein Überangebot an Energie besteht, ist eine Implementierung der Einzelsteuerung der Energiewandler vor allem dann von Interesse, wenn die Erwärmung der Komponenten des hydrostatischen Antriebszweiges als kritisch eingestuft wird. Auf den Grad der Ausnutzung des zulässigen Bereiches des Speicherdrucks hat die separate oder gemeinschaftliche Ansteuerung der

Hydroaggregate also keinen Einfluss. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb auf eine weitere Unterscheidung der beiden Ansteuerungsarten verzichtet und mit einer Pumpeneinzelsteuerung konfigurierten Simulationsmodellen gerechnet.

### 5.1.6 Simulation hydraulischer Hybridkonfigurationen

Die in Kapitel 4.7 definierten Hybridkonfigurationen unterscheiden sich vor allem hinsichtlich der Anzahl und Leistungsfähigkeit der hydraulischen Energiewandler sowie des Energieinhaltes der Speicher. Im Folgenden sollen zunächst anhand einer speziellen Hybridkonfiguration (HHVT2DM1) die simulierten Verläufe der fahrdynamisch und energetisch relevanten Größen gezeigt und anschließend das Verhalten verschiedener Hybridkonfiguration anhand ausgewählter Fahrspiele gegenübergestellt werden.

Um zu verdeutlichen, wie sich die verschiedenen Antriebskomponenten bei unterschiedlichen Fahrzuständen und streckenseitigen Randbedingungen verhalten, wurden in den Abbildungen 5.11 bis 5.13 die Verläufe diverser relevanter Größen über der Zeit für drei Fahrspiele unterschiedlicher Länge und Komplexität dargestellt. Die Verläufe gelten für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 („Neubaufahrzeug“). Das dargestellte Neigungsprofil (Abbildung 5.11; Graph mit der Bezeichnung „i“) lässt darauf schließen, dass es sich in dem betrachteten Beispiel um eine Flachlandstrecke handelt. Abbildung 5.12 zeigt, dass der effektiv ausgenutzte Kraftschluss („tau\_eff“) trotz der Überlagerung der maximalen Drehmomente beider Antriebszweige (Boost-Modus) keinen größeren Wert als 0,22 annimmt. Damit ist eine für den Nahverkehrsbetrieb (häufige Anfahrten, hohe Zugfolgedichte) wünschenswerte hohe →Anfahrsicherheit gegeben, die sich weiter verbessert, wenn die Ausführung des Hybridfahrzeuges so gewählt wird, dass der alternative Antriebszweig auf die bei dem konventionellen Fahrzeug nicht angetriebenen Radsätze wirkt (siehe Kapitel 2.6.1). Auch beim regenerativen Bremsen wird der Kraftschluss nur in dem für Bremsvorgänge üblichen Bereich von  $\tau = 0,12 \dots 0,15$  ausgenutzt. Die Abbildungen 5.14 bis

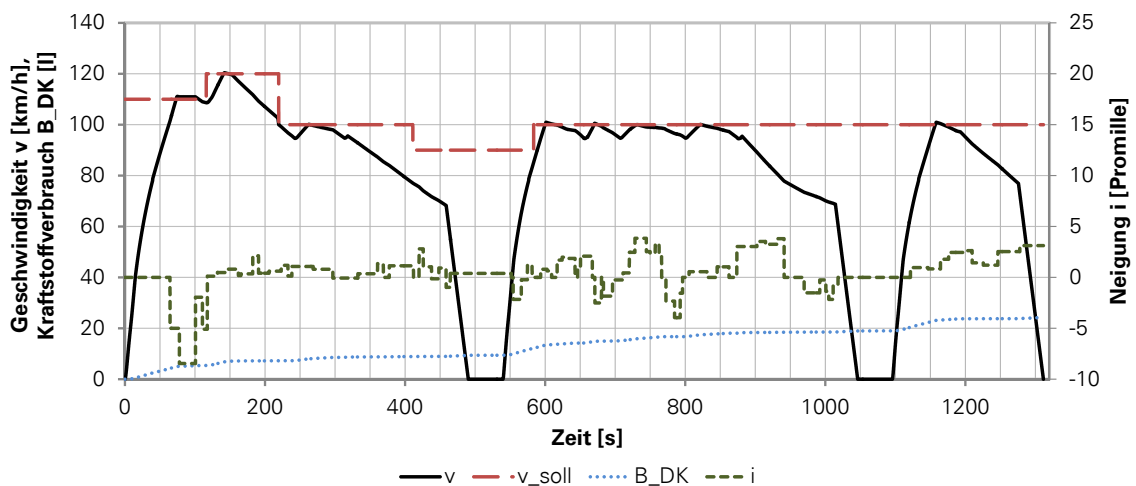


Abbildung 5.11: Geschwindigkeitsprofil, Neigung (i) und Kraftstoffverbrauch (B\_DK) für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf einer Flachlandstrecke (Auszug)

5.16 zeigen einen Bremsvorgang mit anschließendem Fahrzeugstillstand und erneuter Beschleunigung im Detail. Wie in Kapitel 4.3 ausgeführt, weist das simulierte System zwei unterschiedliche Hydroaggregate auf, die sich hinsichtlich Fördervolumen, maximaler Drehzahl und dem Übersetzungsverhältnis der mechanischen Anbindung unterscheiden. Letzteres wurde so gewählt, dass das kleinere Hydroaggregat über den gesamten Geschwindigkeitsbereich Leistung abgeben bzw. aufnehmen kann, während die größeren Maschinen nur im unteren Geschwindigkeitsbereich (im Beispiel:  $v \leq 50$  km/h) betrieben werden um sicherzustellen, dass die Speicher auch bei Fahrspielen mit geringen Bremsausgangsgeschwindigkeiten gefüllt werden können. Wie aus den

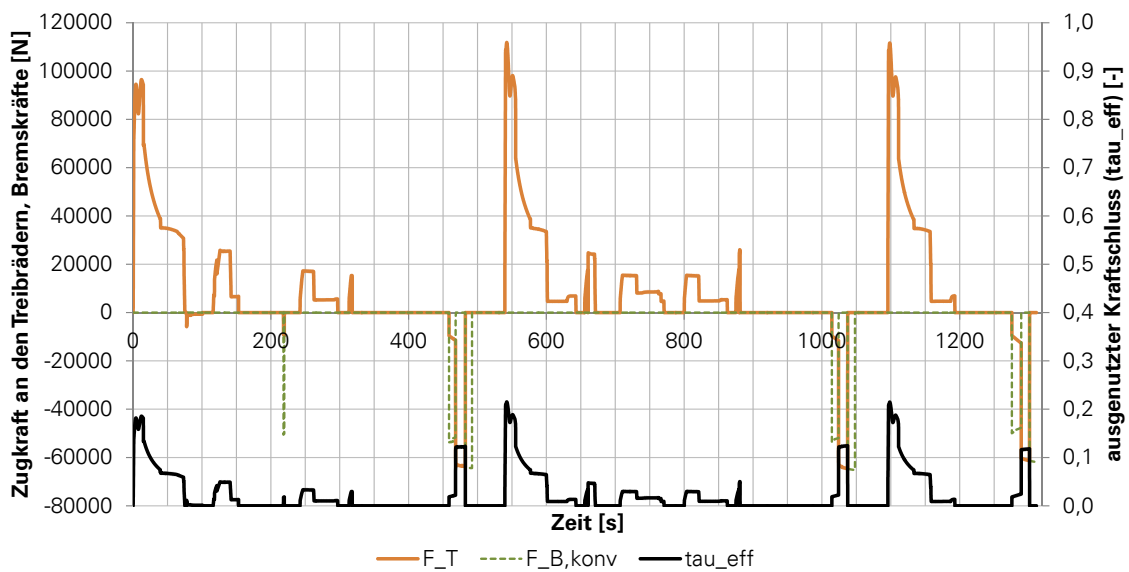


Abbildung 5.12: Verlauf von Traktions- und regenerativer Bremskraft an den Treibrädern ( $F_T$ ), konventioneller Bremskraft ( $F_{B,konv}$ ) und effektiv ausgenutztem Kraftschluss ( $\tau_{eff}$ ) für die in Abb. 5.11 gezeigten Fahrspiele

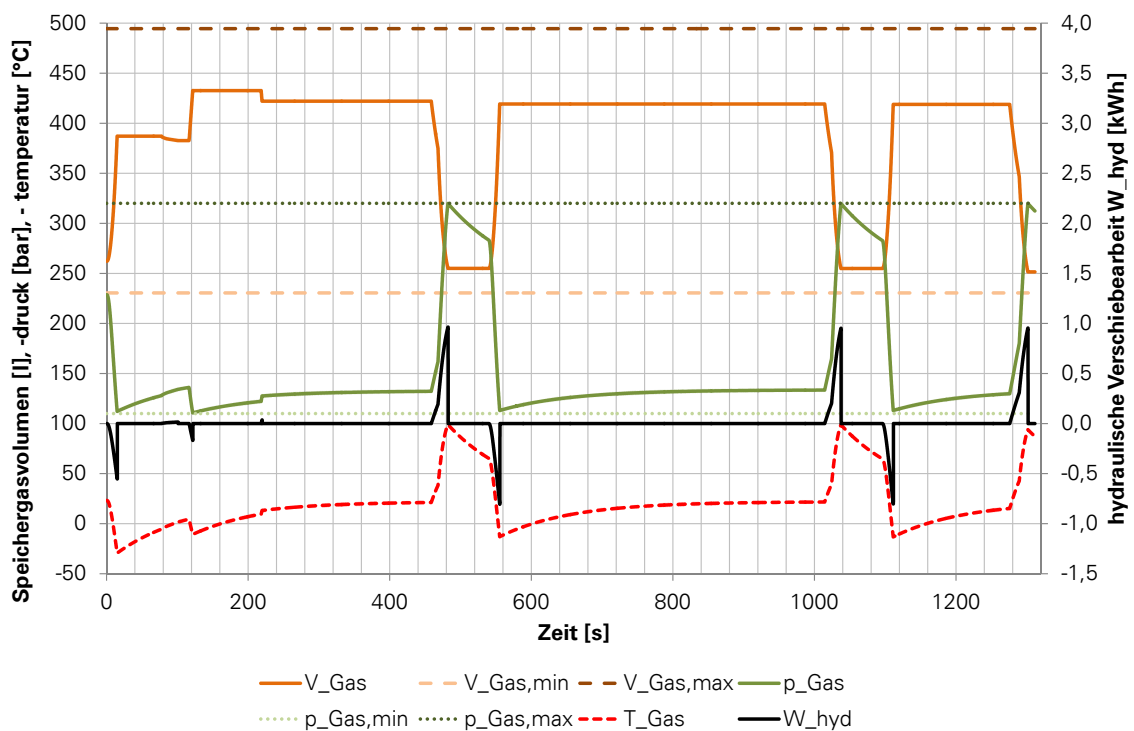


Abbildung 5.13: Verlauf der Zustandsgrößen Volumen ( $V$ ), Druck ( $p$ ) und Temperatur ( $T$ ) des Speichergases sowie der hydraulischen Verschiebearbeit (entspricht der Nutzenergie ( $W_{hyd}$ ) des Hydropspeichers) für die in Abb. 5.11 gezeigten Fahrspiele (Gesamtfahrzeug: Verdopplung der Arbeit/Energie)

Abbildungen 5.15 bzw. 5.16 hervorgeht, setzt bei Beginn der Bremsung zunächst die kleinere Pumpe mit geringer Bremsleistung ein, sodass mit den konventionellen Bremsen (mechanische Reibungsbremse und/oder hydrodynamischer Retarder) zugebremst werden muss, um die geforderte Bremsverzögerung zu erreichen. Der jeweilige Verlauf von Druck und Temperatur des Speichergases weist infolge der Kompression aufgrund des vergleichsweise geringen Fördervolumens der Pumpe (siehe Tabelle 4.4) einen geringen Anstieg auf. Dies ändert sich, sobald die größeren Pumpen nach Unterschreiten ihrer maximal zulässigen Betriebsdrehzahl zugeschaltet werden können. Innerhalb eines Zeitraumes von ca. 12 Sekunden, während die Geschwindigkeit um ca. 26 km/h reduziert wird, werden die Speicher rasch gefüllt. Dabei kommt es zu einem deutlichen Anstieg der Gastemperatur, sodass der maximale Druck von 320 bar erreicht wird, bevor das gesamte Hubvolumen des Kolbenspeichers ausgenutzt wird. Während des Zeitraumes, da alle Hydraulikpumpen an der Abbremsung des Fahrzeuges beteiligt sind, übernehmen diese allein die Bremskrafterzeugung, während die konventionellen Bremsen gelöst werden können. Es ist demnach bei einem realen Fahrzeug ein Blending-System zu entwickeln, das bei den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Modellen nur ansatzweise und idealisiert dargestellt wird. Da in dem Geschwindigkeitsbereich  $\leq 50$  km/h damit zu rechnen ist, dass die Retarderbremskraft aufgrund dessen spezifischer geschwindigkeitsabhängiger Bremskraftcharakteristik stark abfällt, müsste also das Zusammenspiel von pneumatischer Scheibenbremse und regenerativer Bremse inklusive der Implikationen, die sich ggf. aus der Trägheit des pneumatischen Bremssystems ergeben, genauer betrachtet werden.

Betrachtet man den Verlauf der Temperatur und des Druckes des Speichergases, so fällt auf, dass beide Zustandsgrößen während des Fahrzeughaltes nahezu linear mit der Zeit absinken. Bei der Kompression des Gases während des Bremsvorganges entsteht bezüglich der Speicherumgebung eine Übertemperatur, die einen Wärmestrom vom Speicher an dessen Umgebung treibt und somit die Ursache dafür darstellt, dass sich der Speicher während des Fahrzeugstillstands teilweise selbst entlädt. Dieser Vorgang kann durch eine thermische Isolation von Kolbenspeicher und Nachschaltflaschen verlangsamt werden, wie Abbildung 5.9 zeigt.

In Abbildung 5.17 wird der Geschwindigkeitsverlauf sowie die verrichtete mechanische bzw.

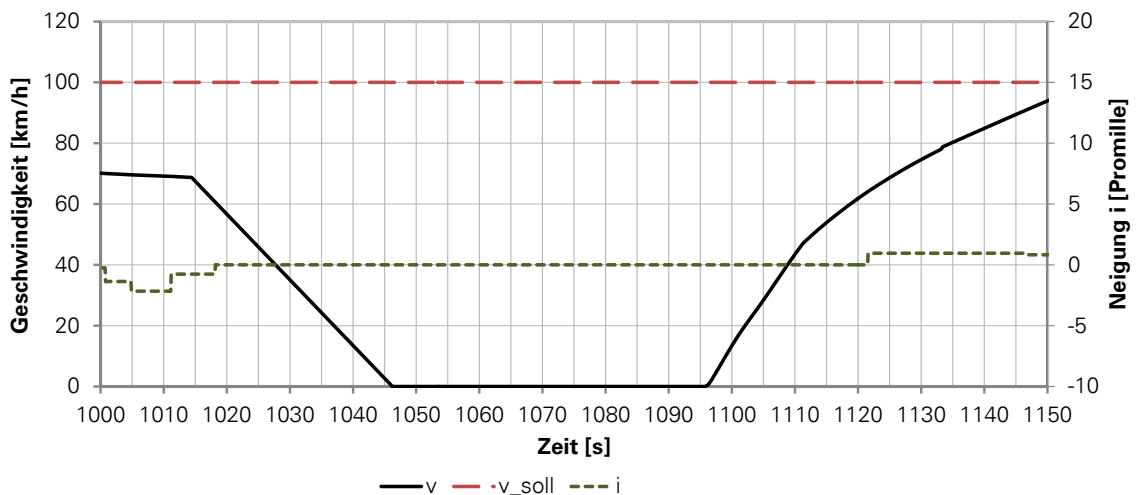


Abbildung 5.14: Bremsung aus 70 km/h und Beschleunigung nach anschließendem Fahrzeughalt (HHVT2DM1)

hydraulische Arbeit und der Kraftstoffverbrauch für die unterschiedlichen hydraulischen Hybridvarianten für ein einfaches Fahrspiel dargestellt. Der Bremsvorgang des vorangegangenen sowie der Beschleunigungsvorgang des nachfolgenden Fahrspiels sind ebenfalls abgebildet, damit der Energiefluss im hydrostatischen Antriebszweig besser nachvollzogen werden kann. Um die Kraftstoffverbräuche je Fahrspiel untereinander besser vergleichen zu können, werden diese nach erfolgtem Fahrzeughalt jeweils auf den Wert „Null“ zurückgesetzt.

Aus Abbildung 5.17 ist ersichtlich, dass sich das einmotorige Fahrzeug mit großen Druckspeichern

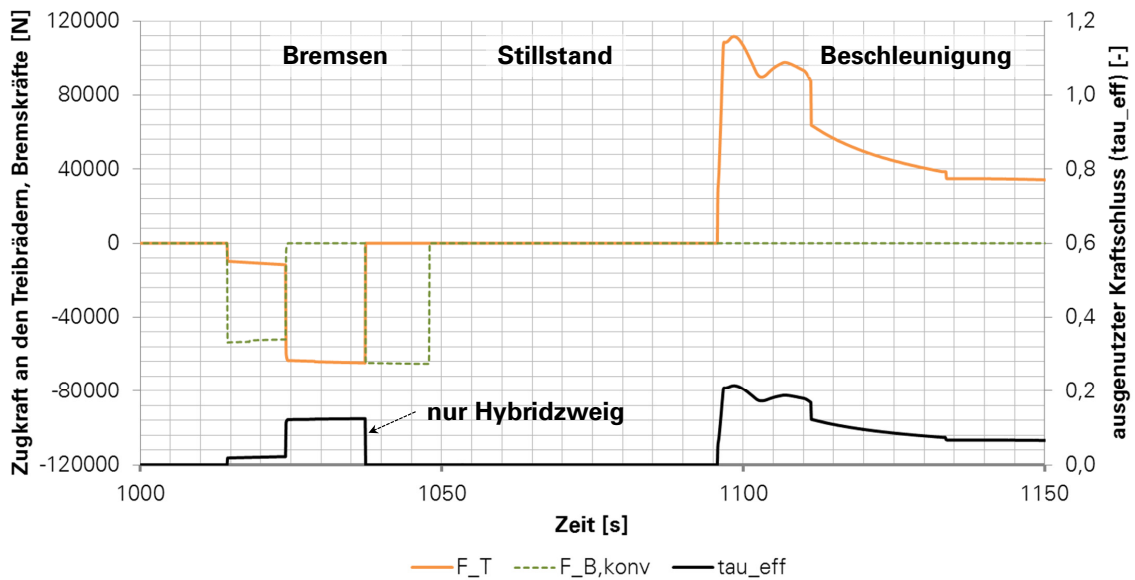


Abbildung 5.15: Kräfte und Kraftschluss beim Beschleunigen und Bremsen (HHVT2DM1), gemäß dem in Abb. 5.14 dargestellten Geschwindigkeitsverlauf

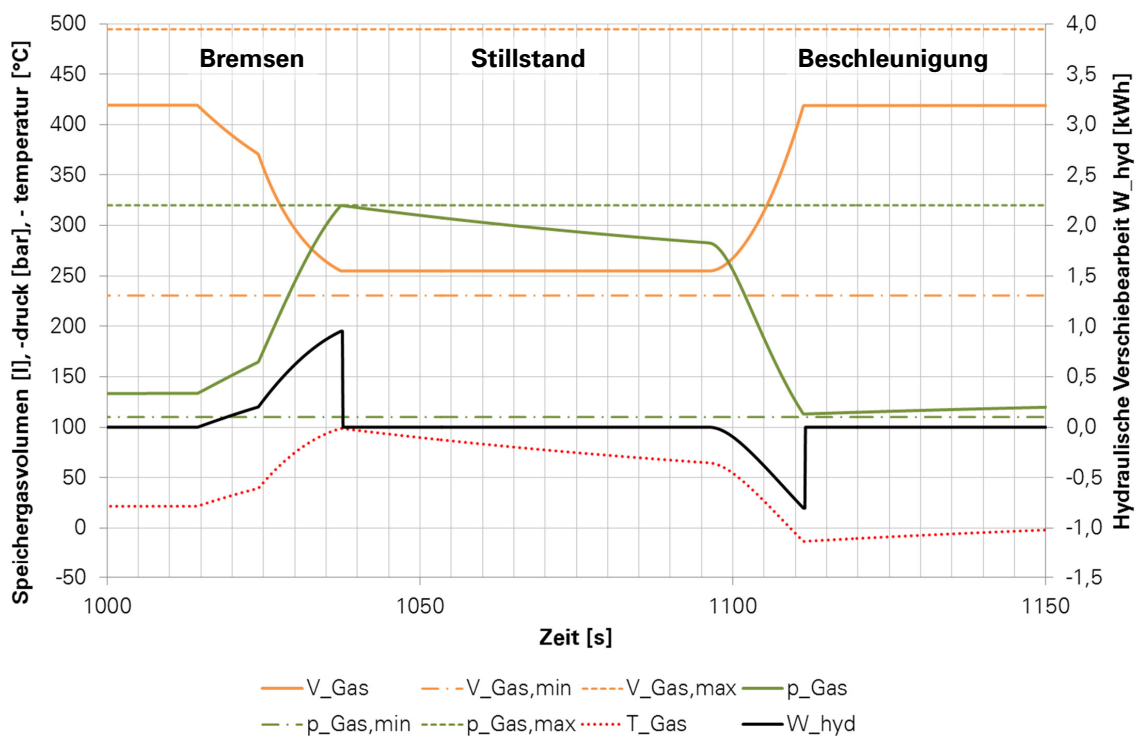


Abbildung 5.16: Verlauf der Speicherzustandsgrößen bei Bremsung, Stillstand und Beschleunigung (HHVT2DM1), gemäß dem in Abb. 5.14 dargestellten Geschwindigkeitsverlauf

und hoher hydraulischer Kurzzeitleistung (HHVT1DM) hinsichtlich seiner fahrdynamischen Eigenschaften am stärksten von den übrigen unterscheidet. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass nach dem Wegfall der durch den hydrostatischen Zweig eingespeisten Leistung nur noch diejenige *einer* konventionellen dieselhydraulischen Antriebsanlage bei einer ähnlichen Fahrzeugmasse zur Verfügung steht. Dadurch kommt es zu einer starken Verlängerung des Beschleunigungsvorganges, wobei der ursprüngliche Verbrauchsvorteil durch den Betrieb nur noch einer Motorenanlage verloren geht. Am Ende des Fahrspiels liegt der Kraftstoffverbrauch auf einem ähnlichen Niveau wie bei der Hybridvariante mit der geringsten hydrostatischen Zusatzleistung und den kleinsten Druckspeichern (HHVT2DM0).

Die größte Kraftstoffeinsparung ergibt sich für das Fahrzeug, bei dem die Hybridisierung mit der Installation neuer Motoren einhergeht (HHVT2DMRM), die im Vergleich zum Referenzfahrzeug eine verringerte Traktionsleistung aufweisen. Es zeigt sich ferner, dass die Hybridvarianten HHVT2DM0 und HHVT2DMRM hinsichtlich ihrer fahrdynamischen Eigenschaften auf Flachlandstrecken als nahezu äquivalent zu betrachten sind (siehe Geschwindigkeitsverlauf in Abbildung 5.17). Sowohl der geringere spezifische Verbrauch der neueren Motoren als auch die größere Leistung der hydrostatischen Energiewandler in Verbindung mit dem größeren Energieinhalt der Druckspeicher tragen im Falle der Konfiguration HHVT2DMRM zu dem signifikant geringeren Kraftstoffverbrauch bei. Allerdings überlagern sich die Effekte von Remotorisierung und Hybridisierung, sodass eine isolierte Betrachtung der Auswirkungen letzterer nicht möglich ist.



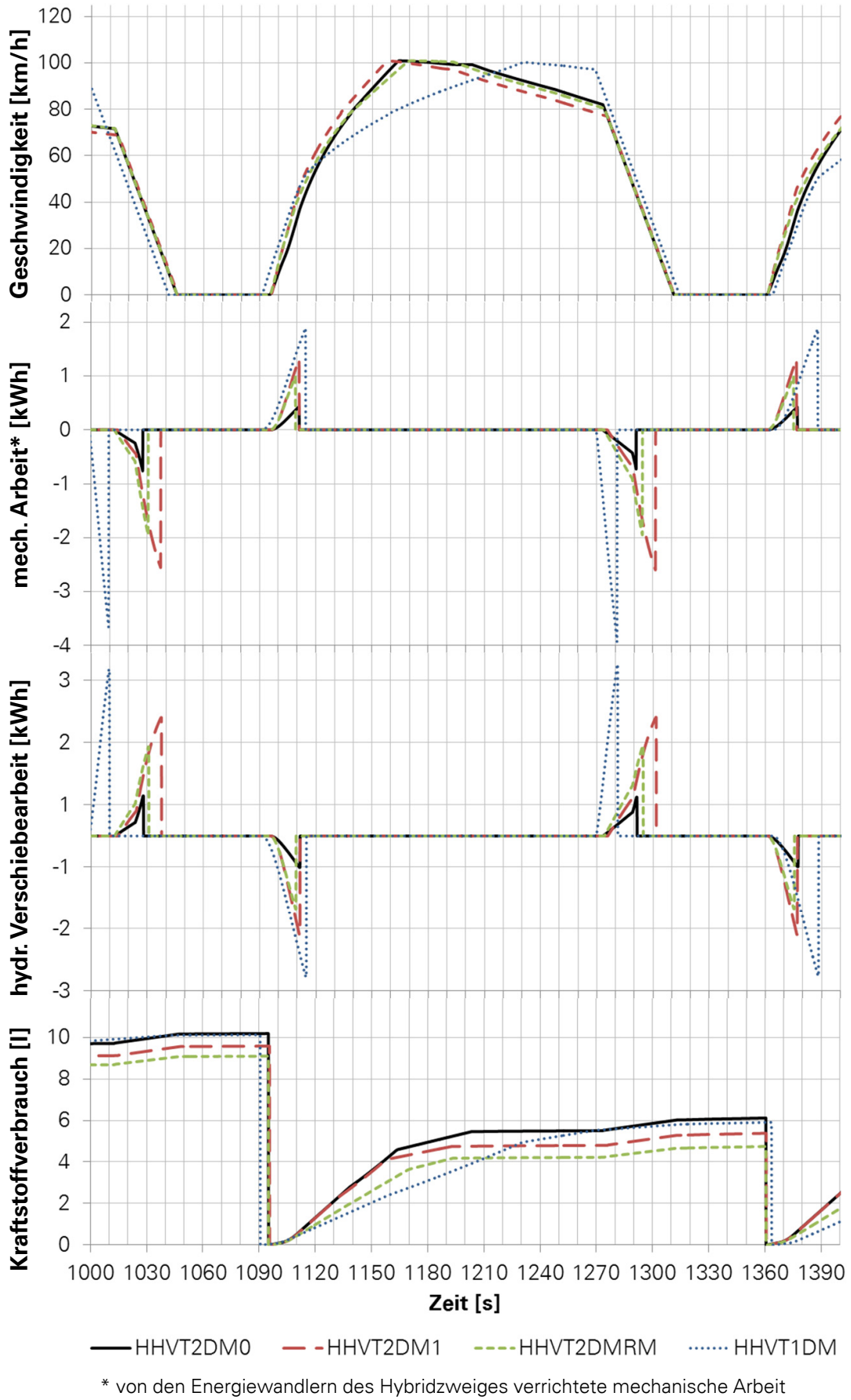


Abbildung 5.17: Gegenüberstellung der simulierten Fahrspiele für die unterschiedlichen hydraulischen Hybridvarianten

## 5.1.7 Kraftschlussausnutzung

Bei der Überlagerung der Drehmomente von konventionellem und hybridem Antriebsstrang werden während des Anfahrvorganges insbesondere im Boostbetrieb höhere Zugkräfte erzeugt als beim Referenzfahrzeug. Dabei stellt der zwischen Rad und Schiene verfügbare Kraftschluss eine physikalische Grenze dar, die die maximal erreichbare Beschleunigung während des Anfahrvorganges determiniert. Moderne Lokomotiven weisen heute eine hohe Kraftschlussausnutzung im Bereich von  $\tau=0,33-0,40$  auf (siehe [185] u.a.). Für Nahverkehrsfahrzeuge sind allerdings geringere Werte im Bereich  $\tau=0,20-0,30$  anzusetzen (siehe [11]), da eine zügige Fahrzeugbeschleunigung auch bei ungünstigen Kraftschlussbedingungen gewährleistet werden soll.

Bei Bremsungen darf die Kraftschlussausnutzung aus Sicherheitsgründen generell lediglich  $\tau=0,12-0,15$  betragen (siehe u.a. [189]).

Bei der Anfahrt des Hybridfahrzeuges kommt es in dem Falle, dass für das Anschlussgetriebe

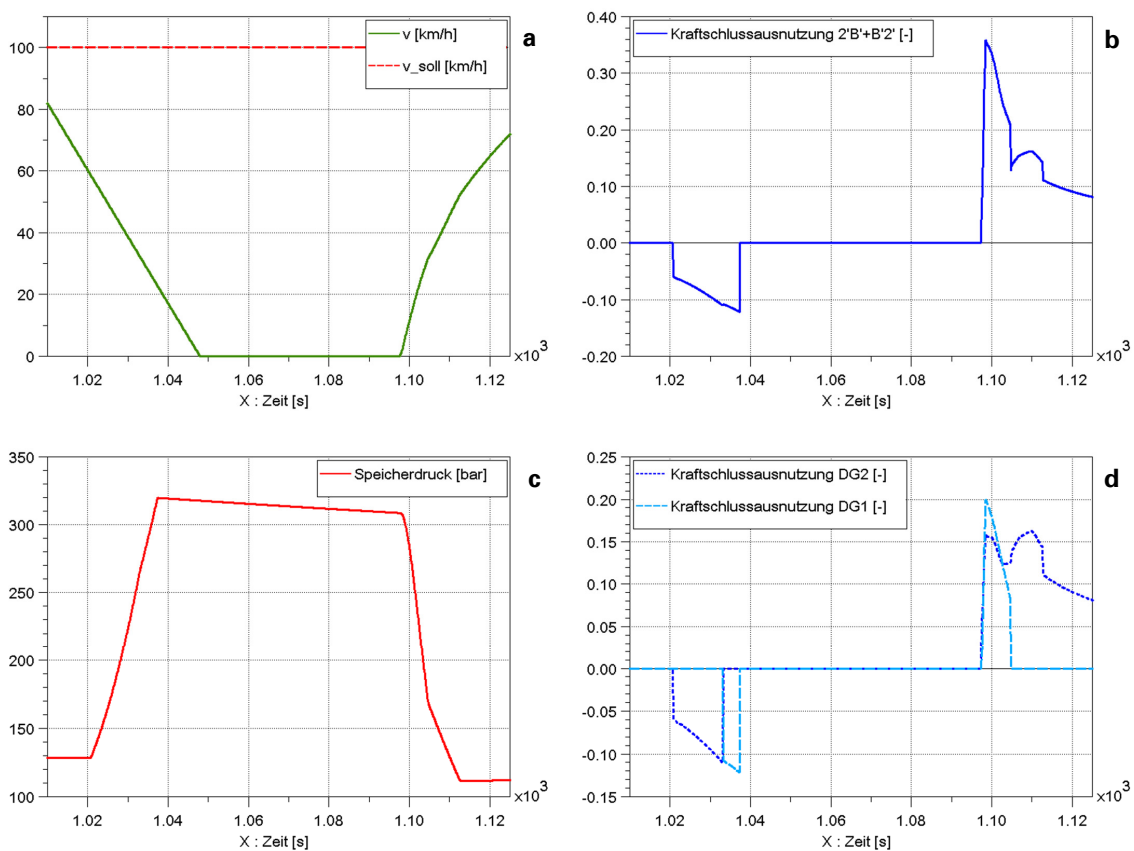


Abbildung 5.18: Kraftschlussausnutzung bei einem Übersetzungsverhältnis der Anschlussgetriebe des Hybridzweiges von  $i=3$  (HHVT2DM1)

des Hybridzweiges eine hohe Übersetzung gewählt wurde, zu einer kurzzeitigen Kraftschlussausnutzung von ca.  $\tau=0,36$  (siehe Abbildung 5.18b), wenn hinsichtlich der Aufteilung von angetriebenen und nicht angetriebenen Radsätzen keine Veränderung bezüglich des Referenzfahrzeuges ( $2'B+B'2'$ ) vorgenommen wird. Würden die nicht angetriebenen Radsätze bei der Hybridisierung mit einbezogen, ergäbe sich in Abhängigkeit des betrachteten Drehgestells (DG) ein Verlauf des ausgenutzten Kraftschlusses gemäß Abbildung 5.18d. Dieser ist als unkritisch einzustufen.

Daraus lässt sich einerseits die Erkenntnis ableiten, dass das Übersetzungsverhältnis der Anschlussgetriebe für die hydrostatischen Energiewandler beider Baugrößen ( $i_{Hyb,gr}$  bzw.  $i_{Hyb,kl}$ ) bis zu einem Wert von 3 gesteigert werden kann, sofern es konstruktiv keine Einschränkungen gibt. Ferner zeigt eine Parametervariation, dass Antriebskonfigurationen mit Übersetzungsverhältnissen bis maximal 2 hinsichtlich des ausgenutzten Kraftschlusses in einem akzeptablen Bereich

liegen. Deshalb sollte erwogen werden, den Fahrzeugantrieb auf alle verfügbaren Radsätze auszuweiten, wenn die mit der weiteren Erhöhung des Übersetzungsverhältnisses einhergehenden zusätzlichen Kraftstoffeinsparungen dies ökonomisch gerechtfertigt erscheinen lassen (siehe Abschnitt 5.2).

### 5.1.8 Untersuchung von Fahrspielen mit Beharrungsbremungen

Auf Strecken mit längeren Gefälleabschnitten, die eine Überkompensation des Fahrzeugwiderstandes durch die Hangabtriebskraft zur Folge haben, besteht prinzipiell die Möglichkeit, auch während der Beharrungsbremungen Energie zurück zu gewinnen. Dafür muss die zur Beharrung erforderliche Bremskraft ganz oder teilweise von den Hydroaggregaten erzeugt werden. Dies ist im Allgemeinen hinsichtlich der auftretenden Bremsleistungen problemlos möglich, da diese bei den in Deutschland üblichen Gefällen (<30%) die Werte der bei Betriebsbremsungen zur Fahrzeugverzögerung erforderlichen Bremsleistungen nicht überschreiten. Aufgrund der Übernahme der Bremskraftenerzeugung durch den Hybridzweig bei Beharrungsbremungen ergeben sich zwei Potentiale zur Kraftstoffeinsparung. Das erste liegt darin begründet, dass die während des Bremsvorganges rekuperierte Energie für weitere Beschleunigungsvorgänge innerhalb des Fahrspieles zur Verfügung steht. Dafür müssen Geschwindigkeits- und Neigungsprofil der Strecke eine entsprechende Ausprägung aufweisen. Konkret heißt dies, dass die hinter dem Beharrungsbremabschnitt liegenden Streckenteile mit erhöhter Regelgeschwindigkeit ausreichend lang sein müssen und nicht im Bereich starker Gefälle liegen sollten, da andernfalls die Steuerlogik zum energiesparenden Fahren eingreifen kann und eine Beschleunigung auf eine nur für kurze Abschnitte erhöhte Regelgeschwindigkeit verhindert oder ein Aufschalten der Zugkraft unterdrückt wird, um das Fahrzeug allein mit der Hangabtriebskraft zu beschleunigen (siehe Abschnitt 3.4.2). In beiden Fällen erübrigt sich ein Energiebezug aus dem Energiespeicher.

Das zweite Einsparpotential resultiert aus der Tatsache, dass bei dem konventionellen Fahrzeug die Erzeugung der Bremskräfte während der Beharrungsbremung in der Regel durch den hydrodynamischen Retarder übernommen wird, da der Verschleiß der mechanischen Reibungsbremsen reduziert werden soll. Das Einschalten des Retarders ist mit einer Erhöhung der Dieselmotordrehzahl verbunden, da der Leistungsbedarf der Kühlanlage zur Rückkühlung des im Retarder erhitzten Öls gedeckt werden muss. Im Falle, dass allein mittels der hydrostatischen Energiewandler gebremst wird, kann das Betriebsregime des Dieselmotors entsprechend angepasst und die Leerlaufdrehzahl wie bei einem Ausrollvorgang beibehalten werden. Die Frage, inwieweit das Öl des hydrostatischen Kreislaufes sich durch Betreiben der Hydroaggregate im Teillastbereich durch den damit verbundenen Wirkungsgradabfall so stark erhitzt, dass Hilfsenergie zum Rückkühlen benötigt wird, bedarf einer genaueren Untersuchung, die durch das hier beschriebene Simulationsmodell nicht geleistet werden kann. Es zeigt sich jedoch auch hier tendenziell der Vorteil der in Kapitel 5.1.5 ausgeführten Einzelansteuerung der Hydroaggregate mit der damit verbundenen Erhöhung des hydraulischen Wirkungsgrades. Für eine qualitative Abschätzung der Unterschiede zwischen Retarder- und hydrostatischen Beharrungsbremungen muss berücksichtigt werden, dass sich einerseits die eingebrachte Wärmemenge in beiden Fällen deutlich unterscheidet (Retarder: Wärmeleistung  $\approx$  Bremsleistung, hydrostatische Rekuperation: Wärmeleistung  $\approx$  Verlustleistung der Aggregate). Andererseits ist auch das Ölvolumen, dem während des Bremsvorganges Wärme zugeführt wird, je nach Hybridkonfiguration bei der hydrostatischen Ausrüstung (z.B. HHVT1DM: 265 l) um ein Vielfaches größer als bei einem hydrodynamischen Getriebe (T312br: 105 l [183]), woraus eine größere Wärmekapazität der hydrostatischen Kreisläufe resultiert. Die vorstehend aufgeführten Tatsachen lassen deshalb eine geringere Temperaturerhöhung im Falle der hydrostatischen Beharrungsbremungen vermuten.

Abbildung 5.19 zeigt beispielhaft ein Fahrspiel mit mehreren Beharrungsbremabschnitten. Dabei werden die Ergebnisse zweier Simulationen einander gegenübergestellt, bei denen in einem Fall auf die Rekuperation bei Beharrungsbremungen verzichtet wurde („Sim 1“) während im anderen Fall von dieser Option Gebrauch gemacht wurde („Sim 2“). Es ist ersichtlich, dass in dem dargestellten Fahrspiel keine Verwertung der während der Fahrt gespeicherten Energie erfolgt, da die energiesparende Fahrweise zur Anwendung kommt und die nominell zur Verfügung stehenden Geschwindigkeitsspitzen nicht ausgefahren werden. Am Ende des Fahrspieles liegt ein

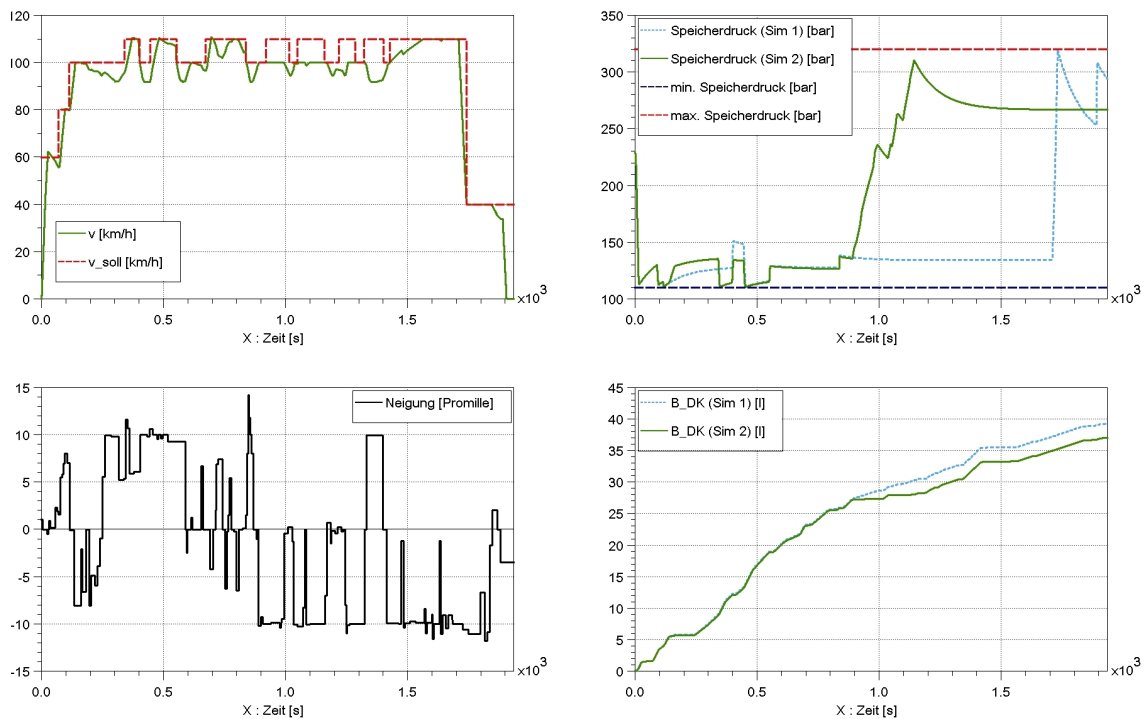


Abbildung 5.19: Fahrspiel mit Beharrungsbremsabschnitten („Sim 1“ - keine regenerative Beharrungsbremung zugelassen, „Sim 2“ - regenerative Beharrungsbremung zugelassen)

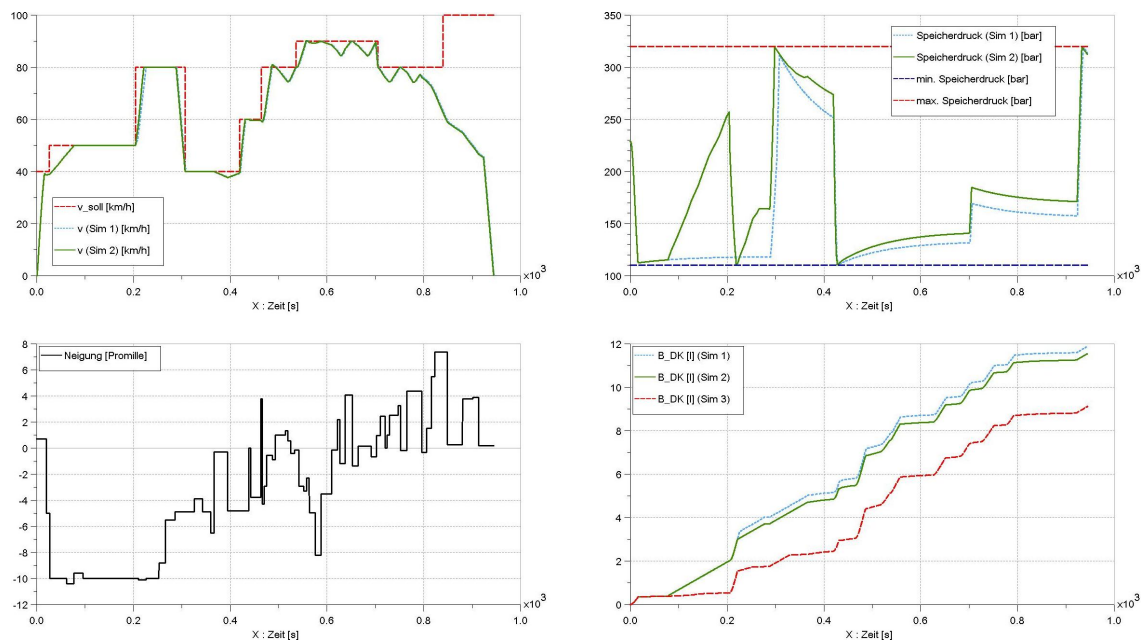


Abbildung 5.20: Fahrspiel mit Beharrungsbremsabschnitten („Sim 1“ - keine regenerative Beharrungsbremung zugelassen, „Sim 2“ - regenerative Beharrungsbremung zugelassen, keine Veränderung des Dieselmotorbetriebsregimes, „Sim 3“ - regenerative Beharrungsbremung zugelassen, keine Anhebung der Dieselmotordrehzahl während der Beharrungsbremung)

längerer Auslaufabschnitt vor, bei dem das Fahrzeug aufgrund eines starken Gefälles beschleunigt wird. Deshalb wird am Ende aus der maximal zulässigen Geschwindigkeit heraus eine Bremsung eingeleitet, bei der der Speicher mühelos bis zum maximalen Betriebsdruck geladen werden kann. Hinsichtlich der für eine erneute Anfahrt zur Verfügung stehenden Druckdifferenz bietet die Durchführung von Beharrungsbremungen zum Zwecke der Energierückgewinnung in diesem Fall keine Vorteile. Aufgrund der Tatsache, dass mit relativ geringer Bremsleistung gebremst wird, erfolgt eine vergleichsweise langsame Befüllung des Speichers. Durch die zeitgleich stattfindenden thermischen Ausgleichsvorgänge zwischen Speichergas und Umgebung wird das maximale Fördervolumen ausgeschöpft, bevor der maximale Arbeitsdruck erreicht ist. Zudem liegt der Rekuperationswirkungsgrad durch die schlechtere Ausnutzung der Hydroaggregate etwa ein Fünftel unter dem der Variante ohne hydrostatische Beharrungsbremungen. Dies gilt auch dann, wenn die thermischen Ausgleichsvorgänge durch eine verstärkte Speicherisolierung zeitlich verzögert werden. Die Simulationen zeigten, dass diese Maßnahme bei den betrachteten Beharrungsbremungen kaum zu einer Veränderung des Kraftstoffverbrauches führt (Unterschied isoliert/nicht isoliert:  $<1/5$ ).

Andererseits wird jedoch im rechten unteren Diagramm in Abbildung 5.20 ersichtlich, dass sich trotzdem ein deutlicher Einspareffekt bezüglich des Kraftstoffverbrauches ergibt, sofern während der rein hydrostatischen Beharrungsbremung eine gesteigerte Leistungsabgabe des Dieselmotors vermieden werden kann. Die dadurch erreichte Kraftstoffeinsparung bewegt sich für die simulierte Beispielstrecke mit einem hohen Anteil an starken Gefällen fahrspielabhängig zwischen 6 und 12 %.

Ein für regenerative Beharrungsbremungen besser geeignetes Fahrspiel zeigt Abbildung 5.20. In diesem Fall schließt sich ein Beschleunigungsabschnitt unmittelbar an die erste Beharrungsbremung an, sodass die rekuperierte Energie sogleich wieder zur Unterstützung der Beschleunigung verwendet werden kann („Sim 2“, Abbildung 5.20). Dadurch wird die erhöhte Regelgeschwindigkeit schneller erreicht und die Leistung des Dieselmotors kann schneller reduziert werden. Es ergibt sich dadurch für das betrachtete Fahrspiel eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um rund 3 %. Wird zusätzlich das Betriebsregime des Dieselmotors derart verändert, dass während der Beharrungsbremung eine Anhebung der Drehzahl unterbleibt („Sim 3“, Abbildung 5.20), ergibt sich ein Einsparpotential von 23 %.

Da die Realisierbarkeit des vorstehend genannten Betriebsregimes hier nicht zweifelsfrei bewiesen werden kann, wird der Einsparungseffekt, der sich durch den Verzicht auf die mit den Retarderbremsungen verbundenen Drehzahlanhebungen ergibt, im Rahmen der in Abschnitt 5.3 dargestellten Streckensimulationen nicht berücksichtigt. Es erfolgt damit bei den betreffenden Strecken mit starken Gefälleabschnitten tendenziell eine Unterschätzung des Kraftstoffeinsparpotentials.

## 5.2 PARAMETERVARIATION

### 5.2.1 Vorgehensweise

Die erzielbare Kraftstoffeinsparung ist bei einem Hybridfahrzeug von einer ganzen Reihe von Parametern abhängig. Bezogen auf die hier betrachteten hydrostatischen Hybridkonfigurationen ergeben sich sieben Variablen (siehe Abbildung 5.21), die einen maßgeblichen Einfluss auf den Kraftstoffbedarf haben können, dabei jedoch unterschiedlich gearteten Restriktionen unterliegen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde deshalb eine Unterteilung in „Variablen 1. Grades“ und „Variablen 2. Grades“ vorgenommen. Erstere werden vor allem durch globale Restriktionen wie Raumbedarf, Masse, Kosten der Hybridrüstungen sowie Erwägungen bezüglich der Sicherheit festgelegt. Sie sind an die prinzipielle Konfiguration des Systems (HHVT2DM0, HHVT2DM1, etc.) gebunden. Dazu zählen die die Leistung und den Energieinhalt des Hybridsystems definierenden Parameter, wie die Anzahl der installierten Hydroaggregate (Leistung), das Energiespeichervolumen (Energieinhalt) sowie der maximale Arbeitsdruck des Systems (Leistung und Energieinhalt).

Sind diese Größen festgelegt, verbleiben weitere, als Variablen 2. Grades bezeichnete, Parameter, die in Abhängigkeit der konkreten Einbausituation und der betrieblichen Randbedingungen für jede Hybridkonfiguration innerhalb gewisser Grenzen angepasst werden können. Dazu zählen die Übersetzungsverhältnisse der mechanischen Anbindung der Hydroaggregate, sowie die dem Grad der thermischen Speichergasisolation proportionale Speichereigenzeit und die mittlere Betriebsbremsverzögerung. Einerseits unterliegen die Variablen 2. Grades teilweise ähnlichen Restriktionen wie solche 1. Grades, andererseits kommen weitere begrenzende Faktoren, wie der ausgenutzte Kraftschluss oder die zulässigen Drehzahlen der Hydroaggregate hinzu.

Das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete hydrostatische Hybridsystem lässt gemäß Abbildung 5.21 für jede Hybridkonfiguration drei fahrzeugseitige sowie einen an das Fahrregime gebundenen Freiheitsgrad zu, wenn die Größe und Anzahl von Speicherelementen und Energiewandlern aufgrund von Massen- und Bauraumrestriktionen festgelegt worden sind. Dabei handelt es sich fahrzeugseitig um die Übersetzungsverhältnisse der mechanischen Anbindungen der Energiewandler  $i_{Hyb,gr}$  bzw.  $i_{Hyb,kl}$  und die Speichereigenzeit  $\tau_{KS}$ . Hinzu kommt die mit dem Fahrregime verknüpfte mittlere Betriebsbremsverzögerung  $b_B$ . Die genannten Parameter sind gemäß vorstehender Definition Variablen 2. Grades und lassen sich in gewissen Grenzen variieren und den konkreten Randbedingungen anpassen. Sie gestatten so eine Einflussnahme auf das Systemverhalten.

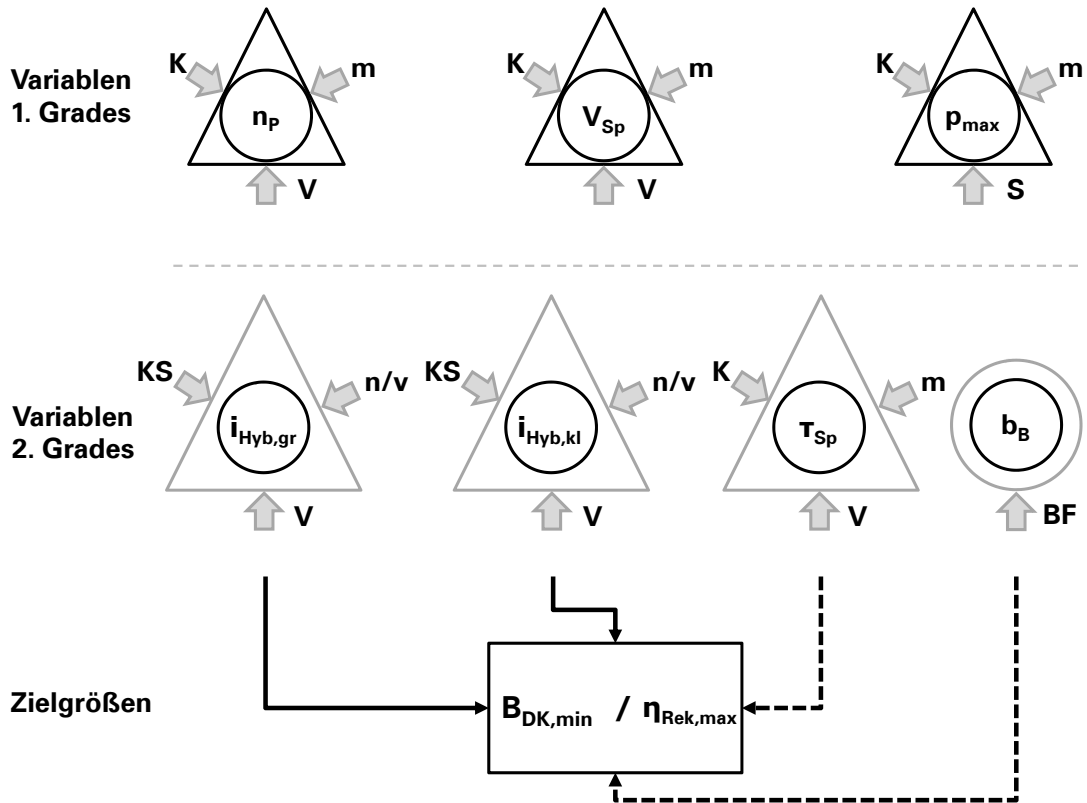
Es wurde deshalb für verschiedene Beispielstrecken eine systematische Suche nach den günstigsten Werten für verschiedene Parameter-Kombinationen durchgeführt. Eine Übersicht über die durchgeführten systematischen Parametervariationen, deren Ergebnisse im Folgenden auszugsweise dargestellt werden, enthält Anhang A.34. Da der tatsächliche Grad der thermischen Speicherisolation sowie die praktisch realisierbaren Betriebsbremsverzögerungen mit einigen Unwägbarkeiten behaftet sind, wurden jeweils Parametervariationen mit und ohne Berücksichtigung der Parameter Speichereigenzeit bzw. Betriebsbremsverzögerung durchgeführt.

Es wurde das in AMESim™ integrierte Werkzeug zur systematischen Parametervariation („AMESim Design Exploration Module“) genutzt. In diesem mussten zunächst die zu variierenden Parameter inklusive ihres möglichen Wertebereiches sowie die Zielgrößen festgelegt werden. Es wurden Parametervariationen mit den folgenden Zielstellungen durchgeführt:

- Minimierung des Kraftstoffverbrauches (Ziel:  $B_{DK,min}$ ),
- Maximierung des Rekuperationswirkungsgrades (Ziel:  $\eta_{Rek,max}$ ),
- Minimierung des Kraftstoffverbrauches bei gleichzeitiger Maximierung des Rekuperationswirkungsgrades (Ziel:  $B_{DK,min} + \eta_{Rek,max}$ ).

Da das Simulationswerkzeug grundsätzlich eine Minimierung der Zielgrößen anstrebt, musste im Falle der letzten beiden aufgeführten Fälle der Reziprokwert des Wirkungsgrades als relevanter Parameter für eine Maximierung der Effizienz definiert werden.

Für eine systematische Parametervariation bietet das Simulationswerkzeug verschiedene Methoden an, wobei sich die Methode der „Genetischen Algorithmen“ für die hier betrachteten Fälle als die praktikabelste erwiesen hat. Bei dieser Suchstrategie werden die aus der Evolutions-Biologie bekannten Konzepte von Vererbung, Mutation und Selektion auf mathematische Probleme übertragen [116]. Dabei wird am Anfang eine Grundpopulation aus einer vorgegebenen Anzahl von „Individuen“ gebildet. Diese sollte den Wertebereich aller variierten Parameter möglichst gut abdecken. Als „Individuum“ gilt dabei jeweils ein n-Tupel von Werten für die variierten Parameter. Für alle Werte-Konfigurationen (Individuen) der ersten Generation wird eine Simulation durchgeführt und die Endwerte der Zielparameter (Kraftstoffverbrauch und reziproker Wirkungsgrad) gespeichert. Aus der erzielten Ergebnismenge wird dann eine zweite Generation gebildet, indem die besten Individuen beibehalten werden und der Rest durch neue Individuen ersetzt wird (Selektion). Neue Individuen entstehen, indem per Zufall zwei Werte-Tupel aus der Menge der besten Individuen ausgewählt werden und aus deren Werten jene für das neue Individuum abgeleitet werden (Vererbung). Zusätzlich werden einzelne Werte ausgewählter Individuen zufallsbasiert verändert (Mutation) um dadurch neue Individuen zu erzeugen. Mit den neu erzeugten Werte-Tupeln wird wiederum eine Simulation durchgeführt und die dabei gewonnenen Ergebnisse bilden die



**Legende:**

**Variable Systemgrößen**

- $b_B$  mittlere Betriebsbremsverzögerung
- $i_{Hyb,gr}$  Übersetzung der mechanischen Anbindung der Hydroaggregate vom Typ I
- $i_{Hyb,kl}$  Übersetzung der mechanischen Anbindung der Hydroaggregate vom Typ II
- $n_p$  Anzahl der Hydroaggregate
- $p_{max}$  maximaler Arbeitsdruck
- $V_{Sp}$  Speichervolumen
- $T_{Sp}$  Kolbenspeichereigenzeit

**Limitierende Faktoren**

- BF betriebliche Faktoren (Fahrplan, Komfort, Zugbeeinflussung)
- K Kosten
- KS Kraftschluss Rad/Schiene
- m Masse
- $n/v$  zul. Drehzahlen/Fahrzeuggeschwindigkeit
- S Sicherheit
- V verfügbarer Bauraum

**Zielgrößen**

- $B_{DK,min}$  minimaler Kraftstoffverbrauch
- $\eta_{Rek,max}$  maximaler Rekuperationswirkungsgrad

- variabel bei jeder Parametervariation
- - -→ variabel bei ausgewählten Parametervariationen

Abbildung 5.21: Variablen und Restriktionen bei der Parametervariation der hydrostatischen Hybridkonfigurationen (weitere (nicht abgebildete) Restriktionen sind denkbar)

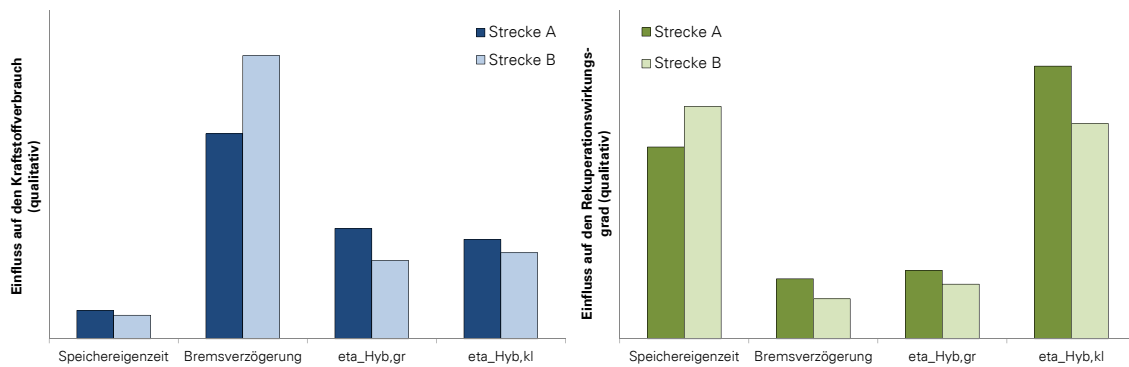


Abbildung 5.22: Stärke des Einflusses der variierten Parameter auf den simulierten Kraftstoffverbrauch und den Rekuperationswirkungsgrad (jeweils quantitative Darstellung)

Grundlage für eine erneute Auswahl günstiger Werte-Tupel zur Erzeugung der nächsten Generation (siehe Abbildung 5.23). Im Idealfall kann eine schnelle Konversion zu der günstigsten Lösung hin beobachtet werden (siehe Abbildung 5.24), wobei es keine absolute Sicherheit gibt, ob ein lokales oder ein globales Optimum gefunden wurde. Durch die Wahl geeigneter Generationsgrößen und Reproduktionsraten kann jedoch erreicht werden, dass der Raum möglicher Lösungen weitgehend vollständig untersucht wird.

Wie aus Abbildung 5.24 hervorgeht, steht am Ende der Untersuchung nicht nur ein einzelnes optimales Ergebnis, sondern es lassen sich mehrere Lösungsmöglichkeiten finden, die Ergebnisse in der Nähe des gesuchten Bestwertes liefern. Dies ist in diesem Fall von großem Vorteil, weil sich so bei der Auslegung des Systems hinsichtlich der zu wählenden Übersetzungsverhältnisse und des Aufwandes zur thermischen Speicherisolierung eine größere Freiheit ergibt. Deswegen wurde bei der Auswertung der Simulationen eine gewisse Unschärfe zugelassen und stets eine Lösungsmenge mehrerer günstiger Auslegungsvarianten ermittelt. Dabei wurden in Abhängigkeit des Optimierungszieles folgende Kriterien zugrunde gelegt, um eine Zuordnung zu der Menge der „günstigen Lösungen“ vorzunehmen :

$$\frac{B_{DK}(\text{Sim \#i})}{B_{DK,\min}} \leq 1,01 \quad (5.4)$$

$$\eta_{\text{Rek,max}} - \eta_{\text{Rek}}(\text{Sim \#i}) \leq 0,05 \quad (5.5)$$

Die derart getroffene Festlegung der Kriterien erfolgte einerseits aufgrund der Überlegung, dass die Genauigkeit der Ermittlung von Kraftstoffverbräuchen mittels Simulation prinzipiell nicht ausreichend ist, um Abweichungen im Promillebereich zuverlässig abbilden zu können. Andererseits ist auch die Ermittlung des Rekuperationswirkungsgrades mit einer gewissen Unschärfe behaftet, da die multiplikativ verketteten Wirkungsgrade von Pumpen, Steuer- und Übertragungselementen (Ventile, Leitungen etc.) auf Datenblättern und Annahmen beruhen, die nicht immer durch Messergebnisse abgesichert werden konnten (siehe Abschnitt 4).

Die systematische Suche nach günstigen Werten für die vier genannten variablen Parameter wurde für drei verschiedene Strecken (A,B und C) vorgenommen, bei denen es sich um Teilabschnitte von realen Eisenbahnstrecken handelt. Diese unterscheiden sich vor allem hinsichtlich ihrer Längsneigungs- und Geschwindigkeitsprofile. Anhang A.33 enthält die vereinfachten Neigungsprofile der drei verwendeten Strecken mit den zwischen den Halten gemittelten Neigungen. Es ist ersichtlich, dass das Höhenprofil von Strecke A ausnahmslos Gefälleabschnitte unterschiedlichen Betrages aufweist, während Strecke B im Flachland verläuft und deshalb keine nennenswerten Neigungen auftreten. Beide Strecken sind etwa gleich lang und kürzer als Strecke C, die vor allem durch Steigungen mit unterschiedlichen Gradienten gekennzeichnet ist. Die Anzahl der Halte beträgt 3 (Strecke A), 4 (Strecke B) bzw. 10 (Strecke C).



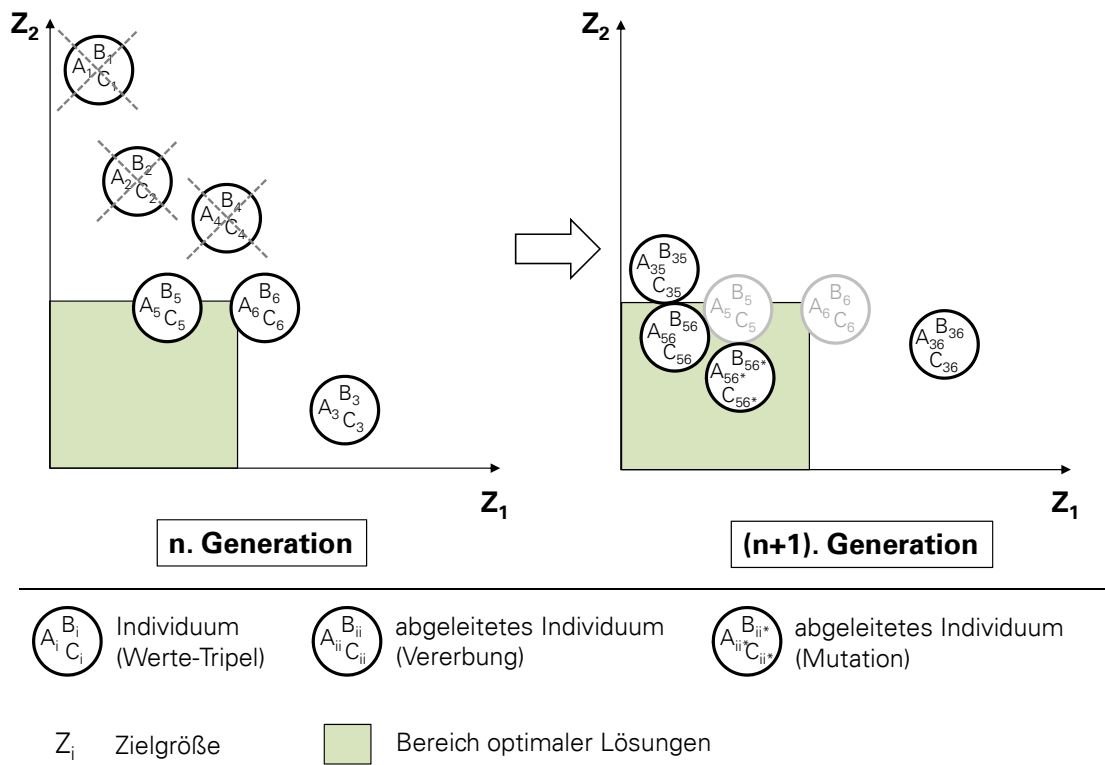


Abbildung 5.23: Schematische Darstellung der Lösungssuche mittels genetischem Algorithmus

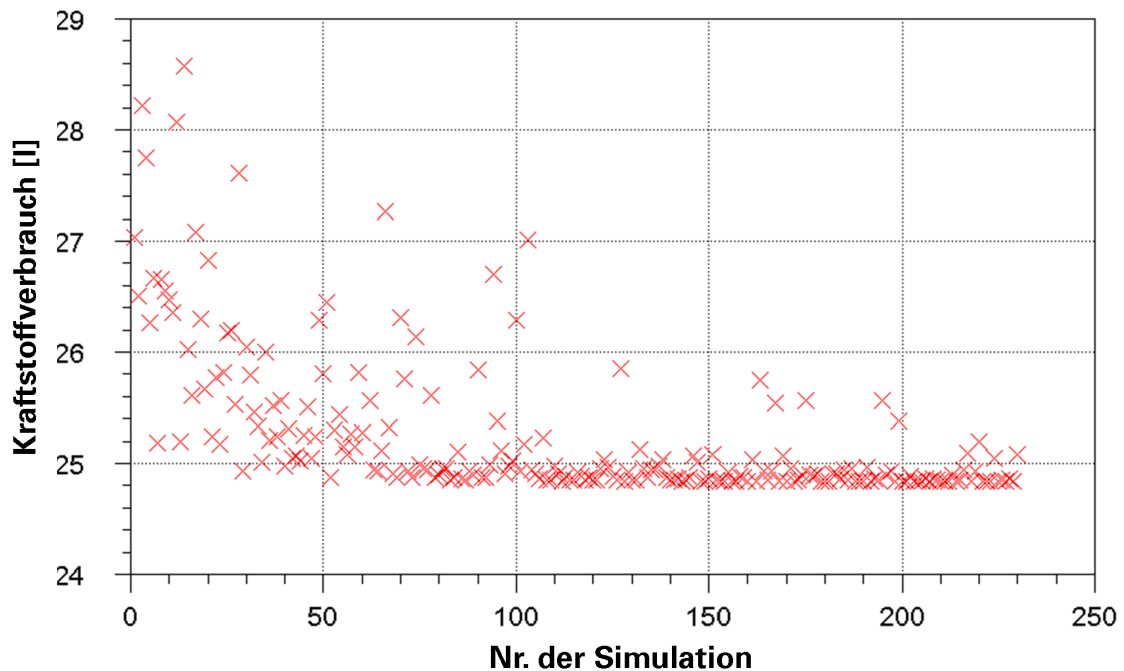


Abbildung 5.24: Beispielhafter Verlauf der systematischen Lösungssuche (Ziel: minimaler Kraftstoffverbrauch)

## 5.2.2 Ergebnisse der systematischen Parametervariation für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1

Die Ergebnisse einer systematischen Parametervariation zur Minimierung des Kraftstoffbedarfs für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 können der Abbildung 5.25 entnommen werden. Dabei wurde die mittlere Bremsverzögerung als Parameter im Bereich  $0,4 - 0,7 \text{ m/s}^2$  freigegeben, um die Vermutung zu bestätigen, dass sich dessen Erhöhung wegen der Vergrößerung potentieller Auslaufabschnitte stets positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Wie der Abbildung 5.25 zu entnehmen ist, liegt der Wert dieses Parameters tatsächlich für alle simulierten Varianten mit einem möglichst geringen Kraftstoffverbrauch im oberen Bereich des möglichen Wertebereichs.

Es ist ersichtlich, dass, unabhängig von der betrachteten Strecke, ein Übersetzungsverhältnis

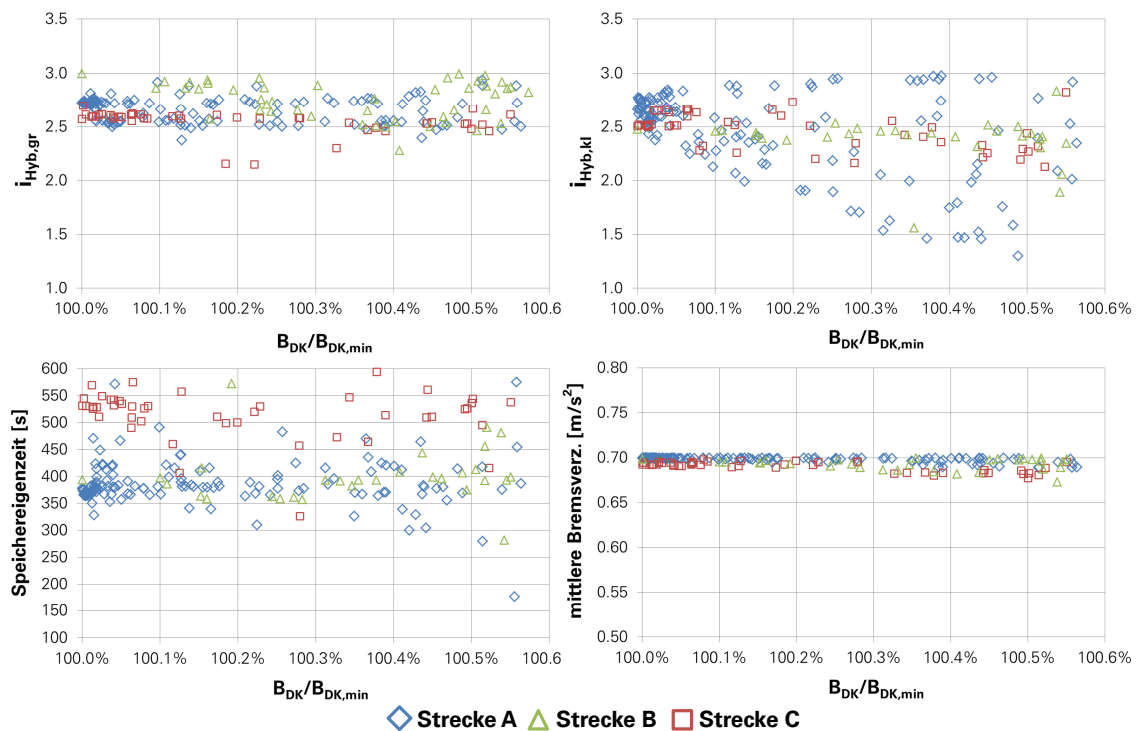


Abbildung 5.25: Auf den simulierten Minimalwert bezogene, simulierte Kraftstoffverbräuche für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 in Abhängigkeit von Übersetzungsverhältnissen, Speichereigenzeit und mittlerer Bremsverzögerung, Optimierungsziel: minimaler Kraftstoffverbrauch

$i_{Hyb,gr}$  zwischen 2,5 und 2,8 für die Anbindung der Hydroaggregate mit hohem Verdrängungsvolumen (Typ I) gewählt werden sollte. Hinsichtlich der Wahl des Übersetzungsverhältnisses der Hydroaggregate vom Typ II ( $i_{Hyb,kl}$ ) bietet sich in unmittelbarer Nähe der erzielten Bestwerte für den Kraftstoffverbrauch ein ähnliches Bild.

Betrachtet man die suboptimalen Lösungen in der Nähe des Optimums, weitet sich jedoch das Spektrum möglicher Werte vor allem für Strecke A deutlich auf  $(1,3 < i_{Hyb,kl} < 3)$ . Dies bedeutet praktisch, dass die Übersetzung  $i_{Hyb,kl}$  auf der Gefällestrecke im genannten Intervall praktisch bedenkenlos variiert werden kann, ohne dass dies einen stark negativen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat. Für die beiden anderen betrachteten Strecken pendeln die Werte für  $i_{Hyb,kl}$  um den Wert 2,5, was auf eine höhere Signifikanz dieses Parameters hinsichtlich der Minimierung des Kraftstoffbedarfs schließen lässt.

Auch bei der Betrachtung der anzustrebenden Speichereigenzeiten zeigen sich streckenabhängige Unterschiede. Betrachtet man diesen Parameter als quantitatives Maß für den Grad der thermischen Speicherisolation, so wird deutlich, dass für Strecke B ein verhältnismäßig hoher Isolationsaufwand betrieben werden muss, um das System zu optimieren. Auch jenseits des

optimalen Kraftstoffverbrauches verharren die Werte, von einer Ausnahme abgesehen, auf einem hohen Niveau ( $400\text{ s} < \tau_{KS} < 600\text{ s}$ ). Bei den beiden anderen Strecken konzentrieren sich die Werte weitgehend auf einen Bereich zwischen 350 und 450 s. Ist man bereit, hinsichtlich des Optimums eine leichte Unschärfe zuzulassen, kann die Abbildung auch so interpretiert werden, dass mit ihrer Hilfe der jeweils minimale Isolationsaufwand zur Erzielung nahezu optimaler Lösungen abgeleitet werden kann. Demzufolge gibt es also eine Kombination von Werten für die variierten Parameter, durch deren Anwendung schon mit geringem bzw. mittlerem Isolierungsaufwand (Strecke A:  $\tau_{KS} \approx 175\text{ s}$ , Strecke B:  $\tau_{KS} \approx 270\text{ s}$ ) bei entsprechender Anpassung der Übersetzungsverhältnisse jeweils ein Kraftstoffverbrauch in der Nähe des Optimums erzielt werden kann. Hinsichtlich der Maximierung des Rekuperationswirkungsgrades bietet sich ein anderes Bild (siehe

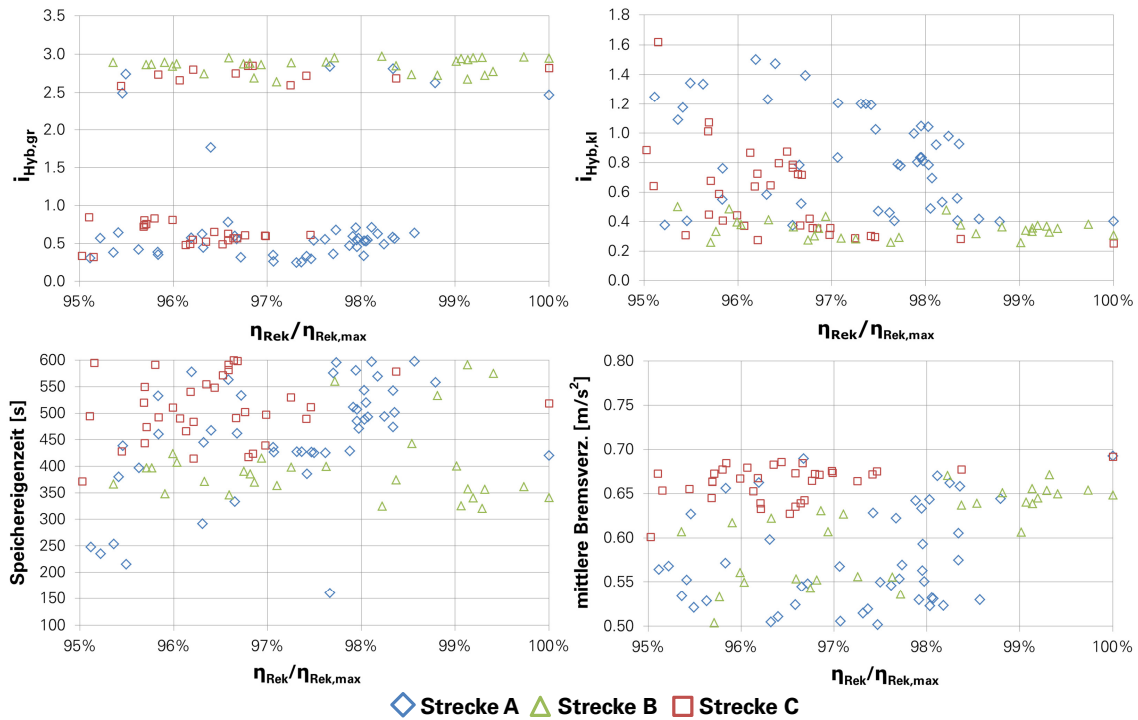


Abbildung 5.26: Auf den simulierten Maximalwert bezogene, berechnete Rekuperationswirkungsgrade für die Hybridkonfiguration HHVT2DM1 in Abhängigkeit von Übersetzungsverhältnissen, Speichereigenzeit und mittlerer Bremsverzögerung, Optimierungsziel: maximaler Rekuperationswirkungsgrad

he Abbildung 5.26). Insbesondere bei der Wahl der Übersetzungsverhältnisse für die Hydroaggregate und einer günstigen mittleren Betriebsbremsverzögerung zeigen sich starke streckenabhängige Unterschiede. Interessant ist jedoch, dass die Parameterwerte für die ermittelten optimalen Ergebnisse (in den Diagrammen der Abbildung 5.26 jeweils ganz rechts) dicht beieinander liegen. Die Wahl des Rekuperationswirkungsgrades als alleiniges Optimierungsziel ist dahingehend als problematisch anzusehen, als dass dieser Kennwert nur etwas über das *Verhältnis* der Energieflüsse aussagt, allerdings nichts über den *Betrag* der verrichteten Arbeiten. Das bedeutet, die in Abbildung 5.26 dargestellte Ergebnismenge enthält auch solche Konfigurationen, bei denen das energetische Potential der Druckspeicher nicht vollständig ausgenutzt und dadurch das Kraftstoffeinsparpotential nur unzureichend ausgeschöpft wird.

Aus den genannten Gründen wurden weitere systematische Parametervariationen mit dem Ziel durchgeführt, den Kraftstoffbedarf bei maximalem Rekuperationswirkungsgrad zu minimieren. Abbildung 5.27 enthält eine zusammenfassende Darstellung der Lösungsmengen. Dabei wird deutlich, dass die Optimierung beider Zielgrößen für alle Strecken in einen Zielkonflikt mündet. Lediglich für Strecke A konnten Lösungen gefunden werden, die sich in dem recht großzügig umrissenen Zielfeld bewegen. Die überwiegende Anzahl von Lösungen, die einen minimalen

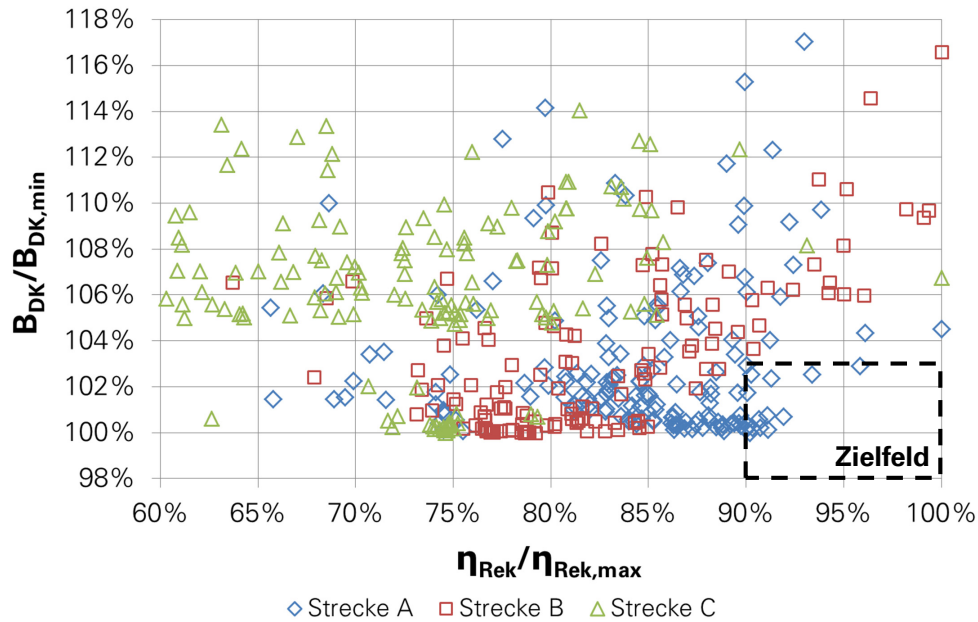


Abbildung 5.27: Mittels systematischer Parametervariation ermittelte bezogene Kraftstoffverbräuche und Rekuperationswirkungsgrade, Optimierungsziel: minimaler Kraftstoffverbrauch bei maximalem Wirkungsgrad

Kraftstoffverbrauch aufwiesen, waren mit einem Wirkungsgradabfall zwischen 10 und 25% bezogen auf den maximalen Rekuperationswirkungsgrad verbunden, der mithilfe der in Abbildung 5.26 dargestellten Parametervariation ermittelt wurde.

Eine vergleichende Darstellung der Lösungsmengen für Parameterkombinationen aus  $i_{Hyb,gr}$ ,  $i_{Hyb,kl}$  und  $\tau_{KS}$ , die auf den verschiedenen betrachteten Strecken zu einem möglichst geringen Kraftstoffverbrauch führen, zeigt Abbildung 5.28(a). Die mittlere Bremsverzögerung wurde dabei auf den Standardwert  $0,6 \text{ m/s}^2$  festgelegt. Die Festlegung der Lösungsmengen erfolgte anhand der durch die Gleichungen 5.4 und 5.5 definierten Kriterien. Dabei wurden diejenigen Parameterkombinationen, die das Gebiet der Lösungen begrenzen, durch einen Polygonzug miteinander verbunden und die Markierungen der Eckpunkte in der Größe proportional zum Betrag der zugehörigen Speichereigenzeit skaliert. Es wurde bewusst auf eine quantitative Darstellung dieses Parameters verzichtet, da er innerhalb der Simulation nur als Hilfsgröße für das komplexe thermische Zeitverhalten der Speicher dient. Es ist ersichtlich, dass streckenunabhängig tendenziell höhere Übersetzungsverhältnisse  $i_{Hyb} > 2$  gewählt werden sollten, um den Kraftstoffverbrauch zu minimieren. Weiterhin wird deutlich, dass die Flachlandstrecke (Strecke B) das größte Spektrum möglicher Lösungen zulässt, während der Lösungsraum für die Strecke C am weitesten eingeschränkt ist. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass auf der dominant steigenden Strecke die Fahrzeitverluste während der Auslaufvorgänge aufgrund der durch die Steigungen höheren Auslaufverzögerungen vergleichsweise größer sind. Um dennoch eine ausreichende Ausnutzung des Fahrzeugauslaufes zu erreichen, der maßgeblichen Einfluss auf die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches hat, muss deshalb während der Anfahrt eine Fahrzeitreserve aufgebaut werden, was sich durch eine möglichst zügige Beschleunigung auf die Strecken-Sollgeschwindigkeit erreichen lässt. Dies ist wiederum mit der Applikation hoher Übersetzungsverhältnisse bei der Anbindung der hybriden Antriebsstränge verbunden.

Nicht immer ist eine Erhöhung der Speichereigenzeit aus technischen (zusätzlicher Raumbedarf, erhöhte Masse) oder ökonomischen Gründen wünschenswert. Deshalb wurden auch systematische Parametervariationen durchgeführt, bei denen die Speichereigenzeit auf den Minimalwert festgelegt war und lediglich eine Variation der Übersetzungsverhältnisse zugelassen wurde. Die Abbildungen 5.28(b) bis 5.28(d) zeigen die Ergebnisse für alle 3 untersuchten Beispielstrecken. Es wird deutlich, dass die Lösungsmengen für die günstigerweise zu wählenden Übersetzungsverhältnisse prinzipiell im etwa gleichen Bereich des Wertespektrums liegen, unabhängig davon,

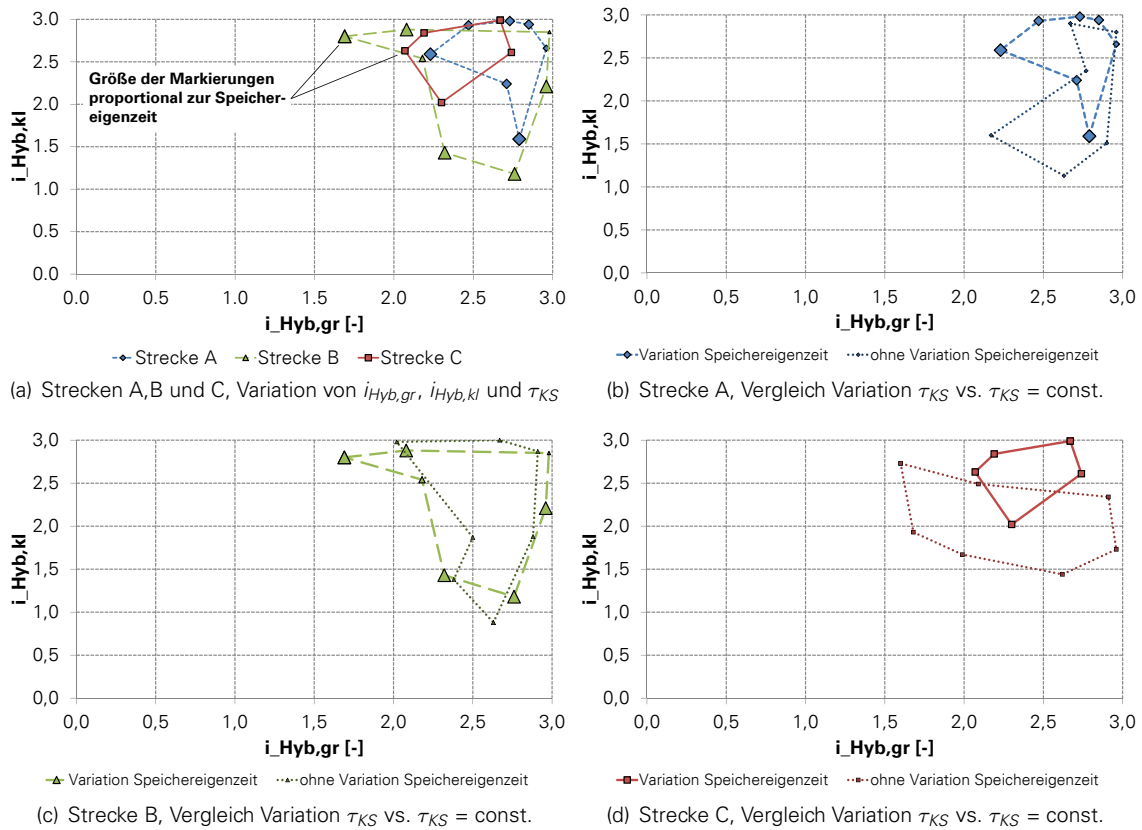


Abbildung 5.28: Lösungsmengen für die Übersetzungsverhältnisse  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$  als Ergebnis systematischer Parametervariationen mit dem Ziel der Minimierung des Kraftstoffverbrauches. Vergleich des Einflusses von Strecke 5.28(a) und thermischer Isolierung des Speichergases [5.28(b)-5.28(d)]. Bei Variation des Speichereigenzeit gilt:  $\tau_{KS}=100$  s (nicht isoliert) ... 600 s (stark isoliert), während im Falle invarianter Speichereigenzeit gilt:  $\tau_{KS}=100$  s (nicht isoliert).

ob die Speichereigenzeit variiert wird, oder nicht. Insbesondere für Strecke B (Abb. 5.28(c)) lassen sich kaum Abweichungen feststellen, während sich die Lösungsmenge für die Strecken A und C ein wenig verschiebt. Die Parameter  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$  können aufgrund der dargestellten Ergebnisse für das betrachtete System als weitgehend unabhängig von Parameter  $\tau_{KS}$  angesehen werden. Vergleicht man die simulierten Kraftstoffverbräuche für die jeweils mit und ohne die Variation der Speichereigenzeiten ermittelten optimalen Parametrierungen für die Strecken A und B (siehe Tabelle 5.3), so ergibt sich jeweils nur ein sehr geringer Unterschied von etwa 1 %. Daraus folgt, dass der Aufwand zur Isolierung des Speichergases nur dann betrieben werden sollte, wenn der Rekuperationswirkungsgrad gesteigert werden soll. Der Kraftstoffverbrauch wird hingegen von dieser Maßnahme kaum beeinflusst. Die auch bereits bei Discher [31] getroffene Feststellung, dass die Speicherisolation allenfalls einen geringen Einfluss auf das Energieabgabevermögen des Speichers hat, wird damit bestätigt.

Abschließend sollen die Simulationsergebnisse für die Applikation der jeweils besten durch Va-

Tabelle 5.3: Vergleich der ermittelten optimalen Parametrisierungen unter bzw. ohne Einbeziehung der Speichereigenzeit in die systematische Parametervariation. Die Ergebnisse sind Teil der in den Abbildungen 5.28(b) und 5.28(c) dargestellten Lösungsmengen.

		Ergebnisse der systematischen Parametervariation (Ziel: $B_{DK,min}$ )	
		mit variabler Speichereigenzeit	mit konstanter Speichereigenzeit
Strecke A	$i_{Hyb,gr}$	= 2,81	$i_{Hyb,gr}$ = 2,93
	$i_{Hyb,kl}$	= 2,92	$i_{Hyb,kl}$ = 1,92
	$\tau_{KS}$	= 458 s	$\tau_{KS}$ = 100 s
	$B_{DK}/B_{DK}^*$	= 74,6 %	$B_{DK}/B_{DK}^*$ = 75,2 %
Strecke B	$i_{Hyb,gr}$	= 2,99	$i_{Hyb,gr}$ = 2,91
	$i_{Hyb,kl}$	= 2,34	$i_{Hyb,kl}$ = 2,87
	$\tau_{KS}$	= 493 s	$\tau_{KS}$ = 100 s
	$B_{DK}/B_{DK}^*$	= 86,1 %	$B_{DK}/B_{DK}^*$ = 87,0 %

$B_{DK}^*$  - simulierter Kraftstoffverbrauch für Grundmodell mit ESF

riation der Übersetzungsverhältnisse sowie der Speichereigenzeit gefundenen Lösungen einander gegenübergestellt werden. Tabelle 5.4 zeigt, inwieweit sich die verglichenen 4 Varianten hinsichtlich ihrer Parametrisierung und den zugrundeliegenden Suchzielen unterscheiden. Die Abbildungen 5.29 und 5.30 illustrieren die erzielten Simulationsergebnisse für Fahrzeit, Kraftstoffverbrauch, Rekuperationswirkungsgrad und Nutzarbeit. Der Zielkonflikt zwischen der Erzielung eines minimalen Kraftstoffverbrauches und eines maximalen Rekuperationswirkungsgrades wird auch an dieser Stelle deutlich. Die Optimierung des letzteren führt zu einer Reduktion der vom Hybridzweig verrichteten Nutzarbeit beim Beschleunigen und resultiert daher in einen höheren Verbrauch. Es ist zudem ersichtlich, dass die Suche nach einer optimalen Lösung zur Minimierung des Kraftstoffverbrauches für beide Strecken sowohl mit der, als auch ohne die zusätzlichen Randbedingung eines anzustrebenden maximalen Rekuperationswirkungsgrades jeweils zu ähnlichen Ergebnissen führt (vgl. Var 1 und Var 2 in den Abbildungen 5.29 und 5.30).

Da die Übersetzungsverhältnisse bei den verglichenen Varianten teilweise im oberen Spektrum des Wertebereiches angesiedelt sind, ist eine Überprüfung des simulierten ausgenutzten Kraftschlusses sinnvoll. Wie Abbildung 5.31 entnommen werden kann, erfordern die Varianten 1 und 2 auf der Strecke A, sowie die Varianten 1,2 und 3 auf der Strecke B eine Kraftschlussiausnutzung, die bei der betrachteten Fahrzeugklasse eher unüblich ist. Bei den erwähnten Varianten wäre deshalb ggf. ein weitergehender Umbau der Fahrzeuge erforderlich, um bisher nicht angetriebene Radsätze für Traktion und regeneratives Bremsen zu nutzen ( $2'B'+B'2'$  zu  $B'B'+B'B'$ ). Dies ist jedoch mit einem höheren Aufwand und zusätzlichen Kosten verbunden.

Tabelle 5.4: Parametrisierung der im Ergebnis der systematischen Parametervariation verglichenen Varianten der Hybridkonfiguration HHVT2DM1 (jeweils Anwendung der besten gefundenen Lösungen)

Bezeichnung	Var 1	Var 2	Var 3	Var 4
Ziel der Suche	min. Kraftstoffverbrauch	min. Kraftstoffverbrauch bei max. Rekuperationswirkungsgrad	max. Rekuperationswirkungsgrad bei min. Kraftstoffverbrauch	max. Rekuperationswirkungsgrad
Parameter Strecke A	$i_{Hyb,gr} = 2,89$ $i_{Hyb,kl} = 2,83$ $\tau_{KS} = 493 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 2,97$ $i_{Hyb,kl} = 2,66$ $\tau_{KS} = 502 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 2,96$ $i_{Hyb,kl} = 0,29$ $\tau_{KS} = 380 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 0,29$ $i_{Hyb,kl} = 0,45$ $\tau_{KS} = 442 \text{ s}$
Parameter Strecke B	$i_{Hyb,gr} = 2,99$ $i_{Hyb,kl} = 2,34$ $\tau_{KS} = 493 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 2,65$ $i_{Hyb,kl} = 2,65$ $\tau_{KS} = 541 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 3,00$ $i_{Hyb,kl} = 0,79$ $\tau_{KS} = 577 \text{ s}$	$i_{Hyb,gr} = 2,96$ $i_{Hyb,kl} = 0,40$ $\tau_{KS} = 586 \text{ s}$

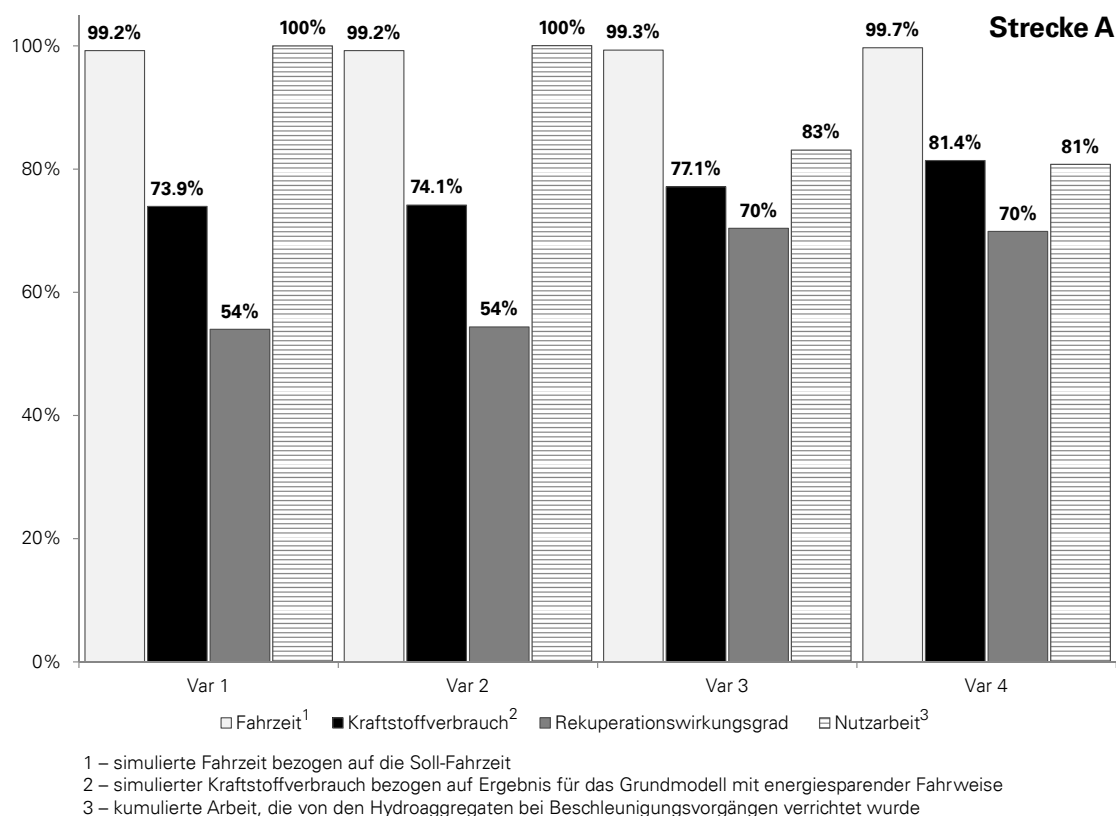


Abbildung 5.29: Variantenvergleich als Ergebnis der systematischen Parametervariation für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf Strecke A

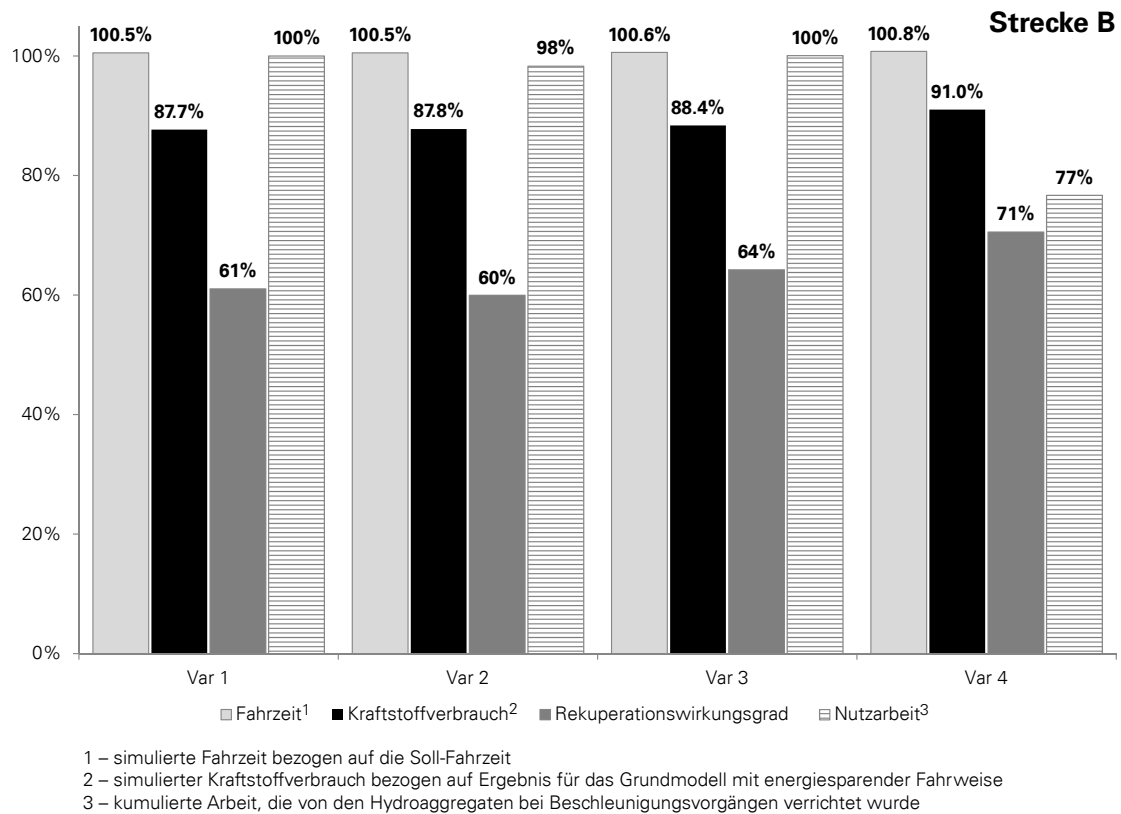


Abbildung 5.30: Variantenvergleich als Ergebnis der systematischen Parametervariation für Hybridkonfiguration HHVT2DM1 auf Strecke B

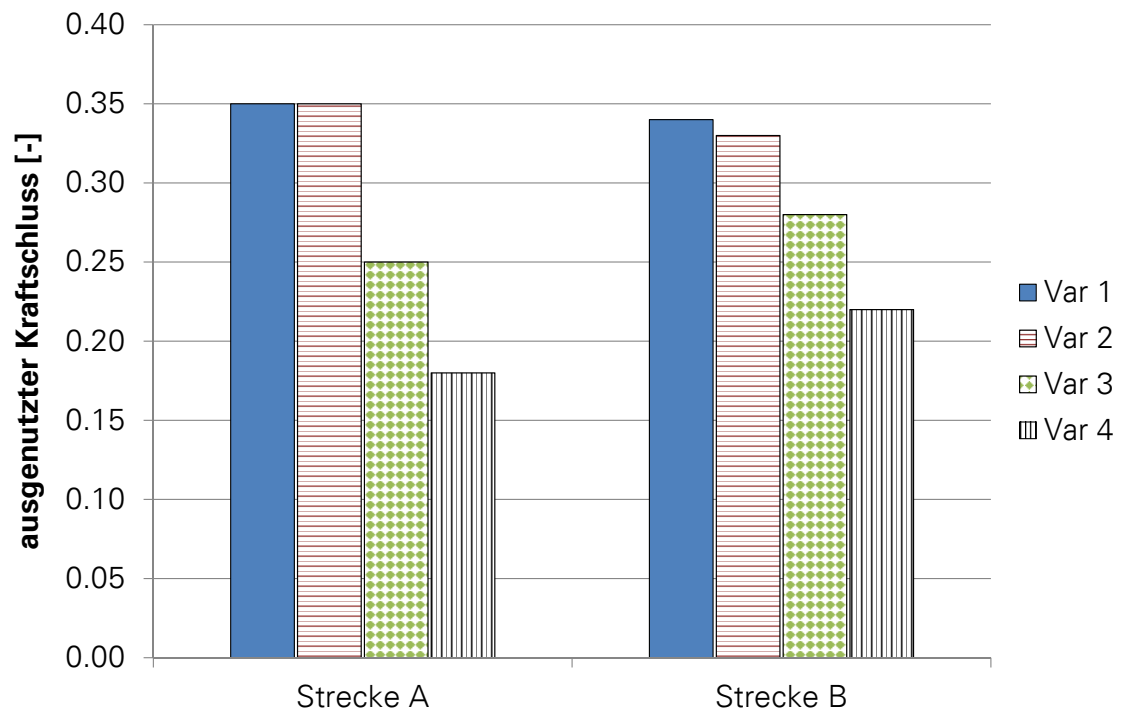


Abbildung 5.31: Erforderliche Kraftschlussausnutzung für die in Abb. 5.29 und 5.30 dargestellten Ergebnisse



### 5.2.3 Ergebnisse der Parametervariation für verschiedene Hybridkonfigurationen

Natürlich hat nicht nur die zu befahrende Strecke eine Auswirkung auf die Wahl der Werte für die im vorstehenden Kapitel genannten Parameter, sondern auch die Hybridkonfiguration selbst. Dies verdeutlichen die Abbildungen 5.32 und 5.33. Erstere enthält die besten der bei der systematischen Parametervariation für unterschiedliche Hybridkonfigurationen auf verschiedenen Strecken (A,B oder C) gefundenen Lösungen, wobei das Ziel der Suche entweder eine Minimierung des Kraftstoffverbrauches oder die Maximierung des Rekuperationswirkungsgrades bei gleichzeitiger Minimierung des Kraftstoffverbrauches gewesen ist. Es wird deutlich, dass die besten Kombinationen der Werte für die untersuchten Parameter im Falle der Hybridkonfigurationen HHVT2DM1 und HHVT2DM0 unabhängig von Optimierungsziel und Strecke in einem ähnlichen Wertebereich liegen, während die Hybridkonfiguration HHVT1DM einen größeren Wertebereich aufweist.

Abbildung 5.33 enthält demgegenüber streckenspezifische Darstellungen der Spektren günstiger Wertekombinationen der untersuchten Parameter für die drei betrachteten Hybridvarianten HHVT2DM1, HHVT2DM0 und HHVT1DM unter Berücksichtigung verschiedener Optimierungsziele. Obwohl der Umfang dieser Spektren sehr unterschiedlich ist, gibt es in allen Fällen einen Bereich, in dem sich die Lösungsräume überschneiden. Es lassen sich dabei in Abhängigkeit der Randbedingungen (Strecke und Optimierungsziel) zusammengehörige Intervalle definieren (siehe Tabelle 5.5), in denen die gewählten Werte für die Übersetzungsverhältnisse  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$  liegen sollten, um das Potential zur Kraftstoffeinsparung mittels Hybridisierung möglichst weit auszuschöpfen. Es ist offensichtlich, dass die Intervalle für  $i_{Hyb,gr}$  in allen betrachteten Fällen hinsichtlich seines Umfangs und seiner Lage bezüglich des möglichen, günstigen Wertebereiches vergleichsweise invariant ist, während jene für den Parameter  $i_{Hyb,kl}$  fallweise unterschiedlich ausfallen.

Tabelle 5.5: Intervalle, für die sich die in den Abbildungen 5.28(a) und 5.33 dargestellten Lösungsmengen überschneiden

	Strecke A	Strecke B
Ziel: $\text{Min}(B_{DK})$	$2,0 \leq i_{Hyb,kl} \leq 2,5$ $2,5 \leq i_{Hyb,gr} \leq 3,0$	$2,0 \leq i_{Hyb,kl} \leq 2,5$ $2,3 \leq i_{Hyb,gr} \leq 2,8$
Ziel: $\text{Min}(B_{DK}) \wedge \text{Max}(\eta_{Rek})$	$1,5 \leq i_{Hyb,kl} \leq 2,0$ $2,5 \leq i_{Hyb,gr} \leq 3,0$	$0,8 \leq i_{Hyb,kl} \leq 2,0$ $2,5 \leq i_{Hyb,gr} \leq 3,0$

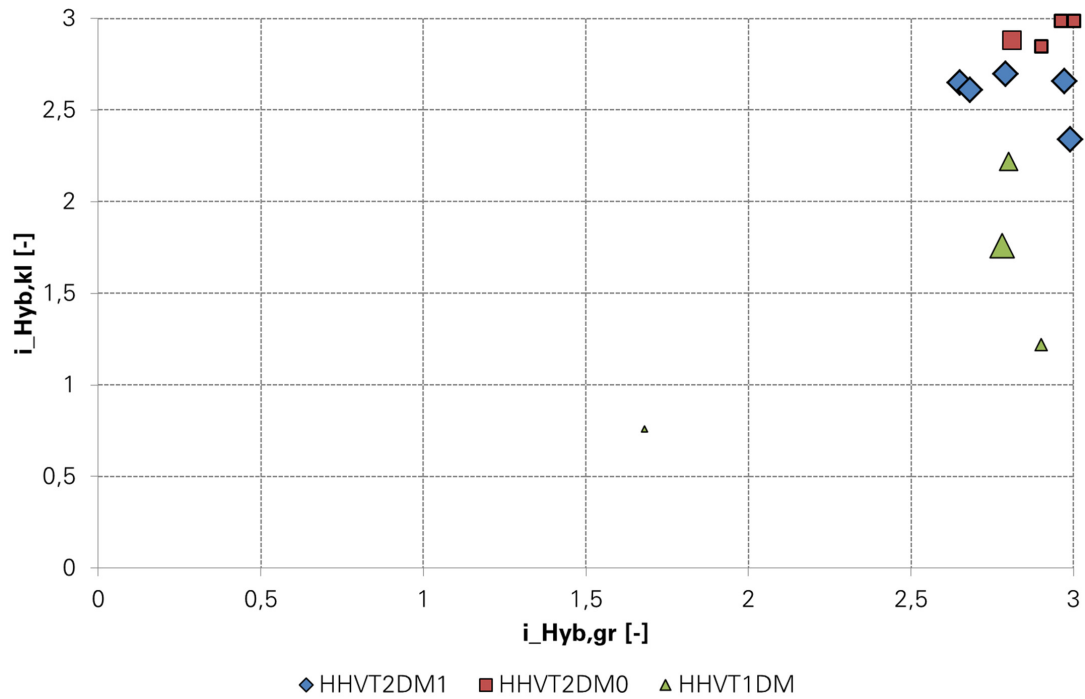


Abbildung 5.32: Mittels systematischer Suche gefundene günstige Parametrisierungen für die Hybridvarianten HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT1DM auf den Strecken A, B und C (Größe der Symbole proportional zur erforderlichen Speichereigenzeit)

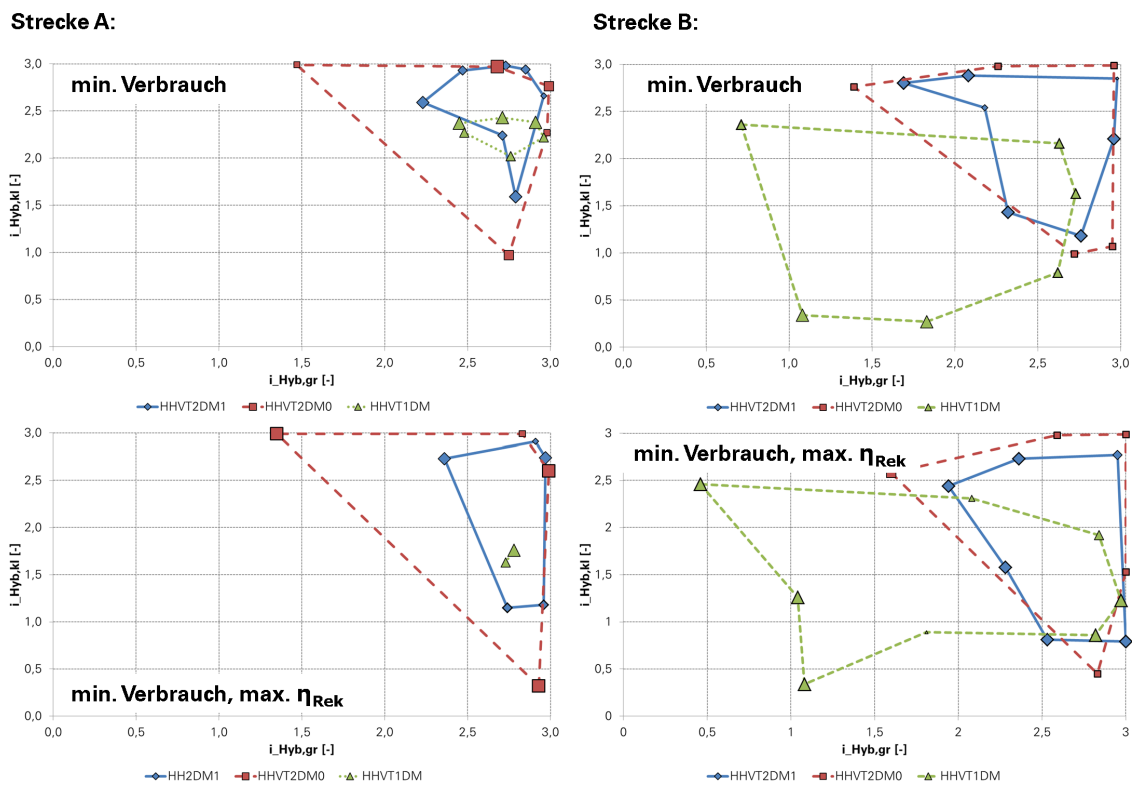


Abbildung 5.33: Spektren mittels systematischer Suche gefundener günstiger Parametrisierungen für die Hybridvarianten HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT1DM auf den Strecken A, B und C (Größe der Symbole proportional zur erforderlichen Speichereigenzeit)

## 5.2.4 Abgeleitete Erkenntnisse für die Parametrisierung

Basierend auf den in den vorstehenden Abschnitten getroffenen Feststellungen wurden die Parameter Speichereigenzeit, Betriebsbremsverzögerung sowie die Übersetzungsverhältnisse für die mechanische Anbindung der hydrostatischen Energiewandler für die Streckensimulation festgelegt. Die beiden erstgenannten sind dabei steckenunabhängig. Für die Betriebsbremsverzögerung wurde ein Wert von  $0,6 \text{ m/s}^2$  festgelegt. Die Speichereigenzeit wird jeweils nach Gleichung 4.3 für den Fall eines thermisch gegenüber der Umgebung nicht isolierten Gasvolumens bestimmt, da dies den hinsichtlich des technischen Aufwandes und der Kosten günstigsten Fall darstellt und die Auswirkungen dieses Faktors auf die Kraftstoffersparnis vergleichsweise gering sind (siehe Kapitel 5.2.2 bzw. Anhang A.35).

Die Wahl eines geeigneten Übersetzungsverhältnisses für die mechanische Anbindung der hydrostatischen Energiewandler unterliegt komplexen Einflüssen, wie in Kapitel 4.5 dargelegt wird. Mit Hilfe der mittels systematischer Parametervariationen gewonnenen Erkenntnis, dass höhere Übersetzungsverhältnisse  $i_{\text{Hyb,kl}}$  bzw.  $i_{\text{Hyb,gr}}$  hinsichtlich der Kraftstoffersparnis tendenziell günstiger sind als niedrigere, wurde eine Systematik zu deren streckenabhängigen Festlegung entwickelt (siehe Abbildung 5.35), die auf dem in Abbildung 5.34 dargestellten Diagramm basiert. Dabei werden sowohl die kinematischen Beschränkungen (Pumpendrehzahl) als auch der ausnutzbare Kraftschluss berücksichtigt. Die dargestellten Kurven für die Grenzgeschwindigkeit ergeben sich, indem die maximale Pumpendrehzahl unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse der mechanischen Hybridzweiganbindung und des Radsatzgetriebes sowie des Radsatzdurchmessers in die Fahrzeuggeschwindigkeit transformiert wird. Unter Verwendung der genannten Parameter kann in Kenntnis der bei maximalem Arbeitsdruck (320 bar) erzeugbaren Drehmomente auf die je Energiewandler anteilig am Treibradumfang erzeugte Zugkraft geschlossen werden. Wird diese Kraft auf die auf den Treibradsätzen ruhende Gewichtskraft des Fahrzeuges bezogen, erhält man die in der Abbildung dargestellten Linien für die anteilige Kraftschlussausnutzung der jeweiligen Aggregate.

Im folgenden soll die Vorgehensweise unter Bezugnahme auf die genannten Abbildungen (speziell Abbildung 5.35) kurz erläutert werden.

1. Ermittlung der höchsten Regelgeschwindigkeit auf der betrachteten Strecke.
2. Erniedrigung der maximalen Regelgeschwindigkeit um 20 %, weil davon ausgegangen wird, dass vor jedem Bremsvorgang ein Ausrollvorgang mit einem entsprechenden Abfall der Geschwindigkeit stattgefunden hat. Ferner wird postuliert, dass die Abschnitte mit den stärksten Gefällen, auf denen tendenziell Beharrungsbremssungen nötig sind, die zur Rekuperation genutzt werden könnten, nicht mit den Streckenabschnitten identisch sind, auf denen die höchste Geschwindigkeit gefahren wird. Von einer kinematischen Auslegung der Übersetzungen für die Streckenhöchstgeschwindigkeit wird aus den genannten Gründen deshalb abgesehen.
3. Festlegung des Übersetzungsverhältnisses  $i_{\text{Hyb,kl}}$  für die mechanische Anbindung der Pumpe(n) des Typs II („kleine Pumpe(n)“) anhand des Schnittpunktes der diesem Pumpentyp zugeordneten Grenzgeschwindigkeitskurve mit der um 20 % verminderten Streckenhöchstgeschwindigkeit.
4. Bestimmung der Kraftschlussausnutzung durch eine Pumpe des Typs II für das gewählte Übersetzungsverhältnis anhand der entsprechenden Geraden im Diagramm.
5. Bestimmung der Kraftschlussreserve je „großer Pumpe“ (Typ I) unter der Prämisse, dass insgesamt ein ausnutzbarer Kraftschlussbeiwert von 0,25 bei genügender Anfahrtsicherheit angenommen werden kann und durch den konventionellen Antriebsstrang bei kleinen Geschwindigkeiten lediglich ein Kraftschluss von 0,06 ausgenutzt wird.

**Anmerkung:** Diese Annahme steht auf den ersten Blick in krassem Widerspruch zu den veröffentlichten Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagrammen. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass die dort angegebenen maximalen Kräfte nur dann erzeugt werden, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit bis zum Aufbau der maximalen Zugkraft nahezu Null ist. Dieser

Fall kann bei schweren Güterzügen mit hohem Anfahrwiderstand oder bei anderen Fahrzeugen im Falle gestörter Bremsen auftreten. Der Fahrzeugwiderstand von Triebwagen ändert sich jedoch im Betrieb kaum und ist klein gegenüber den Antriebskräften. Ein das Fahrzeug beschleunigender Zugkraftüberschuss wird deshalb schon bei relativ geringen Zugkräften im unteren Geschwindigkeitsbereich erreicht und führt dazu, dass sich der Beginn der Fahrzeugbewegung und das Umschalten der Zugkraft überschneiden. Da die Entwicklung der Zugkräfte im Falle der betrachteten Fahrzeugklasse auch bei kleinen Geschwindigkeiten sehr stark geschwindigkeitsabhängig ist, kann sich die größte in der Zugkraftcharakteristik angegebene Zugkraft praktisch gar nicht entwickeln, sodass der theoretische und der tatsächliche Verlauf der Zugkraftentwicklung in der in Abbildung 5.36 dargestellten Art und Weise differieren. Daraus ergibt sich die Möglichkeit für den hybriden Antriebszweig, der gegenüber dem konventionellen Antriebsstrang eine geringere Trägheit sowie eine schnellere Regelbarkeit aufweist und deswegen seine Drehmomente wesentlich zügiger voll entwickeln kann, die nicht ausgenutzte Kraftschlussreserve beim Anfahren zu erschließen. Die Diskussion der Implikationen, die eine derartige Kombination beider Antriebsstränge für eine Schleuderschutzregelung birgt, kann an dieser Stelle nicht geführt werden, da sie den Rahmen der Untersuchung sprengt.

- Die geeignete Übersetzung zur Anbindung der Pumpe(n) des Typs I  $i_{Hyb,gr}$  ergibt sich aus dem Verlauf der entsprechenden Geraden für die Kraftschlussausnutzung. Für die im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Streckensimulationen wurde die Obergrenze von  $i_{Hyb,gr}$  auf einen Wert von 2,4 festgelegt, damit ein Betrieb der Aggregate bis zu einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 40 km/h realisiert werden kann. Damit sollte auch im Falle von stark inhomogenen Regelgeschwindigkeitsprofilen sichergestellt sein, dass die Kolbenspeicher bei Abbremsung aus niedrigen Geschwindigkeiten befüllt werden können.

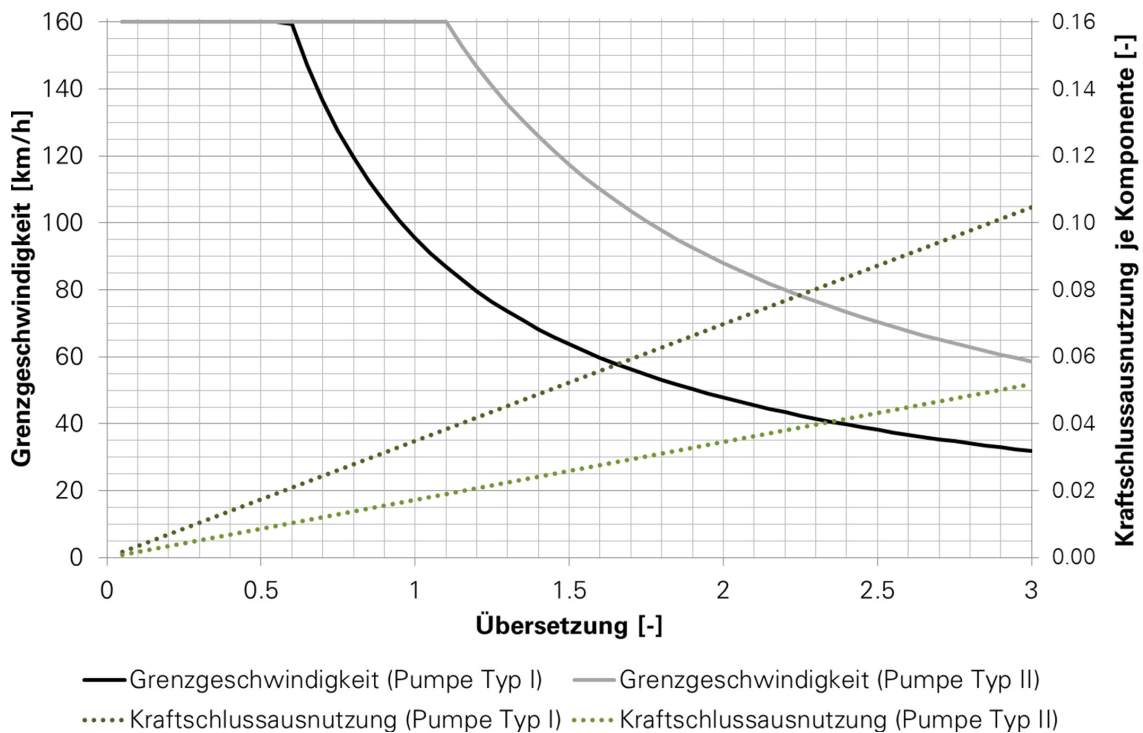


Abbildung 5.34: Grenzgeschwindigkeiten und Kraftschlussausnutzung der hydrostatischen Energiewandler

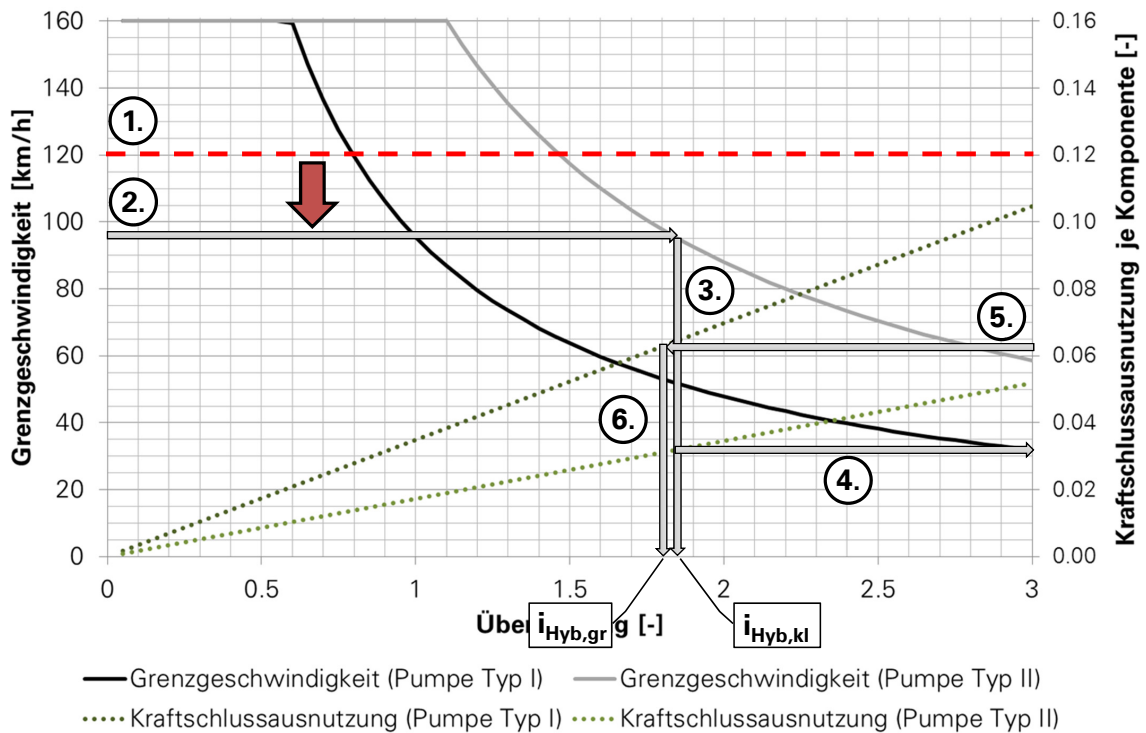


Abbildung 5.35: Vorgehensweise (beispielhaft) bei der Festlegung der Übersetzungsverhältnisse für die mechanische Anbindung der hydrostatischen Komponenten

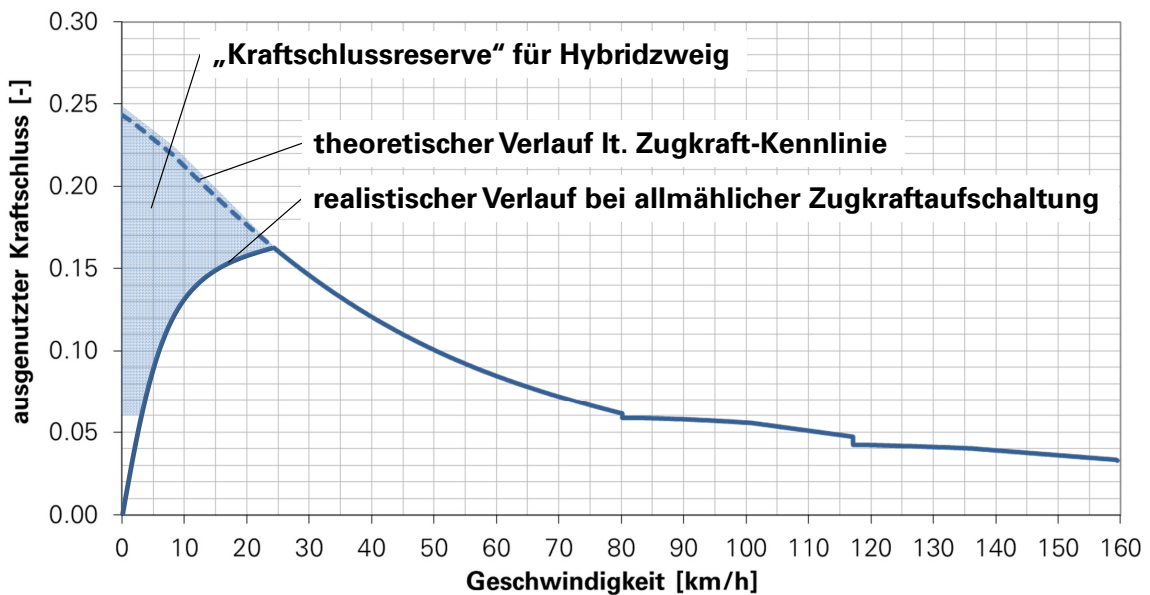


Abbildung 5.36: Kraftschlussausnutzung des Referenzfahrzeuges

## 5.3 STRECKENSIMULATION

### 5.3.1 Streckendaten

Für die Simulation konnten Trassierungsdaten realer Strecken genutzt werden, die freundlicherweise von der DB Netz AG zur Verfügung gestellt worden sind. Dabei handelt es sich um eine Auswahl nicht elektrifizierter Nebenstrecken aus verschiedenen Regionen Deutschlands, auf denen Dieseltriebwagen verkehren. Diese umfasst sowohl Strecken aus dem nördlichen Netz (Norddeutsche Tiefebene) als auch solche aus dem in Nord-Süd-Richtung gesehen mitteleuropäischen Raum (Niedersachsen/Sachsen-Anhalt/Sachsen/Thüringen) und den südlichen Bundesländern (Bayern bzw. Baden-Württemberg). Zwei der Strecken weisen eine Ertüchtigung für Fahrzeuge mit Neigetechnik und damit zwei verschiedene Soll-Geschwindigkeitsprofile auf. Die Vielfalt der Streckenprofile des deutschen Schienennetzes spiegelt sich in dieser Auswahl wider, ohne dass, mangels empirischer Beweise, ein Anspruch auf Repräsentativität erhoben werden kann. Jeder im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Strecke wurde eine nur in diesem Kontext gültige Nummer (1-8) zugeordnet und diese gegebenenfalls mit dem Zusatz „NT“ versehen, wenn das Soll-Geschwindigkeitsprofil für Fahrzeuge mit Neigetechnik bei der Simulation zugrunde gelegt wurde.

Eine detaillierte Wiedergabe der Streckendaten ist aus urheberrechtlichen Gründen ausgeschlossen. Die einzelnen Strecken sollen jedoch trotzdem hinsichtlich ihrer fahrdynamisch relevanten Parameter dargestellt und miteinander verglichen werden. Dazu wurden Höhenprofile ohne Ortsangaben, sowie Neigungs- und Geschwindigkeitsspektren erstellt. Eine beispielhafte Darstellung kann der Abbildung 5.37 entnommen werden, während Anhang A.36 die vollständigen Profile und Spektren für alle bei der Simulation berücksichtigten Strecken enthält.

### Charakterisierung und Kategorisierung von Eisenbahnstrecken nach fahrdynamischen Gesichtspunkten

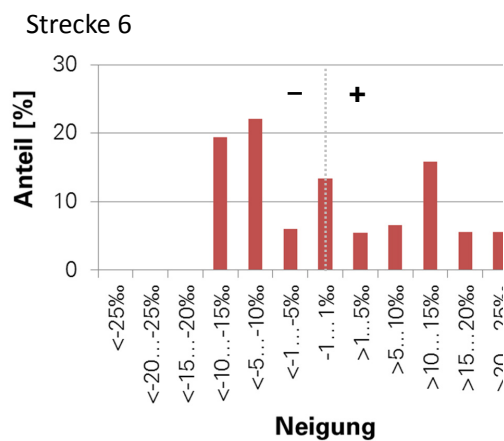
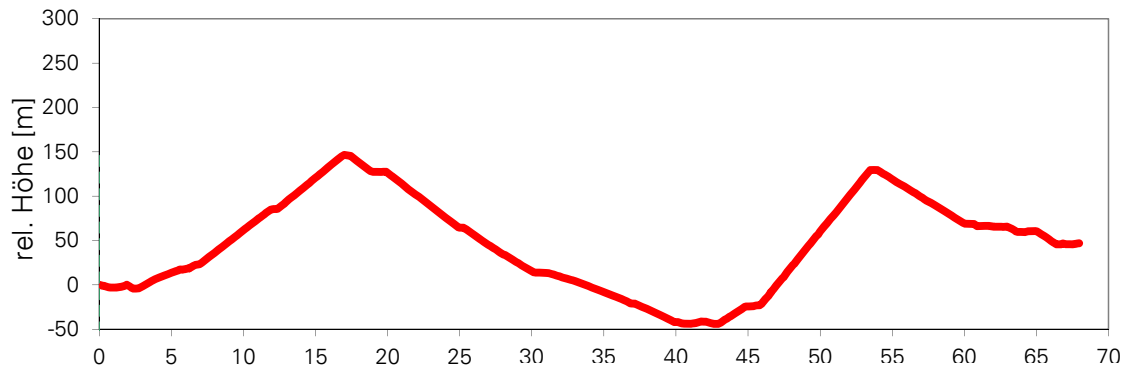
Wesentliche Charakteristika der betrachteten Strecken sind in Tabelle 5.6 zusammengefasst. Diese enthält 9 verschiedene Merkmale, anhand derer die Strecken charakterisiert und mit einander verglichen werden können. Diese lassen sich in die drei Kategorien *Haltestellenmuster*, *Neigungsprofil* und *Regelgeschwindigkeitsprofil* unterteilen. Das *Haltestellenmuster* wird anhand des mittleren Haltestellenabstandes und dessen Standardabweichung beschrieben. Wie der Tabelle 5.6 zu entnehmen ist, weist Strecke 5 einen geringen mittleren Haltestellenabstand und eine sehr regelmäßige Verteilung der Bahnhöfe bzw. Haltepunkte entlang des Zuglaufes auf, während der Abstand zwischen den Halten auf Strecke 8 vergleichsweise groß ist und dabei erheblichen Schwankungen unterliegt.

Die *Neigungsprofile* werden dadurch charakterisiert, dass einerseits die mittlere Neigung der gesamten Strecke als Quotient des Höhenunterschiedes zwischen Anfangs- und Endpunkt sowie der Streckenlänge bestimmt wird und andererseits die Anteile von in Fahrtrichtung ansteigenden, fallenden oder ebenen Streckenabschnitten an der gesamten Fahrstrecke angegeben werden. Dadurch lassen sich hügelige bzw. kuppige Strecken von den weitgehend ebenen unterscheiden. So weisen zwar die Strecken 1,2,6 und 7 ähnliche mittlere Neigungen auf, allerdings sind die Anteile ebener Streckenabschnitte (Längsneigungen im Bereich  $-1...1\%$ ) im Falle der Strecken 1 und 2 deutlich höher als bei den Strecken 6 und 7. Deshalb lassen sich erstgenannte als Flachlandstrecken klassifizieren, wie sie besonders im Norden Deutschlands anzutreffen sind, während die Strecken 6 und 7 eher im hügeligen Umland von Mittelgebirgen zu finden sind.

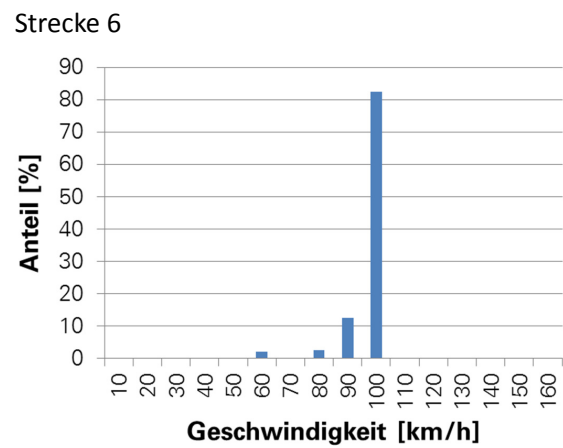
Die *Soll-* bzw. *Regelgeschwindigkeitsprofile* spiegeln sich in Tabelle 5.6 durch die mittlere Regelgeschwindigkeit sowie die Anzahl der Regelgeschwindigkeitsabsenkungen wider. Die Erstgenannte schwankt bei den betrachteten Strecken zwischen 69 (Strecke 3) und 148 km/h (Strecke 7NT) und gibt Aufschluss darüber, welches Geschwindigkeitsniveau auf der Strecke erreicht wird,

Tabelle 5.6: Übersicht der Merkmale der bei der Simulation zugrunde gelegten realen Strecken; es bedeuten: **Nr** = im Rahmen dieser Arbeit zugeordnete Streckennummer, **Hm** = Haltestellenmuster (**RB** für „Regionalbahn“ (Halt an allen Bahnhöfen/Haltestellen), **RE** für „Regional-Express“ (Halt nur an Knotenbahnhöfen)), **L** = Streckenlänge, **s<sub>H,m</sub>** = mittlerer Haltestellenabstand, **σ<sub>H</sub>** = Standardabweichung des mittleren Haltestellenabstandes, **i<sub>m</sub>** = mittlere Streckenlängsneigung, **γ<sub>Gf</sub>** = Gefälleanteil einer Strecke bezogen auf die Gesamtlänge (Gefälle: Längsneigung <-1‰), **γ<sub>Eb</sub>** = Anteil ebener Streckenabschnitte einer Strecke bezogen auf die Gesamtlänge, **γ<sub>St</sub>** = Steigungsanteil einer Strecke bezogen auf die Gesamtlänge (Steigung: Längsneigung >1‰), **v<sub>R,m</sub>** = mittlere Regelgeschwindigkeit (Soll-Geschwindigkeit) auf der Strecke, **n<sub>Δv</sub>** = Anzahl der Regelgeschwindigkeitsreduzierungen auf einer Strecke; *Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten*

Nr	Hm	L	s <sub>H,m</sub>	σ <sub>H</sub>	i <sub>m</sub>	γ <sub>Gf</sub>	γ <sub>Eb</sub>	γ <sub>St</sub>	v <sub>R,m</sub>	n <sub>Δv</sub>
-	-	km	km	km	‰	%	%	%	km/h	-
1	RB	52,4	8,7	3,6	0,1	23,7	51,6	24,7	98	1
2	RB	61,9	6,9	3,0	0,0	18,4	66,9	14,7	114	7
3	RB	54,5	10,7	4,8	3,1	10,7	27,3	62,0	112	6
4	RB	47,6	9,5	2,9	3,2	10,0	34,0	56,0	95	7
5	RB	20,7	3,5	0,6	3,6	16,0	17,9	66,1	69	7
6	RB	68,0	6,2	2,1	0,7	47,5	13,4	39,1	97	5
7	RB	90,4	5,6	2,2	0,2	37,6	22,7	39,7	118	10
7	RE	90,4	12,9	3,6	0,2	37,6	22,7	39,7	118	10
7NT	RE	90,4	12,9	3,6	0,2	37,6	22,7	39,7	148	8
8	RB	81,4	4,0	2,0	2,4	21,4	31,4	47,2	118	19
8	RE	81,4	16,1	8,8	2,4	21,4	31,4	47,2	118	19
8NT	RE	81,4	16,1	8,8	2,4	21,4	31,4	47,2	130	18



(b) Neigungsspektrum (Beispiel: Strecke 6)



(c) Spektrum der streckenseitig zulässigen Geschwindigkeiten (Beispiel: Strecke 6)

Abbildung 5.37: Darstellung der fahrdynamisch relevanten Parameter einer Strecke; *Datenquelle:* DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



sofern die Antriebsleistung der eingesetzten Fahrzeuge adäquat bemessen ist. Die Anzahl der Regelgeschwindigkeitsabsenkungen kann demgegenüber als Maß für die Regelmäßigkeit des Soll-Geschwindigkeitsprofils betrachtet werden. Strecke 1 weist demzufolge ein sehr gleichmäßiges Regelgeschwindigkeitsprofil auf (1 Geschwindigkeitsabsenkung auf 52,4 km Streckenlänge), während Strecke 8 von einem sehr häufigen Wechsel der Regelgeschwindigkeit gekennzeichnet ist.

Die simulierten Strecken sind in Tabelle 5.6 gemäß ihrer Vergleichbarkeit untereinander gruppiert. So handelt es sich bei den Strecken 1 und 2 um Flachlandstrecken mit weitgehend ebenem Profil, auf denen kaum Neigungen mit einem Betrag  $> 5\%$  auftreten (siehe auch Anhang A.36).

Den Strecken 3, 4 und 5 ist gemein, dass sie ein, je nach Fahrtrichtung, kontinuierlich steigendes bzw. fallendes Höhenprofil aufweisen. Die mittleren Neigungen sowie die Steigungsanteile weisen jeweils die gleiche Größenordnung auf. Deutliche Unterschiede bestehen im Haltestellenmuster sowie dem Anteil ebener Streckenabschnitte. Dies resultiert aus der Tatsache, dass die Strecken 3 und 4 aus dem Flachland heraus in Mittelgebirgsregionen führen, während es sich bei Strecke 5 um eine Strecke handelt, die durchgehend in gebirgigem Umfeld trassiert ist. Alle drei Strecken weisen Abschnitte auf, innerhalb derer die Längsneigung einen Betrag von bis zu  $20\%$  erreicht.

Die verbleibenden Strecken 6,7/7NT und 8/8NT weisen kuppige Höhenprofile auf, bei denen sich ausgeprägte Steigungs- und Gefälleabschnitte abwechseln. Während die Strecken 6 und 7 ein nahezu ausgeglichenes Verhältnis von Steigungs- und Gefälleanteilen aufweisen und sich deshalb eine mittlere Neigung ergibt, die jeweils in der Nähe der Werte für die Flachlandstrecken liegt, weist Strecke 8 fahrtrichtungsabhängig global eine ansteigende/abfallende Charakteristik auf. Im Vergleich zu den Strecken 3 und 4 weicht bei dieser jedoch die Verteilung der Neigungen deutlich ab, weshalb keine Zuordnung zur selben Streckenkategorie erfolgt.

### 5.3.2 Vorgehensweise

Bei der Streckensimulation der einzelnen Hybridkonfigurationen gilt es, zwei Aspekten besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Zum einen muss die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse für das Referenzfahrzeug und die Hybridvarianten gegeben sein und zum anderen müssen die Speicherzustandsgrößen geschlossene Zyklen durchlaufen. Beide genannten Randbedingungen erzwingen eine iterative Vorgehensweise, die im Folgenden kurz erläutert werden soll.

Modellierungsbedingt ist es mit den entwickelten Modellen nicht immer möglich, die vorgesehene Soll-Fahrzeit sekundengenau einzuhalten (siehe Abschnitt 3.4.1). Da die Ermittlung der Punkte, bei denen die Traktionskraft abgeschaltet und in den Fahrzeugauslauf übergegangen wird, auf einer Schätzung der zu erwartenden Auslaufverzögerungen beruht (siehe 3.4.1) und diese Schätzung an die Randbedingungen des jeweiligen Fahrspiels gebunden sind, kommt es zu einer gewissen Streuung der simulierten Fahrzeiten um die Soll-Fahrzeit für unterschiedliche Modellkonfigurationen, sobald sich die fahrdynamisch relevanten Parameter (z.B. die Fahrzeugmasse oder die Momentangeschwindigkeit an einem bestimmten Streckenpunkt) ändern. Die Fahrt des Hybridfahrzeuges ist jedoch nur dann ohne Einschränkungen mit der des Referenzfahrzeuges vergleichbar, wenn die jeweils simulierten Fahrzeiten miteinander übereinstimmen. Gleiche Fahrzeiten bedeuten im Kontext der energiesparenden Fahrweise (siehe Abschnitt 3.4.1) die gleiche Ausnutzung der Fahrzeitreserve. Um zu verhindern, dass die Simulationsergebnisse für den Kraftstoffbedarf verfälscht werden, weil sich Einspareffekte, die sich aus der Hybridisierung ergeben, mit solchen überlagern, die der energiesparenden Fahrweise zugerechnet werden müssen, gilt es, die Fahrzeitdifferenz zwischen beiden Fahrten als Gütekriterium für die Brauchbarkeit der Simulationsergebnisse heranzuziehen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Fahrten miteinander verglichen, deren relative Fahrzeitabweichung in einem Bereich zwischen  $-0,5$  und  $+0,5\%$  liegt. Bei einer absoluten Fahrzeit von einer Stunde entspricht dies einer zulässigen Abweichung von  $\pm 18$  s. Für die Ermittlung der relativen Fahrzeitabweichung wird dabei immer auf die simulierte Fahrzeit für das konventionelle Referenzfahrzeug mit energiesparender Fahrweise Bezug genommen.

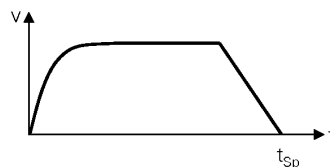
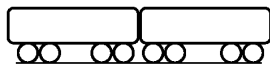
Abbildung 5.38 zeigt den Ablauf des Simulationsprozesses. Die Referenzfahrzeit und der Referenzkraftstoffverbrauch werden durch die Simulation der konventionellen Fahrzeugkonfiguration

im Modus „energiesparendes Fahren“ ermittelt. Anschließend wird die Simulation der Hybridfahrzeugkonfiguration durchgeführt und ggf. so oft wiederholt, bis die Gesamtfahrzeit der unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen den oben genannten Restriktionen entspricht.

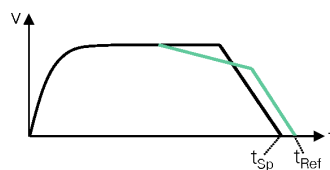
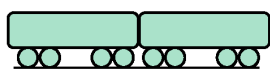
Hinsichtlich des Energiespeicherzustandes gilt es zu beachten, dass der Speicherzustand am Beginn der Simulation für eine Fahrtrichtung dem am Ende der Simulation für die Gegenrichtung entspricht. Deshalb wurde an den jeweiligen Endpunkten eine Stillstandszeit von 600 s (10 Minuten) angefügt, während der sich die Zustandsgrößen Druck und Temperatur des Speichergases weiter verändern und am Ende dieser Zeitdauer die Initialisierungswerte für die Simulation der Gegenrichtung liefern. Da der Speicherzustand am Endpunkt unter anderem auch von demjenigen am Anfangspunkt der Strecke abhängig ist, müssen ggf. mehrere Iterationsschleifen pro Strecke durchlaufen werden, bevor ein stetiger Übergang der thermischen Zustandsgrößen des Speichergases zwischen beiden Fahrtrichtungen konstatiert werden kann. Abbildung 5.39 veranschaulicht den beschriebenen Sachverhalt. Es ist zudem ersichtlich, dass sich am Ende der Wendezeit ein thermischer Gleichgewichtszustand einstellt, bei dem sich die Zustandsgrößen des Speichergases nicht mehr signifikant ändern, sofern die Umgebungstemperatur konstant bleibt. Wird dies als gegeben angenommen, ist daher hinsichtlich der betrachteten Größen Speichergasdruck und Speichergastemperatur unerheblich, ob sich die Wendezeit in einem höheren zweistelligen Minutenbereich bewegt. Der Fall eines über Nacht abgestellten Fahrzeuges, bei dem sich die Umgebungstemperatur zwangsläufig ändern muss, wurde nicht simuliert, da die komplexen Randbedingungen nicht adäquat abgebildet werden können.

## Simulationsprozess

### 1. Grundmodell ohne Energiesparende Fahrweise

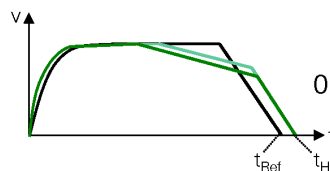
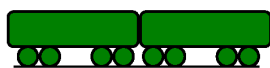


### 2. Grundmodell mit ESF



$$t_{\text{Ref}} / t_{\text{Sp}} = 1,03$$

### 3. Hybridmodell mit ESF



$$0,995 < t_{\text{Hyb}} / t_{\text{Ref}} < 1,005$$

Abbildung 5.38: Dreistufiger Simulationsprozess mit der bezogenen Fahrzeitabweichung als Gütekriterium, es bedeuten:  $t_{\text{Sp}}$  = Spitzfahrzeit (kürzeste Fahrzeit),  $t_{\text{Ref}}$  = Referenzfahrzeit - Fahrzeit des konventionellen Fahrzeuges unter angestrebter Ausnutzung einer dreiprozentigen Fahrzeitreserve,  $t_{\text{Hyb}}$  = Fahrzeit des Hybridfahrzeuges unter angestrebter Ausnutzung einer dreiprozentigen Fahrzeitreserve

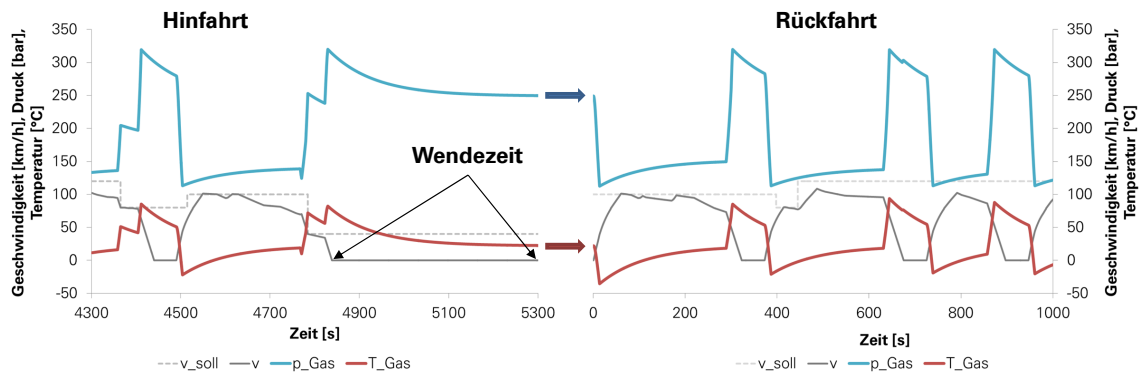


Abbildung 5.39: Übergabe des Speicherzustandes bei Fahrtrichtungswechsel

### 5.3.3 Ergebnisse der Streckensimulation für die hydrostatischen Hybridvarianten

Im Folgenden sollen die wesentlichen Ergebnisse der Streckensimulation für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen dargestellt werden. Zunächst erfolgt eine Übersicht über alle simulierten Strecken (siehe Kapitel 5.3.1), bevor die einzelnen Streckenkategorien genauer betrachtet werden.

#### Überblick

Die simulierten Kraftstoffeinsparungen bezüglich des konventionellen Fahrzeuges mit energiesparender Fahrweise und optimaler Fahrplanlage können der Abbildung 5.40 entnommen werden. Die dort angegebenen Werte sind hinsichtlich der Fahrtrichtung gemittelt und stellen somit das gesamte Einsparpotential für die vollständige Befahrung der Strecken in Hin- und Rückrichtung dar.

Es ist ersichtlich, dass die erzielbaren Einsparungen in Abhängigkeit von Hybridkonfiguration, Strecke und Zugart beträchtlichen Schwankungen unterliegen. Die Spannweite der simulierten Kraftstoffersparnis liegt zwischen 5 % (HHVT2DM0 auf der Strecke 8NT als Regionalexpress) und 34 % (HHVT1DM auf der Strecke 5 als Regionalbahn).

Für die Konfiguration HHVT1DM mit nur einer konventionellen Antriebsanlage, jedoch vergleichsweise großem Speicherinhalt (siehe Abschnitt 2), kann nur auf drei Strecken eine Prognose von Kraftstoffeinsparungen gegeben werden, da die reduzierte Traktionsleistung in den meisten Fällen nicht genügt, um die Fahrzeiten des konventionellen Fahrzeuges einzuhalten. Auch hinsichtlich der in Abbildung 5.40 dargestellten Ergebnisse muss einschränkend festgehalten werden, dass die gezeigten Kraftstoffeinsparungen des HHVT1DM auf den Strecken 3 und 5 mit einer Fahrzeitverlängerung von 79 s (Hinfahrt Strecke 3) bzw. 52 s (Hinfahrt Strecke 5) verbunden sind. In der Gegenrichtung können die vorgegeben Fahrzeiten jeweils eingehalten werden. Wird die genannte Fahrzeitabweichung akzeptiert, kann mit dieser Hybridkonfiguration auf der Strecke 5 das im Vergleich größte Kraftstoffeinsparungspotential erzielt werden.

Mit der Minimalvariante HHVT2DM0 lässt sich in den meisten Fällen im Regionalbahn-Betrieb eine Kraftstoffersparnis im höheren einstelligen Bereich erzielen, auf einzelnen Strecken sind niedrige zweistellige Beträge möglich.

Die Hybridkonfigurationen HHVT2DM1 und HHVT2DMRM stellen Vorzugsvarianten dar, da sich mit diesen auf allen betrachteten Strecken im Regionalbahn-Betrieb eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um über 10 % erzielen lässt.

Des Weiteren illustriert die Abbildung 5.40, dass eine Kraftstoffersparnis von deutlich über 10 % unabhängig von der Hybridkonfiguration nur im Regionalbahn-Betrieb zu erwarten ist. Verkehren die Fahrzeuge als Regionalexpress, verlängern sich die mittleren Haltestellenabstände deutlich

(siehe Tabelle 5.6), sodass der Einspareffekt der Hybridisierung, der vor allem bei Anfahr- bzw. Beschleunigungsvorgängen seine Wirkung entfaltet, sich weniger stark bemerkbar macht. Je länger die Streckenanteile werden, auf denen wegen des begrenzten Energiespeicherinhaltes rein konventionell gefahren werden muss, desto geringer fallen die Kraftstoffeinsparungen aus. Diese Tatsache wird auch durch die Abbildung 5.41 unterstrichen, in der die simulierte Kraftstoffersparnis für alle simulierten Strecken und Zugarten über den jeweiligen mittleren Haltestellenabständen aufgetragen wurde. Für alle betrachteten Hybridkonfigurationen ergibt sich ein progressiver Anstieg der Kraftstoffersparnis hin zu kleinen Haltestellenabständen.

Der mittlere Haltestellenabstand ist jedoch nicht der einzige Einflussfaktor, wie Abbildung 5.42 zeigt, in der die jeweils höchsten (Rauten-Symbole) und geringsten (Dreiecks-Symbole) simulierten Kraftstoffverbrauchsreduktionen in einem Diagramm dargestellt sind. Werden für jede Strecke beide Fahrtrichtungen getrennt voneinander betrachtet, wird der Einfluss der mittleren Längsneigung der Strecke deutlich. Die Art der mittleren Neigung, wird in Abbildung 5.42 durch die Füllung der Symbole kenntlich gemacht (gefüllt: Steigung, ungefüllt: Gefälle), während sich ihr absoluter Betrag in der Größe der Symbole manifestiert. Es ist ersichtlich, dass sich für jene Hybridkonfigurationen, die die Fahrzeiten auf allen betrachteten Strecken einhalten können, ein ähnliches Bild ergibt.

Die höchsten Reduktionen des Kraftstoffbedarfes werden erzielt, wenn die Strecke einen geringen mittleren Haltestellenabstand und im Mittel ein (deutliches) Gefälle aufweist, während große Haltestellenabstände und im Mittel (deutlich) ansteigende Strecken zu einer eher geringen Kraftstoffersparnis führen. Hinsichtlich des Einflusses der Standardabweichung der Haltestellenabstände sowie der Anzahl der Regelgeschwindigkeitsänderungen bzw. -absenkungen ergibt sich aufgrund der begrenzten Anzahl der untersuchten Strecken kein klares Bild.

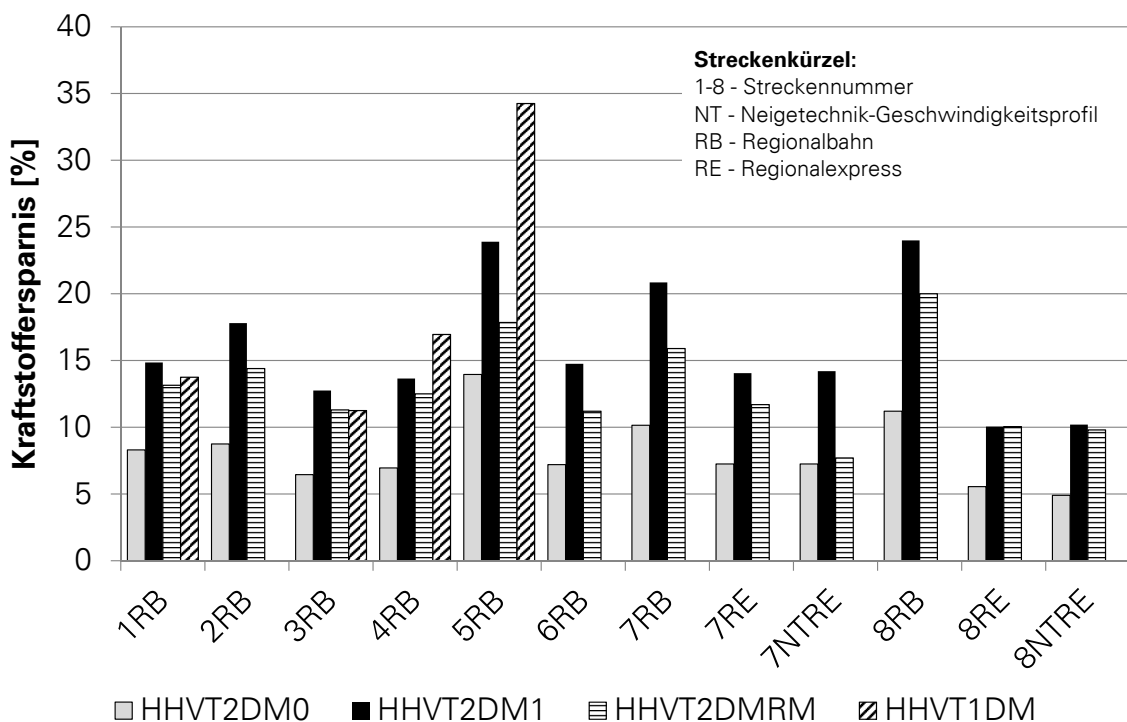


Abbildung 5.40: Simulierte Kraftstoffersparnis auf verschiedenen Strecken für einen kompletten Fahrzeugumlauf (Hin- und Rückfahrt, inklusive 10 Minuten Wendezeit), *Anmerkung:* Mit Konfiguration HHVT1DM können nur auf den Strecken 1,3,4 und 5 die vorgegebenen Fahrzeiten eingehalten werden.

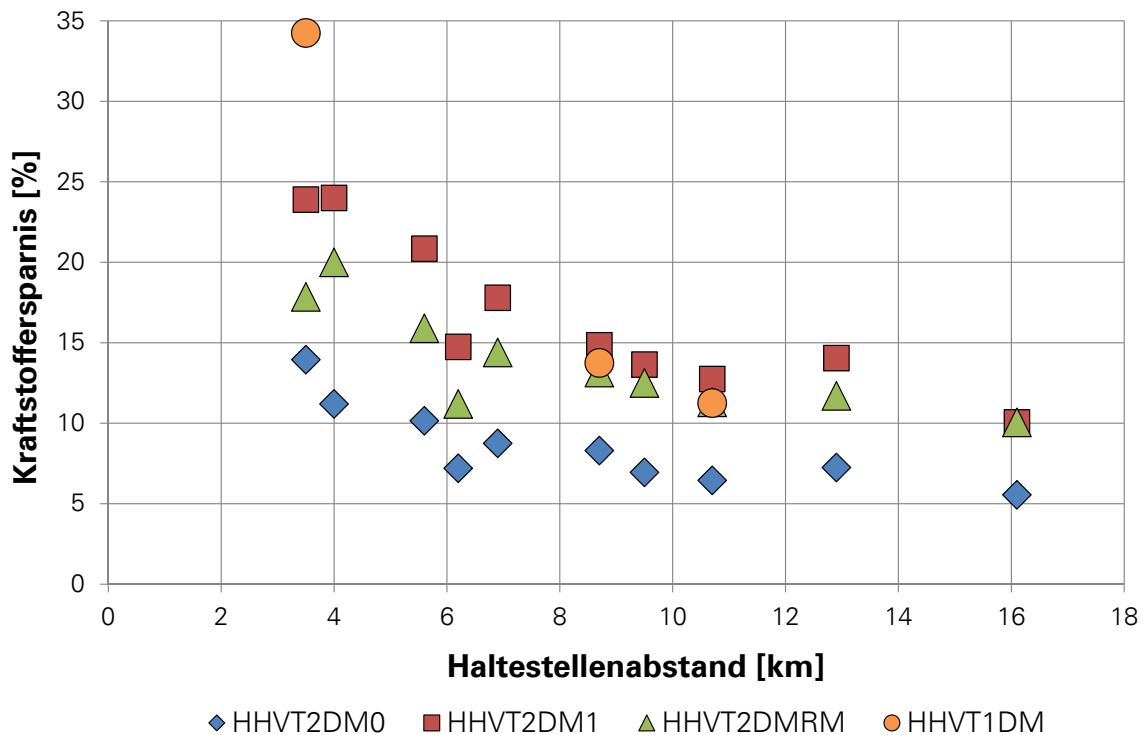
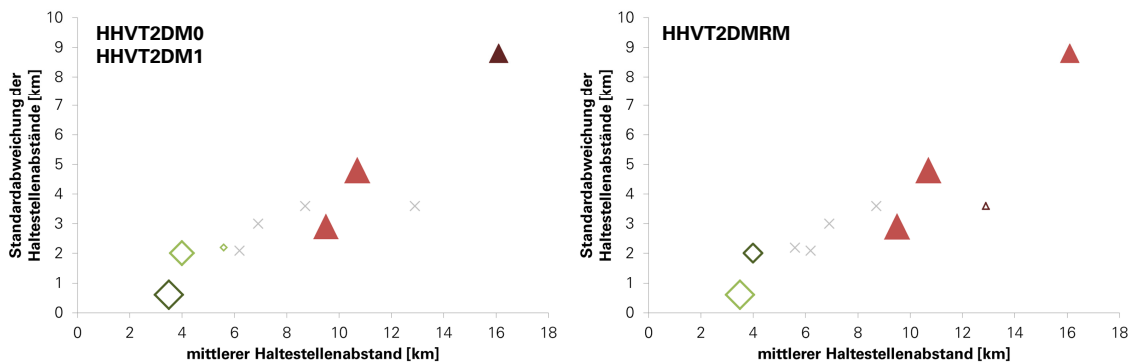


Abbildung 5.41: Einfluss des mittleren Haltestellenabstandes auf die simulierte Kraftstoffersparnis (hydrostatische Hybridkonfigurationen)



**Legende:**

- Symbolform:** hohe  $\diamond$  / geringe  $\triangle$  simulierte Kraftstoffersparnis
- Symbolfarbe:** hohe/höchste  $\diamond$  / geringe/geringste  $\triangle$  simulierte Kraftstoffersparnis
- Symbolfüllung:** mittlere Längsneigung  $< 0$   $\diamond$  / mittlere Längsneigung  $> 0$   $\triangle$
- Symbolgröße:** proportional zum Betrag der mittleren Längsneigung

× übrige Ergebnisse (weder höchste noch geringste Kraftstoffersparnis im Vergleich)

Abbildung 5.42: Vergleich der Ergebnisse der Streckensimulation in Bezug auf jeweils eine Fahrtrichtung pro Strecke für hydraulische Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit von mittlerem Haltestellenabstand und Längsneigung (qualitativ)

## Flachlandstrecken

Der Betrieb auf Flachlandstrecken (Strecke 1 und 2) weist gemäß Abbildung 5.40 ein im Vergleich hohes Einsparpotential auf. In Abbildung 5.43 sind die Simulationsergebnisse für beide Strecken und Fahrrichtungen separat aufgetragen. Es zeigt sich, dass die Richtungsabhängigkeit der Kraftstoffersparnis zu vernachlässigen ist und das Einsparpotential auf Strecke 2 gegenüber Strecke 1 vor allem wegen des geringeren mittleren Haltestellenabstandes etwas höher ausfällt. Während die Hybridkonfiguration HHVT1DM bei der Fahrt auf Strecke 1 in der Lage wäre, die vorgesehen Fahrzeiten einzuhalten, wird dies auf der Strecke 2 wegen des deutlich höheren (Regel-)Geschwindigkeitsniveaus, bei dem sich die geringe konventionelle Antriebsleistung dieser Konfiguration sehr stark bemerkbar macht, nicht erreicht. Zudem fällt auf, dass die Kraftstoffersparnis trotz des Wegfalls einer konventionellen Antriebsanlage geringer ausfällt als bei der Konfiguration HHVT2DM1. Die Ursache dafür ist der Umstand, dass aufgrund der reduzierten Antriebsleistung wesentlich länger unter Volllast gefahren werden muss, bis die Soll-Geschwindigkeit erreicht wird. Diese Aussage trifft in gleicher Weise auch auf die Hybridkonfiguration HHVT2DMRM zu und führt zu der Erkenntnis, dass ein Downsizing für diesen Streckentyp nicht die optimale Lösungsmöglichkeit darstellt, um eine maximale Verringerung des Kraftstoffbedarfs zu erzielen.

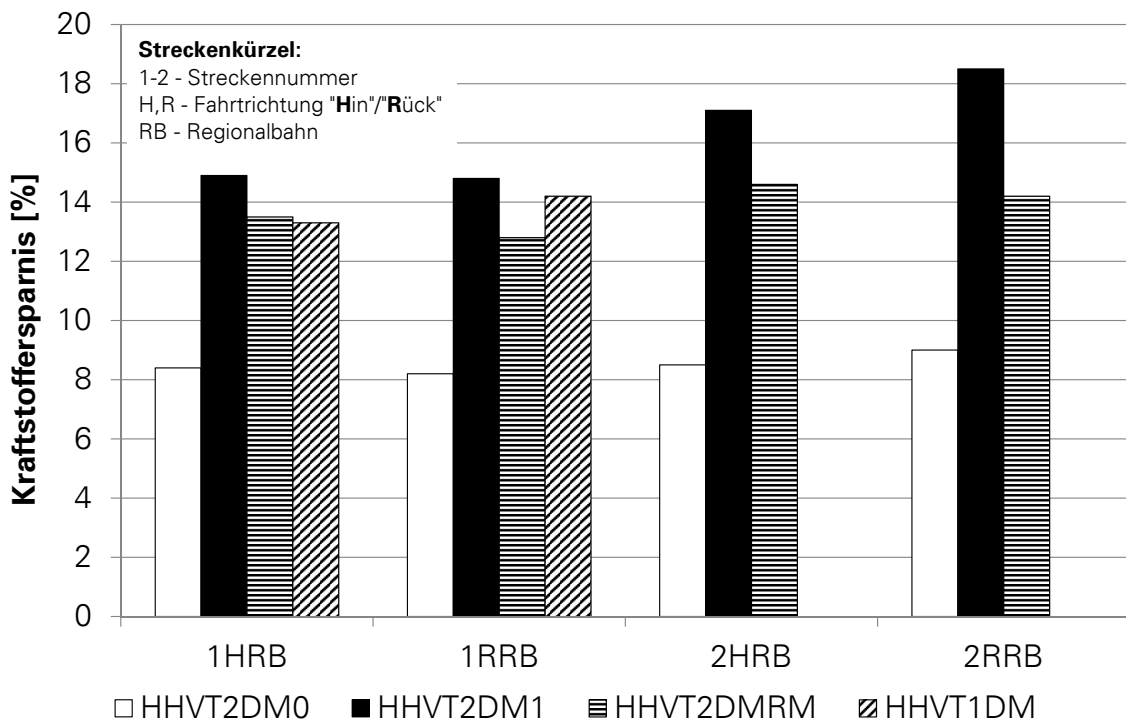


Abbildung 5.43: Simulationsergebnisse für die untersuchten Flachlandstrecken bei getrennter Betrachtung der Fahrrichtungen

## Strecken mit kontinuierlich steigendem/fallenden Höhenprofil

Die zweite Streckenkategorie, die genauer betrachtet werden soll, umfasst Strecken mit einem je nach Fahrtrichtung kontinuierlich ansteigenden bzw. abfallenden Höhenprofil. Von den im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Strecken lassen sich Strecke 3, 4 und 5 dieser Kategorie zuordnen. Die Simulationsergebnisse hinsichtlich der zu erwartenden Kraftstoffersparnis sind in Abbildung 5.44 zusammengefasst. Im Gegensatz zu den vorstehend betrachteten Flachlandstrecken zeigt sich hier eine deutliche Diskrepanz zwischen beiden Fahrrichtungen. So fällt die Kraftstoffersparnis

bei der Bergfahrt auf allen Strecken signifikant geringer aus als bei der Talfahrt. Hier wird die Bedeutung der mittleren Streckenneigung als zweiter wesentlicher streckenseitiger Einflussfaktor (neben dem mittleren Haltestellenabstand) auf die Kraftstoffersparnis deutlich. Da wegen der zusätzlichen Beschleunigung durch den Hybridzweig der hinsichtlich etwaiger Fahrzeitverluste bedeutende untere Geschwindigkeitsbereich schneller durchfahren werden kann und überdies die im Gefälle negative und deshalb in Fahrtrichtung wirkende Neigungswiderstandskraft bei der Beschleunigung unterstützend wirkt, während sie im Auslauf den Abfall der Geschwindigkeit verringert oder verhindert, können die Auslaufabschnitte während der Talfahrt im Vergleich zum konventionellen Fahrzeit sehr stark vergrößert werden.

Es zeigt sich hier, dass durch Downsizing (Konfiguration HHVT1DM) bei geeigneten Streckenparametern ein beträchtliches Einsparpotential erschlossen werden kann. So wird auf Strecke 5 die im Vergleich größte Kraftstoffersparnis von insgesamt 34 % (gemittelt über beide Fahrrichtungen) errechnet. Sowohl auf dieser als auch auf Strecke 4 zeigt sich eine deutliche Überlegenheit der Konfiguration HHVT1DM gegenüber allen anderen. Dies ist möglich, da das allgemeine Geschwindigkeitsniveau auf diesen Strecken sehr (Strecke 5) bzw. vergleichsweise (Strecke 3) gering ist und sich deshalb die geringe konventionelle Leistung bei der Hybridkonfiguration HHVT1DM weniger stark auswirkt. Die gezeigten Ergebnisse gelten jedoch nur, sofern das Kriterium der Einhaltung vorgegebener Fahrzeiten etwas aufgeweicht und für die Bergfahrten jeweils eine Verspätung in Kauf genommen wird. Diese beträgt für Strecke 3 79 s, für Strecke 4 20 s und für Strecke 5 52 s.

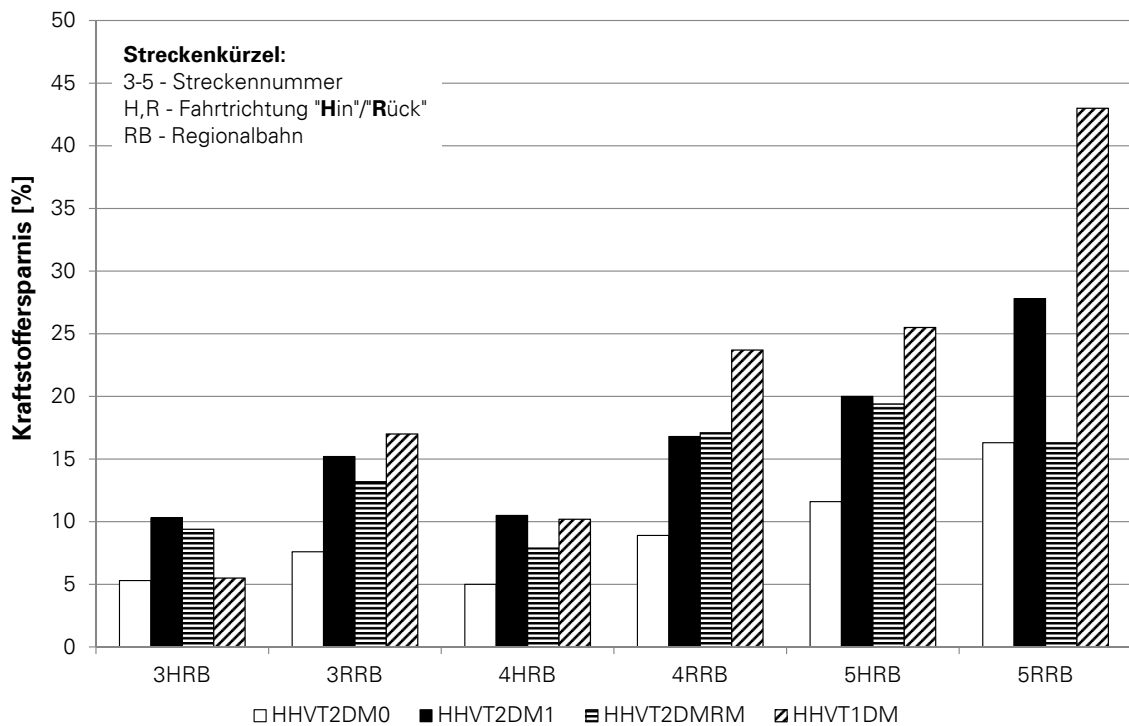


Abbildung 5.44: Simulationsergebnisse für die untersuchten Strecken mit kontinuierlich steigendem/fallenden Höhenprofil bei getrennter Betrachtung der Fahrrichtungen

### Strecken mit kuppigem Höhenprofil

Die letzte der 3 Kategorien, denen die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Strecken zugeordnet wurden, umfasst Strecken mit einem „kuppigen“ Höhenprofil. Das bedeutet, dass sich längere Streckenabschnitte mit stetigem Anstieg und solche mit stetigem Gefälle abwechseln und somit

die Neigungsspektren signifikante Anteile sowohl negativer als auch positiver Neigungen aufweisen (siehe Anhang A.36). Dies trifft auf die Strecken 6, 7(NT) und 8(NT) zu. Die Simulationsergebnisse hinsichtlich der zu erwartenden Kraftstoffersparnis für diese Strecken sind in Abbildung 5.45 zusammengefasst.

Die diese Strecken neben der Strecke 5 die im Vergleich geringsten mittleren Haltestellenabstände aufweisen, werden jeweils verhältnismäßig hohe Kraftstoffeinsparungen erzielt. Dabei kommt es, je nach konkreter Ausprägung des Höhenprofils, zu deutlichen Abweichungen zwischen beiden Fahrtrichtungen, die jedoch naturgemäß wesentlich geringer ausgeprägt sind als es bei Strecken mit stetig ansteigendem/abfallenden Höhenprofil der Fall ist. Aufgrund des vergleichsweise hohen (Regel-)Geschwindigkeitsniveaus auf diesen Strecken in Verbindung mit abschnittsweise starken Steigungen, können die Fahrzeiten auf diesen Relationen mit der Hybridkonfiguration HHVT1DM nicht gehalten werden. Sie wird deswegen nicht weiter in den Vergleich einbezogen.

Bei dem Vergleich der beiden Konfigurationen HHVT2DM1 und HHVT2DMRM zeigt sich, dass erstere der letzteren auf allen Strecken überlegen ist. Auch hier ist die Ursache in der fehlenden konventionellen Traktionsleistung nach Erschöpfung der Energiespeicher des hybriden Zweiges zu suchen, die bei hoher streckenseitiger Leistungsanforderung (starke Steigungen und/oder hohe Geschwindigkeiten) zur Einhaltung der Soll-Fahrzeiten ein längeres Verweilen bei aufgeschalteter Leistung und damit eine Verkürzung der Auslaufabschnitte erzwingt. Ein Downsizing wäre also auch hier (wie bei den weiter oben betrachteten Flachlandstrecken) nur dann sinnvoll, wenn es gelänge, den Speicherinhalt der Hydrospeicher weiter zu erhöhen.

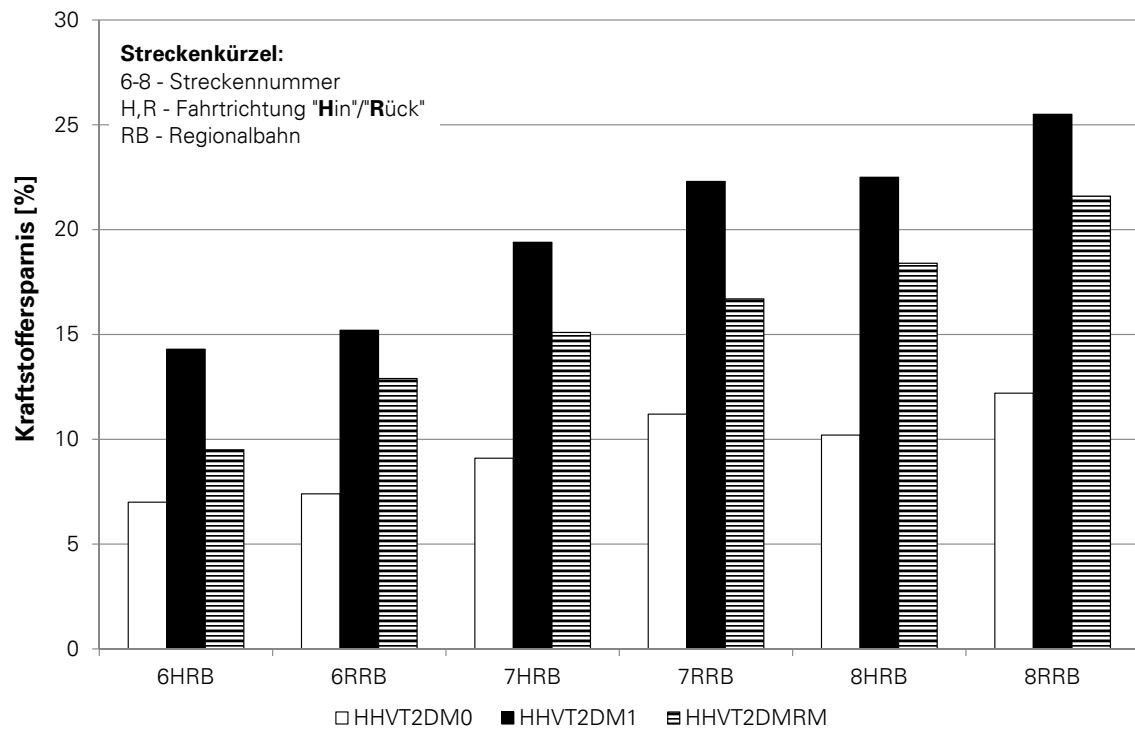


Abbildung 5.45: Simulationsergebnisse für die untersuchten Strecken mit kuppigem Höhenprofil bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen

### Einfluss der Zugart

Die Strecken 7 und 8 werden in der Realität von Zügen bedient, die als Regionalbahn (RB) oder als Regionalexpress (RE) verkehren. Des Weiteren sind diese Strecken für Fahrzeuge mit Neigetechnik ertüchtigt und weisen deshalb neben dem konventionellen auch ein spezifisch für diese Fahrzeuge zugeschnittenes Regelgeschwindigkeitsprofil auf (7NT, 8NT). Somit ergeben sich



für die Simulation theoretisch drei Möglichkeiten für die betriebliche Gestaltung von Zugfahrten: der Regionalbahn-Betrieb, der Regionalexpress-Betrieb und der Regionalexpress-Betrieb mit Neigetechnik (NTRE). Die Betriebsweisen RB und RE unterscheiden sich im mittleren Haltestellenabstand und der diesem zugeordneten Standardabweichung, während die Betriebsweise RE und NTRE hinsichtlich des Haltestellenmusters identisch sind, sich jedoch im Regelgeschwindigkeitsprofil unterscheiden.

Da Eisenbahnfahrzeuge möglichst freizügig und flexibel einsetzbar sein sollen, lohnt sich ein Vergleich der Betriebsarten für die unterschiedlichen Hybridkonfigurationen. Die Ergebnisse der Simulation hinsichtlich der jeweils zu erwartenden Kraftstoffersparnis werden in Abbildung 5.46 dargestellt.

Aufgrund der vergrößerten Haltestellenabstände nimmt die Kraftstoffersparnis im Regionalexpress-Betrieb im Vergleich zum Regionalbahn-Betrieb deutlich ab. Selbst mit den Konfigurationen HHVT2DM1 und HHVT2DMRM lassen sich auf Strecke 8 in dieser Betriebsart nur Kraftstoffeinsparungen um 10 % erzielen, was in etwa einer Halbierung der Werte für den Regionalbahn-Betrieb gleichkommt.

Die Auswirkungen der verschiedenen Regelgeschwindigkeitsprofile für konventionelle Fahrzeuge und solche mit Neigetechnik-Ausrüstung fallen unterschiedlich aus. Einerseits spielt das generelle Geschwindigkeitsniveau eine Rolle und andererseits die Anzahl der Regelgeschwindigkeitswechsel.

Auf der Strecke 7 wird im Neigetechnik-Betrieb die mittlere Regelgeschwindigkeit um 30 km/h von 118 auf 148 km/h angehoben, während sich die Anzahl der Soll-Geschwindigkeitswechsel kaum verändert (22 zu 19). Während die Hybridkonfigurationen HHVT2DM0 und HHVT2DM1 mit ihrer hohen konventionellen Antriebsleistung die Anhebung des Geschwindigkeitsniveaus sehr gut kompensieren können, macht sich bei der Konfiguration HHVT2DMRM erneut die Reduktion der konventionellen Antriebsleistung bemerkbar. Deshalb bleibt die Kraftstoffersparnis bei den erstgenannten Hybridvarianten für die Betriebsweisen RE und NTRE auf etwa gleichem Niveau, während für die Konfiguration HHVT2DMRM ein deutlicher Rückgang zu verzeichnen ist. Dieser ist mit der Verlängerung der Beschleunigungsabschnitte zur Erreichung der (höheren) Soll-Geschwindigkeiten zu erklären.

Auf der Strecke 8 fällt die Anhebung des Regelgeschwindigkeitsniveaus im Neigetechnik-Betrieb im Vergleich moderater aus (um 12 km/h von 118 auf 130 km/h); zudem ist auch das generelle Niveau etwas geringer als bei Strecke 7. Ferner ist der Wechsel auf den Neigetechnikbetrieb mit einer Verstetigung des Soll-Geschwindigkeitsprofils verbunden, da die Anzahl von Soll-Geschwindigkeitswechseln von 34 auf 14 deutlich reduziert wird. Dies trägt zu einer Reduzierung der Anzahl von Beschleunigungsvorgängen bei und resultiert in einer weitgehenden Konstanz des Kraftstoffeinsparpotentials bei allen betrachteten Hybridkonfigurationen für die Betriebsarten RE und NTRE.

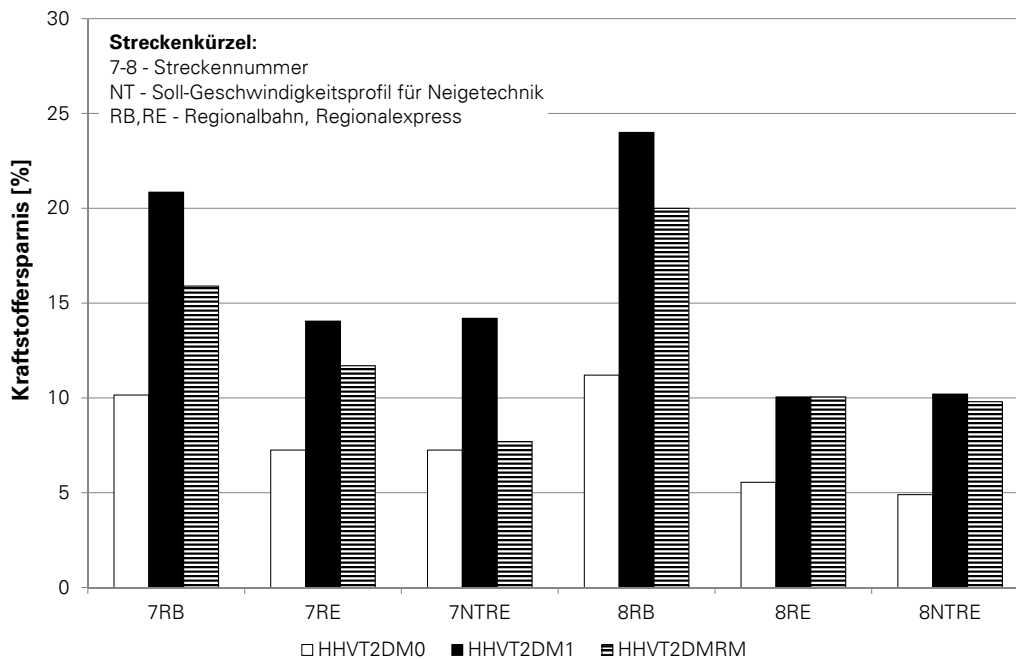


Abbildung 5.46: Simulationsergebnisse in Abhängigkeit der Zugart und des Regelgeschwindigkeitsprofils bei getrennter Betrachtung der Fahrtrichtungen

### Auswertung auf Fahrspielebene

Neben der streckenspezifischen Auswertung ist es möglich, die mittels Simulation erzeugten Daten auch fahrspielspezifisch zu untersuchen. Dazu können alle einzelnen Fahrspiele herangezogen werden, die die in Abschnitt 5.3.2 erläuterten Bedingungen hinsichtlich der Einhaltung der vorgegebenen Fahrzeit erfüllen. Dies trifft auf 100 Fahrspiele für die Konfiguration HHVT2DM0 sowie auf 72 für die HHVT2DM1 und 98 für HHVT2DMRM zu. Die Hybridkonfiguration HHVT1DM zeigte auf vielen Streckenabschnitten ein zu großes Traktionsleistungsdefizit, was zu einer Überschreitung der Fahrzeiten führte. Es steht deshalb mit 33 auswertbaren Fahrspielen eine vergleichsweise geringe Datenmenge zur Verfügung, weshalb im folgenden vor allem auf die drei erstgenannten Hybridkonfigurationen Bezug genommen wird.

Um eine Auswertung hinsichtlich der Parameter 'Neigung' und 'Haltestellenabstand' zu ermöglichen, wurde für alle Teilstrecken zwischen den Verkehrshalten auf den betrachteten Strecken die mittlere Längsneigung ermittelt.

Die zu den ausgewählten Fahrspielen gehörenden Streckenabschnitte stellen bezüglich des gesamten Streckennetzes eine Stichprobe dar, deren Wertebereich nicht identisch mit dem der Grundgesamtheit ist. Da auf weitere Streckendaten nicht zugegriffen werden konnte und eine vollumfängliche empirische Auswertung der Streckendaten nicht elektrifizierter Strecken des deutschen Netzes ohnehin geeignet wäre, den Rahmen dieser Abhandlung zu sprengen, erfolgt keine statistische Bewertung der hier vorgestellten Ergebnisse. Vielmehr sollen anhand der Simulationsergebnisse grundlegende Zusammenhänge und Trends aufgezeigt werden.

Abbildung 5.47 zeigt die Gesamtheit der Ergebnisse. Die Tendenz zur Abnahme der erzielbaren Kraftstoffersparnis bei größeren Haltestellenabständen ist für alle Hybridkonfigurationen deutlich sichtbar. Es zeigt sich jedoch, dass es trotz der generellen Tendenz immer wieder starke Schwankungen der erzielten Werte bei etwa gleichen Haltestellenabständen kommt. Dies liegt in der Tatsache begründet, dass weitere Einflussfaktoren eine Rolle spielen, von denen die mittlere Längsneigung auf der Strecke sowie der Ladezustand des Speichers am Anfang des jeweiligen Fahrspiels die wichtigsten sind.

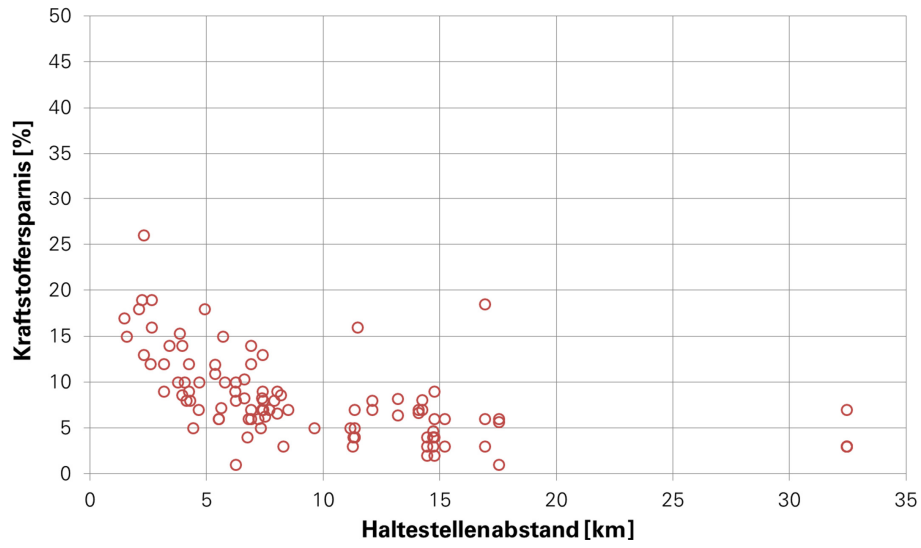
Mit Hilfe der Abbildung 5.48 werden die Parameter Haltestellenabstand und mittlere Neigung sowie die erzielte Kraftstoffeinsparung beispielhaft für die Hybridkonfiguration HHVT2DM0 zueinander ins Verhältnis gesetzt. Es ist erkennbar, dass im Falle kleiner Haltestellenabstände (< 5 km),

der Einfluss der mittleren Neigung eher gering ist, da sich sowohl im leichten Gefälle als auch in leichten Steigungen ein hohes Einsparpotential erschließen lässt. Im Bereich größerer Haltestellenabstände (5...15 km) zeigt sich jedoch klar die Tendenz, dass höhere und höchste Kraftstoffeinsparungen nur erreicht werden können, wenn die mittlere Neigung kleiner als Null ist. Die niedrigsten simulierten Werte für die Kraftstoffersparnis liegen komplementär dazu bei Streckenabschnitten, die sich in Steigungen befinden und einen großen Haltestellenabstand aufweisen.

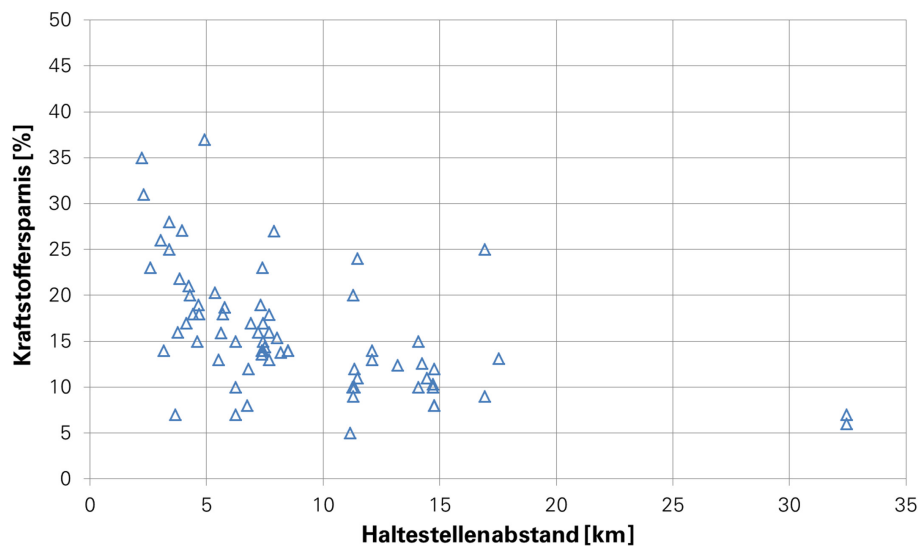
In Abbildung 5.49 wurde eine Zuordnung der in der Abbildung 5.47 dargestellten Ergebnismengen zu Gefälle-, Steigungs- und ebenen Abschnitten vorgenommen und jeweils eine Trendlinie hinzugefügt. Es wurden jeweils nur Streckenabschnitte in die Darstellung einbezogen, die eine möglichst eindeutige Zuordnung zu einer der drei Neigungskategorien Ebene, Steigung oder Gefälle zulassen, während solche mit ausgeprägten Kuppen, Senken u.ä. von der Betrachtung ausgenommen sind.

Der qualitative Verlauf der Ergebnisse ist für alle Hybridkonfigurationen ähnlich. Aufgrund der geringen Leistung und der geringen Energiespeicherkapazität des hybriden Zweiges bei der Hybridkonfiguration HHVT2DM0 ist in diesem Fall der Unterschied zwischen ebenen Streckenabschnitten und solchen mit Gefälle weniger stark ausgeprägt, während das Kraftstoffeinsparpotential auf ansteigenden Streckenabschnitten auch hier mit zunehmendem Haltestellenabstand im Vergleich stärker absinkt.

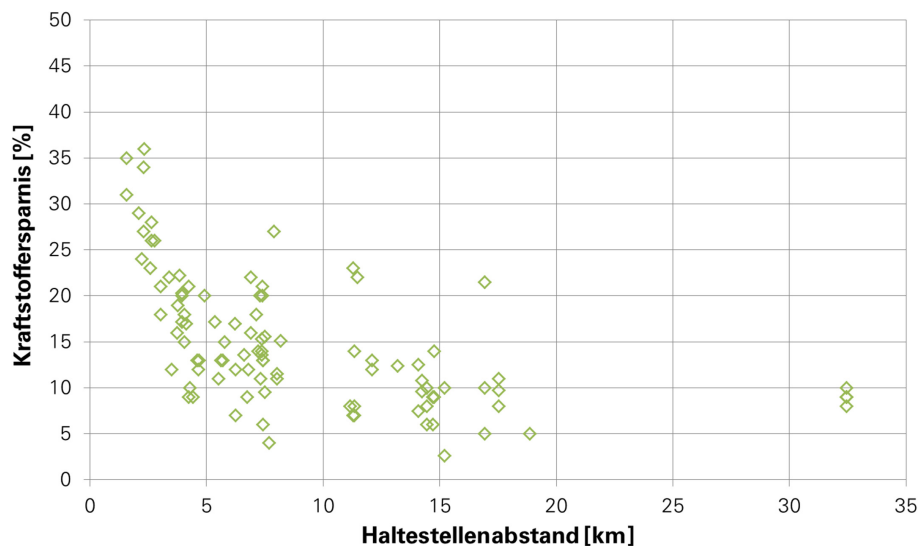
Insbesondere in den Abbildungen 5.49(a) und 5.49(c) wird deutlich, dass der Einfluss der mittleren Streckenneigung mit der Länge des Haltestellenabstandes zunimmt und bei kleinen Haltestellenabständen nahezu verschwindet. Die Aussage von Abbildung 5.48 wird damit für alle Hybridkonfigurationen im Grundsatz bestätigt, ebenso die starke Richtungsabhängigkeit der Kraftstoffeinsparung bei Strecken mit ausgeprägt ansteigendem oder abfallendem Charakter, der sich bei der Betrachtung vollständiger Zugumläufe gezeigt hat (siehe Abbildung 5.44).



(a) Fahrspiele HHVT2DM0



(b) Fahrspiele HHVT2DM1



(c) Fahrspiele HHVT2DMRM

Abbildung 5.47: Ergebnisse der Streckensimulationen auf Fahrspielebene

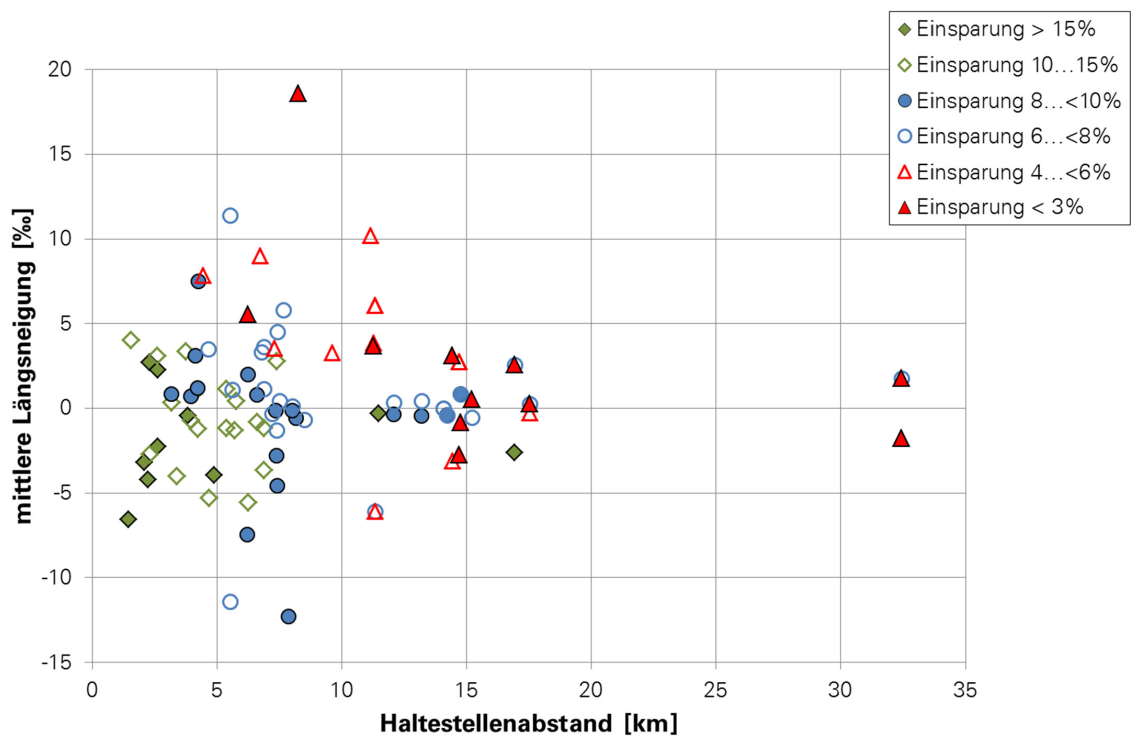
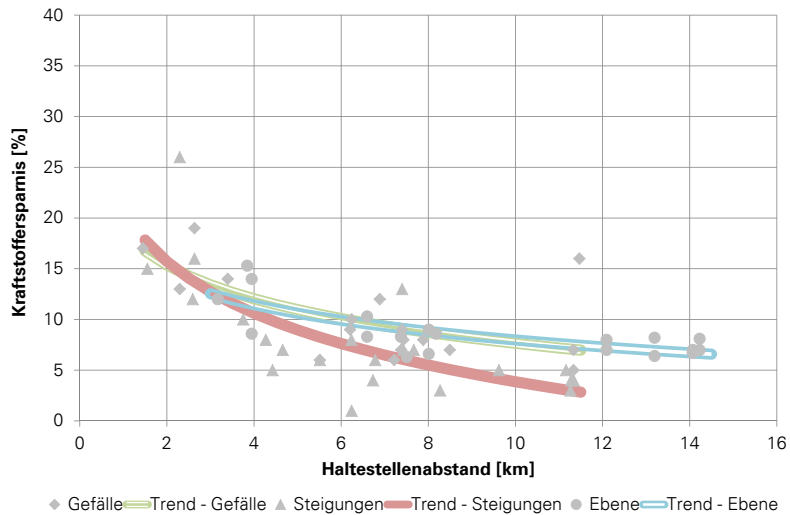
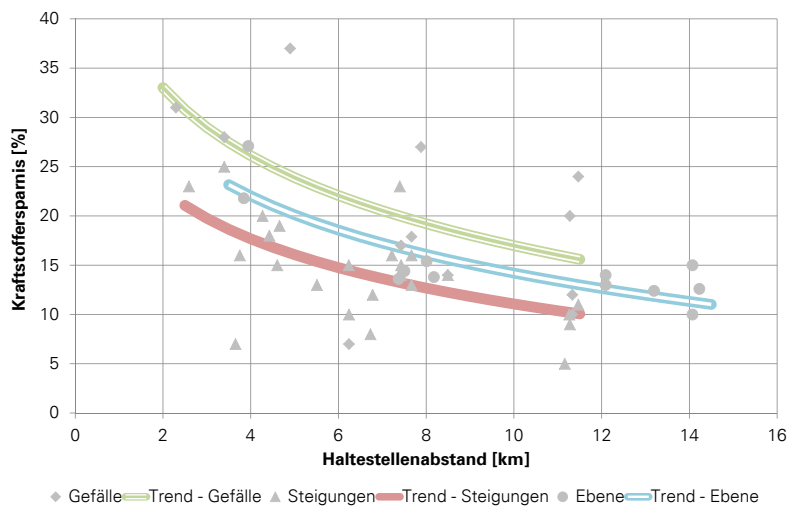


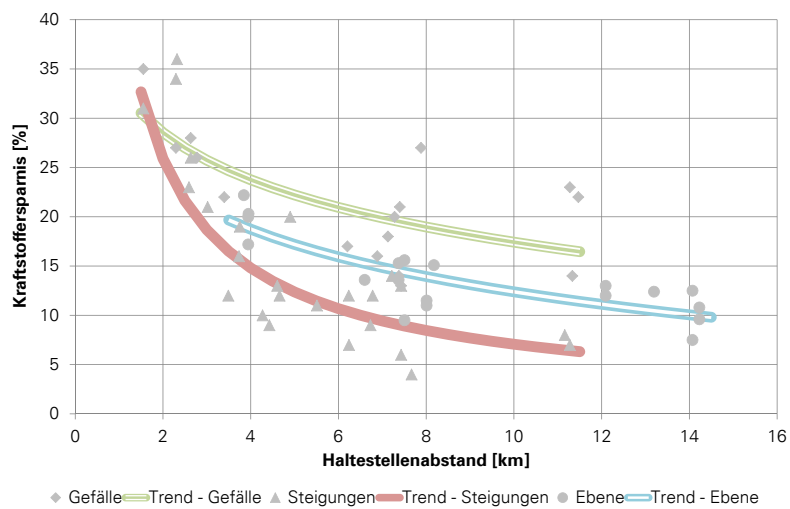
Abbildung 5.48: Zusammenhang von Kraftstoffersparnis, Haltestellenabstand und mittlerer Neigung (HHVT2DM0)



(a) Ergebnismenge simulierter Fahrspiele für die Hybridkonfiguration **HHVT2DM0**, sortiert nach Neigungskategorien



(b) Ergebnismenge simulierter Fahrspiele für die Hybridkonfiguration **HHVT2DM1**, sortiert nach Neigungskategorien



(c) Ergebnismenge simulierter Fahrspiele für die Hybridkonfiguration **HHVT2DMRM**, sortiert nach Neigungskategorien

Abbildung 5.49: Ergebnisse der Streckensimulationen auf Fahrspielebene, sortiert nach Neigungskategorien

### 5.3.4 Ausnutzung des Energieeinsparpotentials

In Kapitel 2.7.1 wurden zwei Kennwerte vorgestellt, mit denen sich das Einsparpotential in Abhängigkeit von Betriebsart und Strecke abschätzen lässt. Entsprechend werden in Tabelle 2.2 die beiden Kennwerte „Nutzbremsfaktor“ und „Leistungs-Hybridisierungspotential“ für alle im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Strecken berechnet. In den Abbildungen 5.50 und 5.51 sind die Simulationsergebnisse für alle Strecken über den berechneten Kennwerten aufgetragen. Es wird deutlich, dass die genannten Faktoren durchaus als grober Anhaltspunkt zur Abschätzung des Kraftstoffeinsparpotentials taugen, eine detaillierte Simulation jedoch nicht ersetzen können. Die Streuung der Ergebnisse ist für bestimmte Werte des Nutzbremsfaktors sowie des Leistungs-Hybridisierungspotentials erheblich. Die Ursachen dafür sind vor allem in den lastabhängigen Wirkungsgraden der Antriebszweige sowie im energetischen Verhalten der Speicher (Ladeakzeptanz, Speicherwirkungsgrad) zu suchen, die von den genannten Kennwerten nicht berücksichtigt werden.

Bildet man allerdings den Quotienten aus Kraftstoffersparnis und Nutzbremsfaktor, so lässt sich eine Aussage darüber ableiten, wie gut eine Hybridkonfiguration das theoretisch vorhandene Einsparpotential auszunutzen in der Lage ist (siehe Abbildung 5.52). Damit erhält man ein Gütekriterium für die streckenbezogene Optimierung der Hybridkonfigurationen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit des Hybridzweiges. Allerdings bedarf es zu einer solchen Optimierung weiterer Freiheitsgrade (Bauraum, zulässige Zusatzmasse), die im Rahmen dieser Untersuchung jedoch eliminiert worden sind, da die vorhandenen knappen Spielräume bezüglich zulässiger, auf dem Fahrzeug unterzubringender, Zusatzmassen (siehe Abschnitt 2.10) bei der Konzeption der Hybridvarianten bereits ausgeschöpft wurden (siehe Kapitel 4.7 und 6.5).

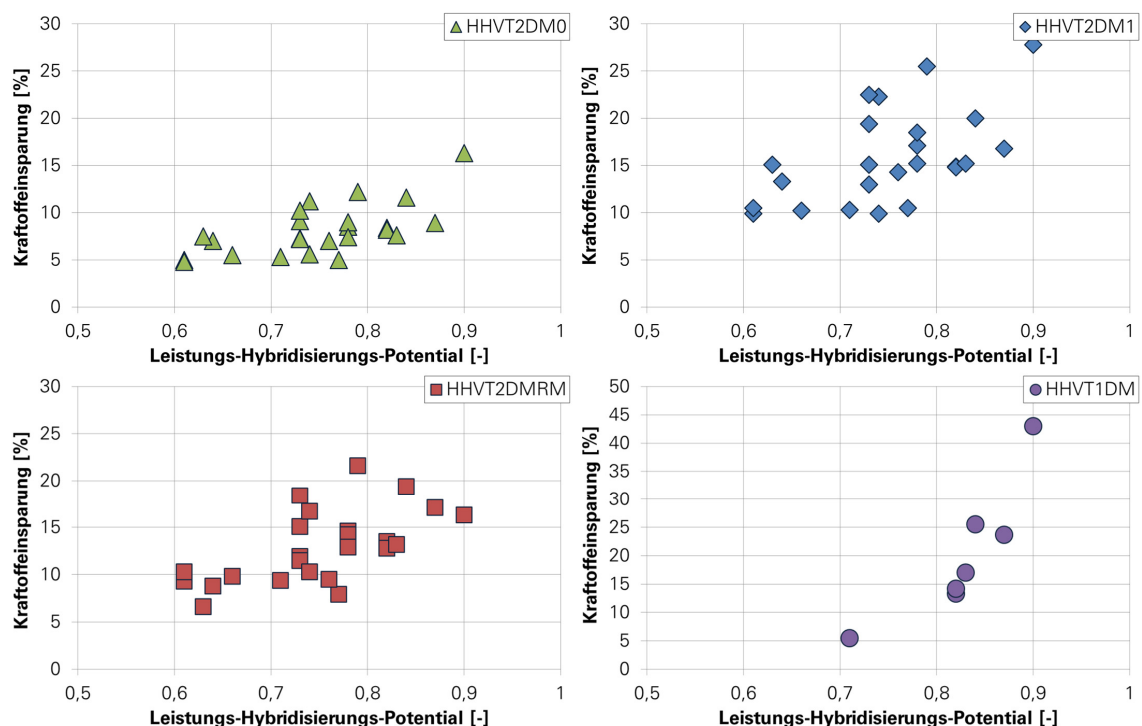


Abbildung 5.50: Simulierte Kraftstoffeinsparungen für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit des in Abschnitt 2.7.1 berechneten „Leistungs-Hybridisierungspotentials“

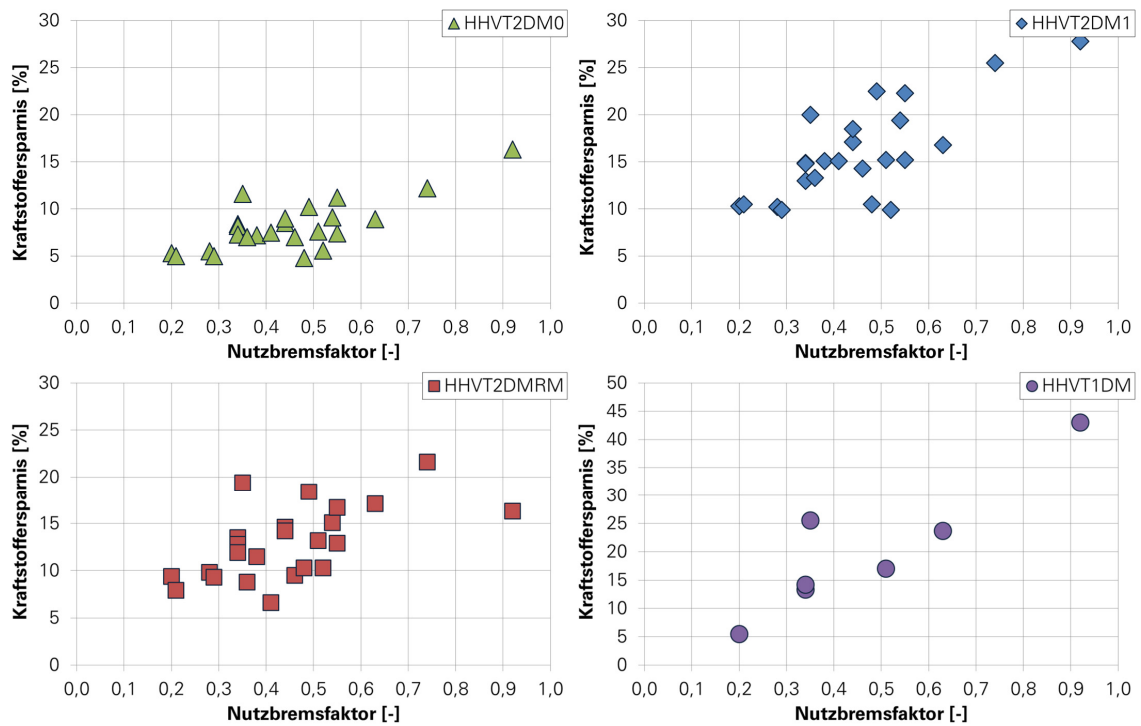


Abbildung 5.51: Simulierte Kraftstoffeinsparungen für die hydrostatischen Hybridkonfigurationen in Abhängigkeit der in Abschnitt 2.7.1 berechneten Nutzbremsfaktoren

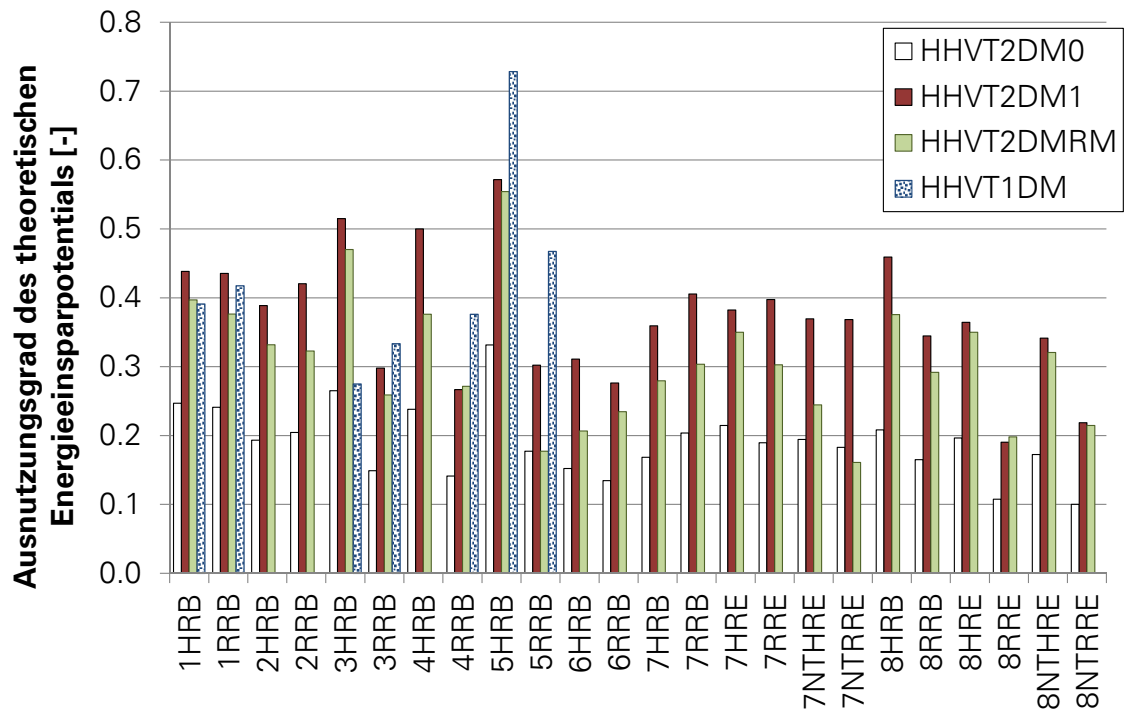


Abbildung 5.52: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten hydrostatischen Hybridkonfigurationen



# 6 HYBRIDKONZEPT AUF ELEKTRISCHER BASIS

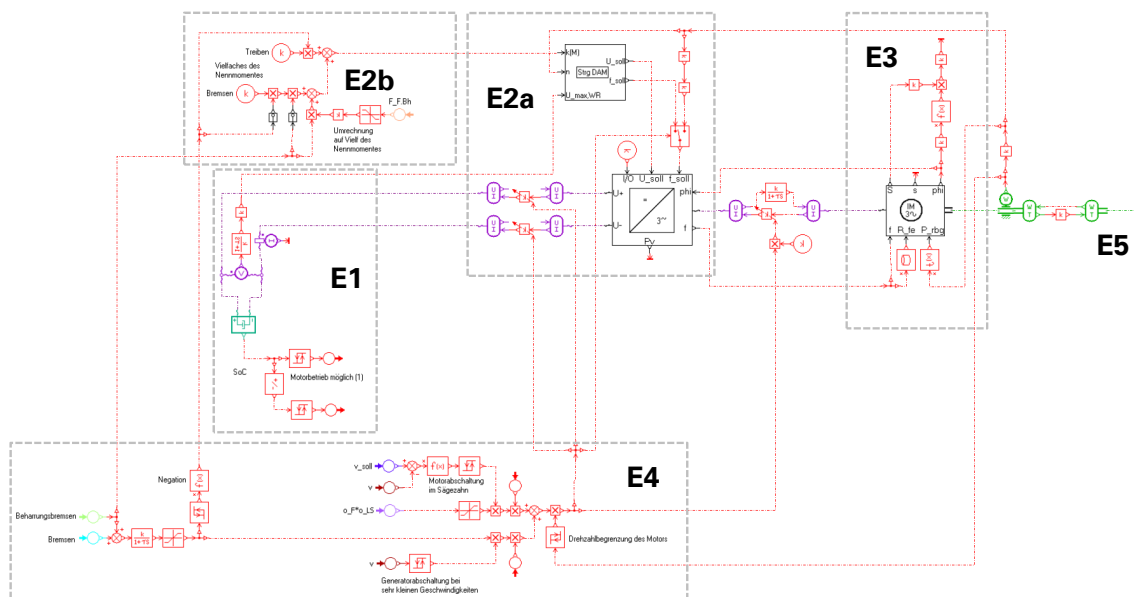
## 6.1 MODELLIERUNG DES ELEKTRISCHEN GESAMTSYSTEMS

Der prinzipielle Aufbau eines parallelhybriden Antriebsstranges für dieselhydraulische Fahrzeuge unter Nutzung elektrischer Energiewandler und -speicher ist den Abbildungen 2.2 bzw. 2.3 zu entnehmen. Aus diesen geht hervor, dass für die Simulation eines solchen Antriebsstranges die drei Hauptelemente elektrische Maschine, Leistungselektronik und elektrischer Energiespeicher modelliert werden müssen. Die Modellierung dieser Komponenten wird in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

Die Umsetzung der Modellierung in AMESim™ ist der Abbildung 6.1 zu entnehmen. Die Modelle für die Drehstromasynchronmaschine (Komplex E3 in Abbildung 6.1), den Umrichter und die Umrichtersteuerung (E2a in Abbildung 6.1) wurden neu entwickelt, während die generelle Steuerung des Hybridzweiges in Abhängigkeit des Fahrzustandes sowie des Speicherladezustandes mit Hilfe bereits vorhandener Komponenten aus der AMESim™-Signalbibliothek realisiert werden konnte. Bei der Entwicklung der Modelle lag das Hauptaugenmerk vor allem auf der Abbildung des energetischen Verhaltens der Komponenten, während auf die detaillierte Reproduktion des Zeitverhaltens weitgehend verzichtet wurde. Dies ist vor allem den hohen auftretenden Frequenzen (bis etwa 170 Hz) im Drehstromteil des Hybridzweiges geschuldet. Die Nachbildung hoher Frequenzen verlangt geringe Kommunikationsintervalle (im Sinne einer Abtastrate) während der Simulation, die zu einem überproportionalen Anstieg der Rechenzeiten bei der Streckensimulation geführt hätten. Die für die im Rahmen dieser Untersuchung relevanten Energieflüsse sind mit Modellen, die auf Berechnungen mit Effektivwerten basieren, mit ausreichender Genauigkeit abzubilden. Es soll dennoch an dieser Stelle nicht unerwähnt bleiben, dass das energetische Verhalten speziell der Energiewandler aber auch der -speicher von den Eigenschaften der erzeugten Spannungen (z.B. hinsichtlich des Gehaltes an Oberschwingungen) abhängig sind. Die Untersuchung und Berücksichtigung derartiger Phänomene hätte aber den Rahmen dieser Untersuchung weit überschritten, weshalb an dieser Stelle auf spezielle Veröffentlichungen verwiesen wird, die sich mit der Problematik von Zusatzverlusten, die durch die Leistungselektronik induziert werden, näher befassen [28, 112].

## 6.2 ELEKTRISCHE ENERGIEWANDLER

Für den Antrieb von Schienenfahrzeugen wurden bis in die 80er Jahre des vergangenen Jahrhunderts fast ausschließlich Reihenschlussmotoren verwendet, die für den Betrieb mit Gleichstrom,



- Teilmodelle:
- E1 – Energiespeicher
  - E2a/b – Leistungselektronik und deren Ansteuerung
  - E3 – Drehstromasynchronmaschine
  - E4 – Schnittstellen zur fahrdynamischen Steuerung
  - E5 – Schnittstelle zum Fahrzeugmodell

Abbildung 6.1: Übersichtsdarstellung des AMESim-Modells für die Simulation des elektrischen Hybridzweiges - *Anmerkung:* Eine detaillierte Darstellung der Teilmodelle ist in den Unterkapiteln 6.2.3, 6.3.2 bzw. 6.4.3 zu finden.

Mischstrom (Gleichstrom mit überlagerten Wechselstromanteilen) oder einphasigem Wechselstrom ausgelegt waren. Seitdem Möglichkeiten gefunden wurden, sowohl Frequenz als auch Spannung mittels leistungselektronischer Bauteile bedarfsgerecht zu beeinflussen, werden bei neuentwickelten (diesel-)elektrischen Fahrzeugen vor allem Drehstrom-Asynchronmaschinen als Fahrmotoren eingesetzt. Im Gegensatz dazu erfolgte die Verwendung von Drehstrom-Synchronmaschinen bisher nur bei einzelnen Fahrzeugbauarten, wie zum Beispiel der französischen Baureihe BB 26000.

Ein weiterer Technologiesprung ist durch die Einführung permanenterregter Drehstrom-Synchronmaschinen zu erwarten, die in den letzten Jahren von verschiedenen Herstellern (z.B. Siemens, Bombardier, Traktionssysteme Austria) entwickelt worden sind und sich vereinzelt im Probebetrieb befinden.

Elektromechanische Energiewandler für Hybridantriebe sollten ein möglichst günstiges Verhältnis von Leistung und Masse bzw. Bauraum aufweisen, über einen hohen Wirkungsgrad im gesamten Betriebsbereich verfügen, thermisch belastbar sein und möglichst ohne eine aufwendige Peripherie für Kühlung, Regelung oder die Beherrschung von Ausfallszenarien benötigen. Selbstverständlich spielen auch Fragen der Zuverlässigkeit, der Langlebigkeit sowie der ökonomischen Aufwendungen für Anschaffung, Wartung und Instandhaltung eine wesentliche Rolle. Keine der derzeit verfügbaren elektrischen Maschinen kann alle genannten Kriterien optimal erfüllen, so dass die Auswahl der geeigneten Technologie auf die Suche nach der besten Kompromisslösung hinausläuft.

Im Folgenden soll eine kurze Gegenüberstellung der Eigenschaften verschiedener elektrischer Maschinen erfolgen, die prinzipiell für den Einsatz als Traktionsmotor in Schienenfahrzeugen geeignet sind. In den anschließenden Unterabschnitten wird die im Rahmen dieser Arbeit erfolgte Maschinenauswahl begründet und die betrachtete Maschine sowie das entwickelte Simulationsmodell vorgestellt.

## **6.2.1 Arten rotierender elektrischer Energiewandler und ihre spezifischen Eigenschaften**

Im Folgenden werden die für den elektrischen Hybridzweig prinzipiell infrage kommenden elektromechanischen Energiewandler kurz vorgestellt und einige entscheidende Vor- und Nachteile, die sich aus ihren spezifischen Eigenschaften ableiten, dargestellt. Dabei wird kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben, da eine umfassende Analyse elektrischer Antriebstechnik den Rahmen dieser Arbeit deutlich sprengen würde. Es sei daher auf detaillierte Studien und Standard-Literatur zur Ausrüstung von Hybridfahrzeugen verwiesen, auf die sich die folgenden Abschnitte teilweise beziehen [38, 50, 56, 62, 83, 193].

### **Gleichstrommaschinen**

Die technischen Eigenschaften von Gleichstrommaschinen kommen in ihrer Ausführung als Reihenschlussmaschine den Anforderungen an eine Traktionsmaschine nahe. Diese bestehen in der Forderung eines hohen und konstanten Drehmomentes bei kleinen Drehzahlen und einem anschließenden Drehmomentverlauf entlang einer Leistungshyperbel. Allerdings ist der Verfall des Drehmomentes bei diesen Maschinen abseits des Feldschwächebereiches überproportional zum Reziproken der Drehzahl (siehe u.a. [13]). Sie ist damit den Drehstrommaschinen unterlegen. Allerdings ist der Aufwand zur leistungselektronischen Drehzahlstellung bzw. Momentenregelung im Vergleich zu diesen wesentlich geringer. Gleichstrommaschinen können deshalb immer dann eine Lösung darstellen, wenn möglichst kostengünstige und einfache Lösungen gefunden werden müssen [193]. In der Regel wird ihr Einsatz jedoch vor allem wegen des verschleißbehafteten Betriebs (Kommutatorbürsten), der ungünstigen volumetrischen und gravimetrischen Leistungsdichte, der geringen Überlastbarkeit sowie der vergleichsweise schlechten Wirkungsgrade verworfen.

## **Drehstrom-Asynchronmaschinen**

Drehstrom-Asynchronmaschinen stellen im Bereich der eisenbahnspezifischen Antriebstechnik den aktuellen Stand der Technik dar. Die Technologie gilt als ausgereift, robust und kostengünstig. Die „Bahntauglichkeit“ von Asynchronmaschinen hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit, Langlebigkeit und ihres unkritischen Verhaltens im Fehlerfall ist erwiesen. In Kombination mit geeigneter Leistungselektronik sind diese Maschinen in der Lage, eine ideale Drehmomenten-Charakteristik über einen weiten Drehzahlbereich hinweg zu generieren. Da die für die Drehmomentenerzeugung benötigten magnetischen Felder im Rotor induziert werden, ist ein nahezu verschleißfreier und wartungsarmer Betrieb möglich. Zudem fallen die Produktionskosten im Vergleich zu permanenterregten Drehstrom-Synchron- oder Transversalflussmaschinen günstiger aus [50].

Diese Drehstromasynchronmaschinen sind für die unterschiedlichsten Lastfälle (Güterverkehr, Hochgeschwindigkeitsverkehr, Nahverkehr), die im Schienenverkehr auftreten können, optimiert worden, sodass eine große Vielzahl bewährter Maschinen verfügbar ist, die den in den Fahrzeugen vorhandenen Bauraum sehr gut ausnutzen und hinsichtlich der thermischen Überlastbarkeit meist als unkritisch einzustufen sind. Insbesondere die für den Antrieb von Straßen- bzw. Stadtbahnen oder Metros konzipierten Asynchronmaschinen sind hinsichtlich ihres Bauraumbedarfes, ihrer Leistungsfähigkeit und ihrer Auslegung für Lastspiele mit häufigen Anfahr- und Bremsvorgängen für Hybridantriebe interessant. Ein Vorteil gegenüber anderen Drehstrommaschinen besteht in der Möglichkeit, mehrere Maschinen durch einen Wechselrichter zu speisen. Der notwendige Regelungsaufwand ist höher als bei Gleichstrommaschinen, jedoch geringer als bei anderen Drehstrommaschinen. Verschiedene vergleichende Untersuchungen [50, 193] zeigen, dass Drehstromasynchronmaschinen, trotz der Fortschritte, die bei der Entwicklung permanenterregter Synchronmaschinen erzielt worden sind, derzeit hinsichtlich der Summe ihrer Eigenschaften eine sehr gute, wenn nicht die beste Lösung für Traktionsanwendungen im schienengebundenen Verkehr darstellen.

## **Permanenterregte Drehstrom-Synchronmaschinen**

Permanenterregte Synchronmaschinen haben sich in den letzten Jahren zu einer realistischen Alternative zu Asynchronmaschinen entwickelt. Insbesondere im Automobilbau werden diese Motoren bereits serienmäßig eingesetzt [193], wenngleich auch bei weitem nicht alle Hersteller von Hybridfahrzeugen auf diese Technologie setzen. Für Bahnanwendungen gibt es ebenfalls interessante Entwicklungen, sowohl im Sinne konventioneller Fahrmotoren [111], als auch in einer Ausführung als Direktantrieb für U-Bahnfahrzeuge [94]. Die wesentlichen Vorteile dieser Bauart liegen in einem gegenüber Asynchronmaschinen höheren Wirkungsgrad, der vor allem durch den Wegfall der Rotorverluste erreicht werden kann, sowie in einer sehr hohen volumetrischen und gravimetrischen Leistungsdichte. Die erzeugbare Drehmomentencharakteristik ist genau wie bei der Asynchronmaschine sehr gut an die Erfordernisse des Traktionsbetriebs angepasst. Hinsichtlich der Anschaffungskosten, des Systemverhaltens im Fehlerfall, sowie des Regelungsaufwandes (ein Umrichter je Maschine ist obligatorisch) ist mit Nachteilen gegenüber Asynchronmotoren zu rechnen. Da es sich, zumindest für Bahnanwendungen, um eine relativ neue Technologie handelt, ist es derzeit zudem schwierig, belastbare Aussagen hinsichtlich der Zuverlässigkeit und der Langlebigkeit solcher Maschinen zu treffen [50, 193].

## **Weitere Maschinenarten**

Geschaltete Reluktanzmaschinen wurden bei einzelnen Hybridprojekten als Energiewandler gewählt, weil sie kostengünstig herzustellen sind, eine hohe Robustheit und Zuverlässigkeit sowie eine günstige Drehmomentencharakteristik aufweisen. Allerdings stehen sie in dem Ruf, laute Arbeitsgeräusche zu verursachen und produzieren Drehmomente, die von starken Schwingungen überlagert werden [193]. Aufgrund dieser Tatsachen werden diese Maschinen im Rahmen dieser

Untersuchung nicht weiter betrachtet.

Eine weitere Maschinenart, die prinzipiell für Traktionsantriebe geeignet ist, stellen Transversalflussmaschinen dar. Diese zeichnen sich vor allem durch eine große Kompaktheit und damit eine hohe Ausnutzung des Bauraumes für die Drehmomentenerzeugung aus. Aufgrund ihrer spezifischen Eigenschaften (Verlustverhalten) sind sie jedoch im Vergleich zu Asynchronmaschinen oder permanenterregten Synchronmaschinen weniger gut für Nahverkehrs-Fahrspiele geeignet [50]. Mangels praktischer Erfahrungen mit diesem Maschinentyp lassen sich zudem keine gesicherten Aussagen zur Zuverlässigkeit, Bahnfestigkeit oder den Lebenszykluskosten treffen [50].

## 6.2.2 Auswahl eines geeigneten elektrischen Energiewandlers

Für die Modellierung im Rahmen dieser Untersuchung wurde eine Asynchronmaschine gewählt. Dies erfolgte zum einen aus praktischen Gründen, da nur für diesen Maschinentyp die erforderlichen Kennwerte beschafft werden konnten. Andererseits spielte aber auch die Tatsache eine Rolle, dass es sich bei den Asynchronmaschinen um eine bewährte Technologie handelt und sich somit die Risiken hinsichtlich der Langlebigkeit und Zuverlässigkeit auf die Speichermodule beschränken lassen.

Die Suche nach einer geeigneten Asynchronmaschine konnte rasch auf die Menge der Fahrmotoren für Fahrzeuge des Nah- und Regionalverkehrs eingeeengt werden, da Fahrmotoren für Lokomotiven und Hochgeschwindigkeitszüge mit Nennleistungen bis zu 1,6 MW überdimensioniert gewesen wären. Zudem sind Fahrmotoren für Nahverkehrsfahrzeuge aufgrund des Betriebsregimes mit einer großen Anzahl von zeitlich dicht aufeinanderfolgenden Anfahr- und Bremsvorgängen den Erfordernissen für einen Hybridantrieb am besten angepasst. Da die Verhältnisse hinsichtlich des zur Verfügung stehenden Bauraumes auf Hybridfahrzeugen denen in Straßenbahnen sehr ähnlich sein werden, ist auch das ein wichtiger Aspekt bei der Wahl dieser Motorvariante.

Es wurde ein Fahrmotor mit einer mechanischen Nennleistung von 130 kW gewählt, dessen Daten dem Autor freundlicherweise von einem auf die Produktion derartiger Motoren spezialisierten Hersteller zur Verfügung gestellt wurden. Diese sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst und wurden bei der Modellierung der elektromechanischen Energiewandler zugrunde gelegt. Ein Wirkungsgradkennfeld der Maschine, das mit Hilfe des erstellten Modells erzeugt wurde, kann Anhang A.38 entnommen werden.

Tabelle 6.1: Technische Daten der für die Modellierung ausgewählten Asynchronmaschine

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
mechanische Nennleistung	$P_{\text{DAM,mech}}$	kW	130
Kurzzeitleistung	$P_{\text{DAM,mech,max}}$	kW	339,5
Bemessungs-Spannung	$U_{\text{DAM,Nenn}}$	V	430
Bemessungsdrehzahl	$n_{\text{DAM,Nenn}}$	$\text{min}^{-1}$	1781
Höchst-drehzahl	$n_{\text{DAM,max}}$	$\text{min}^{-1}$	5500
Masse	$m_{\text{DAM}}$	kg	437
Polpaarzahl	$z_p$	-	2
Statorstreuinduktivität	$L_{S\sigma}$	mH	0,2527
Rotorstreuinduktivität	$L'_{R\sigma}$	mH	0,1998
Hauptinduktivität	$L_h$	mH	5,6099
Statorwiderstand	$R_S$	m $\Omega$	19,22
Rotorwiderstand	$R'_R$	m $\Omega$	13,38

### 6.2.3 Modellierung des elektrischen Energiewandlers

Bei den standardmäßig in den Modellbibliotheken von Imagine.Lab AMESim™ hinterlegten Modellen zur Abbildung von Drehstromasynchronmaschinen handelt es sich um dynamische Modelle, mit Hilfe derer das Zeitverhalten von Spannungen, Strömen und Flüssen sehr detailliert abgebildet werden kann. Diese Art der Modellierung ist vor allem dann von Interesse, wenn Regelungsalgorithmen untersucht werden sollen und die simulierte Zeit einen Zeitraum von wenigen Minuten umfasst. Die Speisefrequenzen der Maschinen liegen üblicherweise in einem Bereich von 0 bis 200 Hz, sodass sich extrem kurze Kommunikationsintervalle für die Simulation ergäben, wenn im Zeitbereich alle Verläufe detailliert erfasst werden sollen. Dieser Ansatz ist daher für die Simulation von Hybridantrieben, bei der es in erster Linie auf die Leistungs- bzw. Energieflüsse ankommt, ungeeignet. Es wird deshalb meist mit quasistatischen Modellen gerechnet, die für diesen Zweck eine ausreichende Genauigkeit aufweisen [49]. Bezogen auf die elektromechanischen Energiewandler bedeutet dies, dass mit den Effektivwerten für Ströme, Spannungen etc. gerechnet wird und nicht mit den oszillierenden Momentanwerten.

Da ein solches Modell nicht zur Verfügung stand, wurde ein eigenes Modell entwickelt (siehe Abbildung 6.2), das auf einer Lösung des aus der T-Ersatzschaltung (siehe Abbildung 6.3) für eine Drehstromasynchronmaschine abgeleiteten komplexen Gleichungssystems beruht. Die Lösung des Gleichungssystems wurde mittels eines Computeralgebrasystems (Maxima) durchgeführt und die erhaltenen Gleichungen in AMESim implementiert. Dabei wurde ein einfaches Modell ohne Berücksichtigung von Magnetisierungs- und Wirbelstromverlusten und die Ausgabe innermotorischer Größen (inneres Drehmoment, Stromkomponenten, Phasenverschiebung etc.) sukzessive erweitert, sodass Eisen-, Reib- und Zusatzverluste berücksichtigt und innermotorische Größen ausgelesen werden können.

Die Reibverlustleistung kann über eine beliebige algebraische Funktion in Abhängigkeit der Maschinendrehzahl vorgegeben werden. Für die stillstehende Maschine wird dabei intern immer eine Reibverlustleistung von 0 kW angenommen, egal, welcher Wert sich durch die gewählte Funktion ergibt.

Zusatzverluste werden gegebenenfalls über einen konstanten prozentualen Anteil an der Wirkleistung berücksichtigt, während die von der Speisefrequenz  $f_s$  abhängige Verlustleistung durch Ummagnetisierung und Wirbelströme (sog. Eisenverluste) mittels Gleichung 6.1 angenähert wird, die [177] entnommen wurde.

$$R_{Fe} \approx 83,4 \left( \frac{f_s}{60} \right)^{0,7} \quad (6.1)$$

Die natürliche Drehmomentencharakteristik einer Drehstromasynchronmaschine (siehe Anhang A.39) weist mit dem sogenannten Kippmoment  $M_K$  ein ausgeprägtes Drehmomentenmaximum auf, das mit Hilfe der Kloss'schen Formel berechnet werden kann, die hier in einer auf das in Abb. 6.3 dargestellte Ersatzschaltbild angepassten Form aufgeführt werden soll:

$$M_K = \frac{3z_p U_S^2}{8\pi^2 (L_{S\sigma} + L'_{R\sigma}) f_s^2}. \quad (6.2)$$

Da die Werte für die Polpaarzahl ( $z_p$ ) und die Induktivitäten für eine gegebene Maschine feststehen, verbleiben die Statorspannung und die Speisefrequenz als variable Größen, um das Drehmoment zu beeinflussen. Solange das Verhältnis von Spannung und Frequenz konstant gehalten werden kann, ist es möglich, drehzahlinvariante Drehmomente zu erzeugen und damit die Leistung des Motors nahezu linear zu steigern. Da die Frequenz der Maschinendrehzahl angepasst werden muss, gilt das ebenso für die Spannung. Dies bedeutet, dass die Spannung bei kleinen Geschwindigkeiten gering ist und während der Beschleunigung proportional zur Drehzahl (und damit Frequenz) erhöht werden muss, um die Maschine mit einer für Traktionszwecke günstigen Drehmomentencharakteristik betreiben zu können. Die Entwicklung der Drehmomente von Drehstrom-Asynchronmaschinen in Abhängigkeit der Drehzahl wird in Anhang A.39 näher betrachtet.

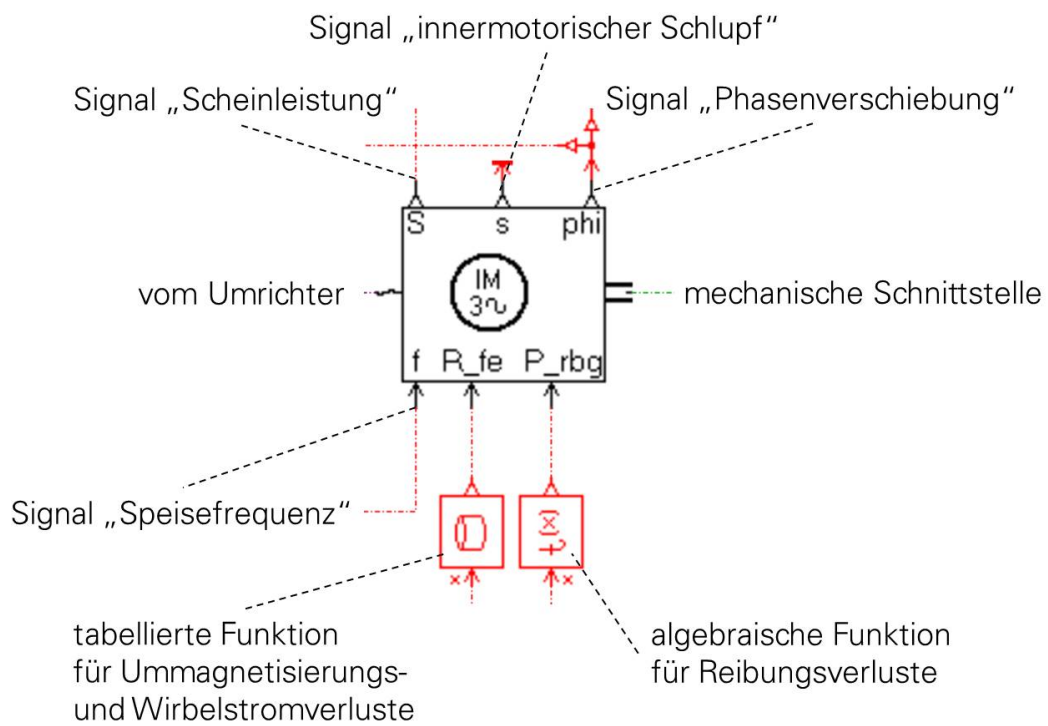
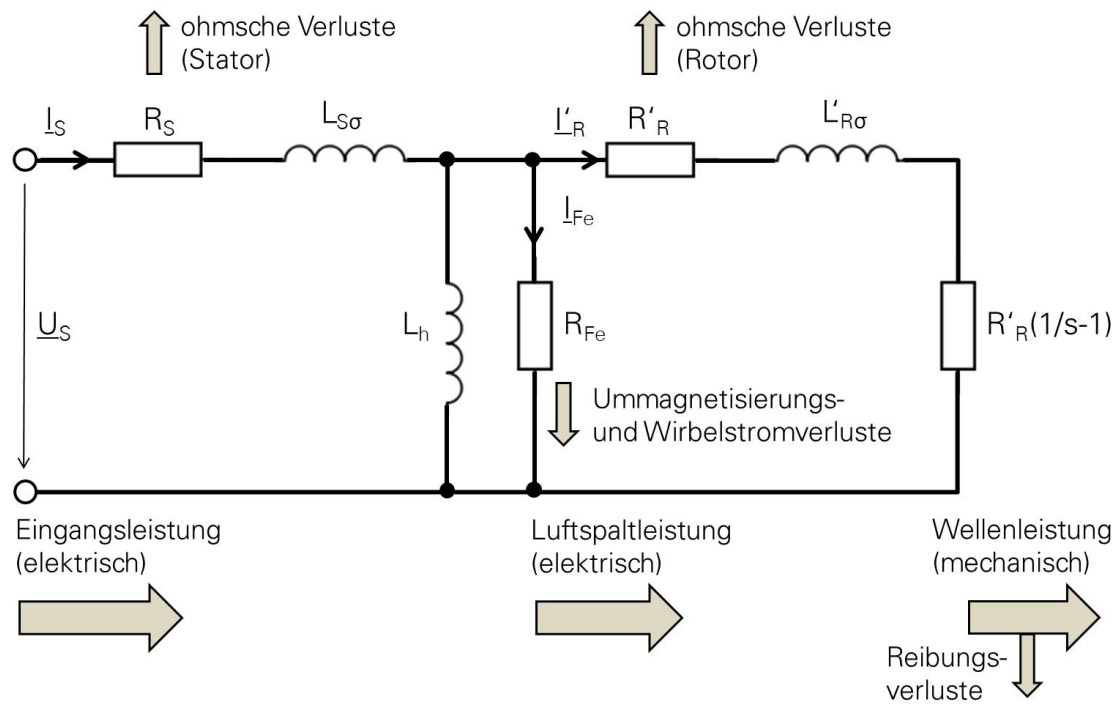


Abbildung 6.2: Neu entwickelte AMESim-Komponente zur Abbildung einer Drehstromasynchronmaschine mittels Effektivgrößen für Ströme und Spannungen



- es bedeuten:
- |                   |  |
|-------------------|--|
| $I_{Fe}$          | komplexer Magnetisierungsstrom               |
| $I_S$             | komplexer Statorstrom                        |
| $I'_R$            | komplexer Rotorstrom, bezogen auf den Stator |
| $L_{S\sigma}$     | Statorstreuinduktivität                      |
| $L'_{R\sigma}$    | Rotorstreuinduktivität                       |
| $L_h$             | Hauptinduktivität                            |
| $\underline{U}_S$ | komplexe Ständerspannung (Speisespannung)    |
| $s$               | Schlupf zwischen Rotor und Stator            |
| $R_S$             | Statorwiderstand                             |
| $R'_R$            | Rotorwiderstand, bezogen auf den Stator      |

Abbildung 6.3: T-Ersatzschaltbild einer Drehstromasynchronmaschine mit auf den Stator bezogenen Rotor-Größen inklusive des vereinfachten Leistungsflusses durch die Maschine



## 6.3 LEISTUNGSELEKTRONIK

### 6.3.1 Notwendigkeit des Einsatzes leistungselektronischer Baugruppen

Wie in Kapitel 6.2 beschrieben, stellen Drehstromasynchronmaschinen eine günstige technische Lösung zur Energiewandlung im hybriden Zweig des Antriebes dar. Da diese mit einer Gleichspannungsquelle (siehe Abschnitt 6.4) verbunden werden sollen, ist es notwendig, zur Speisung der Maschine mittels geeigneter leistungselektronischer Baugruppen ein frequenz- und spannungsvariables Drehstromnetz zu erzeugen. Dies geschieht in der Regel mit einem Pulswechselrichter, wie er von (diesel-)elektrischen Fahrzeugen hinlänglich bekannt ist. Ein wesentliches Element typischer Wechselrichter für Traktionsanwendungen ist ein Gleichspannungszwischenkreis, der unter anderem der Stabilisierung der Eingangsspannung des Wechselrichters dient.

Da die infrage kommenden elektrischen Speicher eine deutliche Abhängigkeit der Klemmenspannung vom Ladezustand (insbesondere bei Doppelschichtkondensatoren) und der abgegebenen bzw. aufgenommenen Leistung (insbesondere bei elektrochemischen Speichern) aufweisen, erscheint es sinnvoll, das Spannungsniveau an der Schnittstelle von Energiespeicher und -wandlern zu regeln. Dies ist einerseits wichtig, um die Spannungs- und Frequenzstellung der Drehstromasynchronmaschinen nicht unnötig einzuschränken und andererseits notwendig, um den Energiefluss im Hybridzweig entsprechend der Erfordernisse steuern zu können. So kann im Traktionsbetrieb nur dann ein Leistungsfluss von den Speichern zu den elektrischen Maschinen realisiert werden, wenn die speicherseitige Spannung über das Niveau der maschinenseitigen Spannung angehoben werden kann. Für den Brems- bzw. Rekuperationsbetrieb gilt das gleiche, jedoch in umgekehrter Richtung.

Die für den im Rahmen dieser Untersuchung modellierten elektrischen Hybridzweig gewählte Konfiguration der Leistungselektronik kann Abbildung 6.4 entnommen werden. Die zentralen Komponenten sind dabei der Hoch-/Tiefsetzsteller, bei dem es sich um einen Zweiquadrantensteller mit Stromumkehr handelt [140], sowie der Umrichter zur Speisung der Asynchronmaschine.

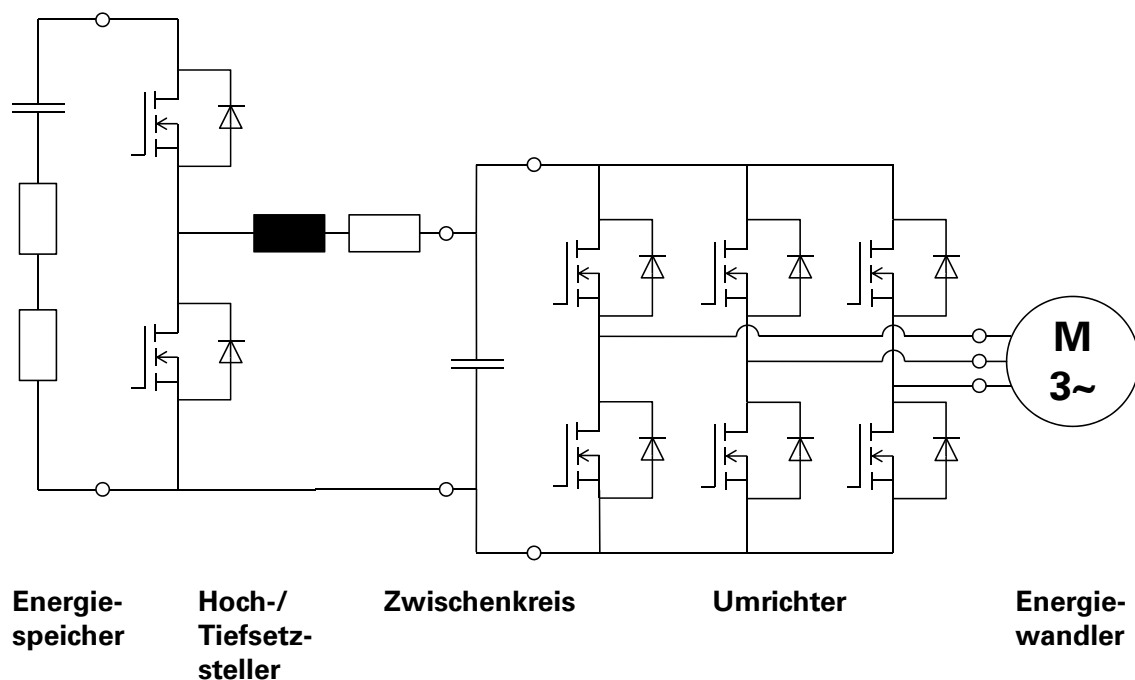


Abbildung 6.4: Schaltbild der leistungselektronischen Verbindung von elektrischen Energiewandlern und -speichern des Hybridzweiges

### 6.3.2 Modellierung der Leistungselektronik

Die Modellierung der Leistungselektronik erfolgte zweigeteilt. Zum Einen sollte das energetische Verhalten abgebildet werden und zum Anderen mussten die Sollwerte für die am Umrichter Ausgang zu erzeugende Spannung hinsichtlich Ihrer Amplitude und ihrer Frequenz bestimmt werden. Die Umsetzung in AMESim™ zeigt Abbildung 6.5.

Die Sollwerte für Spannung und Frequenz werden mit Hilfe der Superkomponente zur Steuerung der Drehstromasynchronmaschine („Strg DAM“; siehe Abb. 6.5) ermittelt. Sie sind von der Drehmomentanforderung, der Drehzahl sowie der maximal realisierbaren Spannung am Wechselrichtereingang abhängig. Im klassischen Einsatz als Fahrmotoren von (diesel-)elektrischen Fahrzeugen werden die Drehstromasynchronmaschinen so betrieben, dass sich eine Zugkraftcharakteristik mit zunächst über der Drehzahl konstantem Drehmoment und daran anschließender Drehmomententwicklung entlang einer Leistungshyperbel ergibt. Im Rahmen der Modellierung des Hybridzweiges wurde von dieser Regelungsstrategie abgewichen und die Vorgabe von Speisefrequenz und -spannung so gewählt, dass der Motor mit einem möglichst günstigen Wirkungsgrad betrieben wird. Das Teilmodell zur Steuerung der Drehstromasynchronmaschine enthält deshalb tabellierte Funktionen (siehe Anhang A.40), mit Hilfe derer die Sollwerte für den Spannungseffektivwert bzw. die Speisefrequenz in Abhängigkeit der Maschinendrehzahl vorgegeben werden können um dieses Ziel zu erreichen. Die Funktionen wurden ermittelt, indem die aus der Anwendung des Maschensatzes auf die Ersatzschaltung der Asynchronmaschine (Abb. 6.3) erhaltenen Gleichungen für den stationären Fall ausgewertet wurden. Dies erfolgte mit Hilfe eines Computeralgebrasystems. Ist es nicht möglich, den Vorgaben für einen Betrieb mit günstigem Maschinenwirkungsgrad zu folgen (zum Beispiel wegen einer Spannungsbegrenzung), wird der Motor so betrieben, dass dessen Leistungsfaktor möglichst hoch ist und damit eine hohe Ausnutzung der Maschine gewährleistet werden kann.

Um das energetische Verhalten der Leistungselektronik abbilden zu können, müssen prinzipiell vier Verlustanteile betrachtet werden. Dabei handelt es sich um Schalt-, Durchlass-, Sperr- und Ansteuerungsverluste. Die beiden letztgenannten sind bei modernen leistungselektronischen Komponenten jedoch so gering, dass sie vernachlässigt werden können (siehe u.a. [140]).

Die Schaltverluste entstehen bei Halbleiter-Bauelementen während der Umschaltung vom leitenden in den nicht-leitenden Zustand (siehe z.B.[101]). Um einen parasitären Leistungsumsatz an den elektronischen Schaltern während des Schaltens zu verhindern, müsste die Umschaltung unendlich schnell erfolgen, da sichergestellt werden müsste, dass entweder die Spannung oder der Strom den Wert Null annehmen (die elektrische Leistung ist das Produkt aus diesen beiden Faktoren). Dies ist technisch-physikalisch unmöglich und so müssen die Schaltverlustleistungen, die im Wesentlichen von der Schaltfrequenz, dem Strom, der Spannung sowie bauteilabhängigen Schaltenergien abhängig sind, entsprechend berücksichtigt werden. Bei der Modellierung dieser Verluste wurde auf Angaben zurückgegriffen, die dem Handbuch für ein Dimensionierungswerkzeug für leistungselektronische Baugruppen entnommen wurden [64]. Es handelt sich damit um die Angaben eines Herstellers leistungselektronischer Komponenten.

Die Durchlassverluste wurden basierend auf einer Veröffentlichung von Mestha [99] modelliert. Diese bezieht sich auf Umrichter, bei denen die Ausgangsspannung mittels Pulsweitenmodulation erzeugt wird und bei denen die auftretenden Schaltfrequenzen mindestens das Zehnfache der zu erzeugenden Ausgangsfrequenz betragen. Der Ansatz berücksichtigt nicht nur die Durchlassverluste der elektronischen Schalter selbst, sondern auch den der Inversdioden, die parallel zu diesen angeordnet sind (siehe Abb. 6.5). Die entstehenden Verluste setzen sich pro Bauelement aus dem sogenannten Bahnwiderstand (ohmscher Widerstand der Halbleiter und deren Anschlüsse) sowie den an die Flussspannung gebundenen Verlusten zusammen. Die Verluste sind im Wesentlichen von den auftretenden Strömen abhängig.

Die Gleichungen zur Bestimmung der Verluste sind in der Komponente zur energetischen Modellierung (siehe 6.5) hinterlegt. Dem Modell müssen die Kennwerte der betrachteten leistungselektronischen Bauteile übergeben werden. Diese können den entsprechenden Datenblättern entnommen werden und umfassen die Flussspannungen und Bahnwiderstände der Halbleiter-Elemente, die Schaltfrequenz sowie die nominale Schaltenergie der leistungselektronischen Bauelemente.

Der Gesamtwirkungsgrad von Umrichtern oder Gleichstromstellern wird in der Literatur mit 80-98% angegeben [83], wobei sich die besten Werte erzielen lassen, wenn das Spannungsniveau möglichst hoch gewählt wird (mehr als 100 V), da sich der Betrag der erzeugten Ströme bei gleichbleibender Leistung umgekehrt proportional zum Betrag der Spannung verhält. Die Auslegung der Speicher im Rahmen dieser Untersuchung erfolgte deshalb für eine Nennspannung von 800 V.

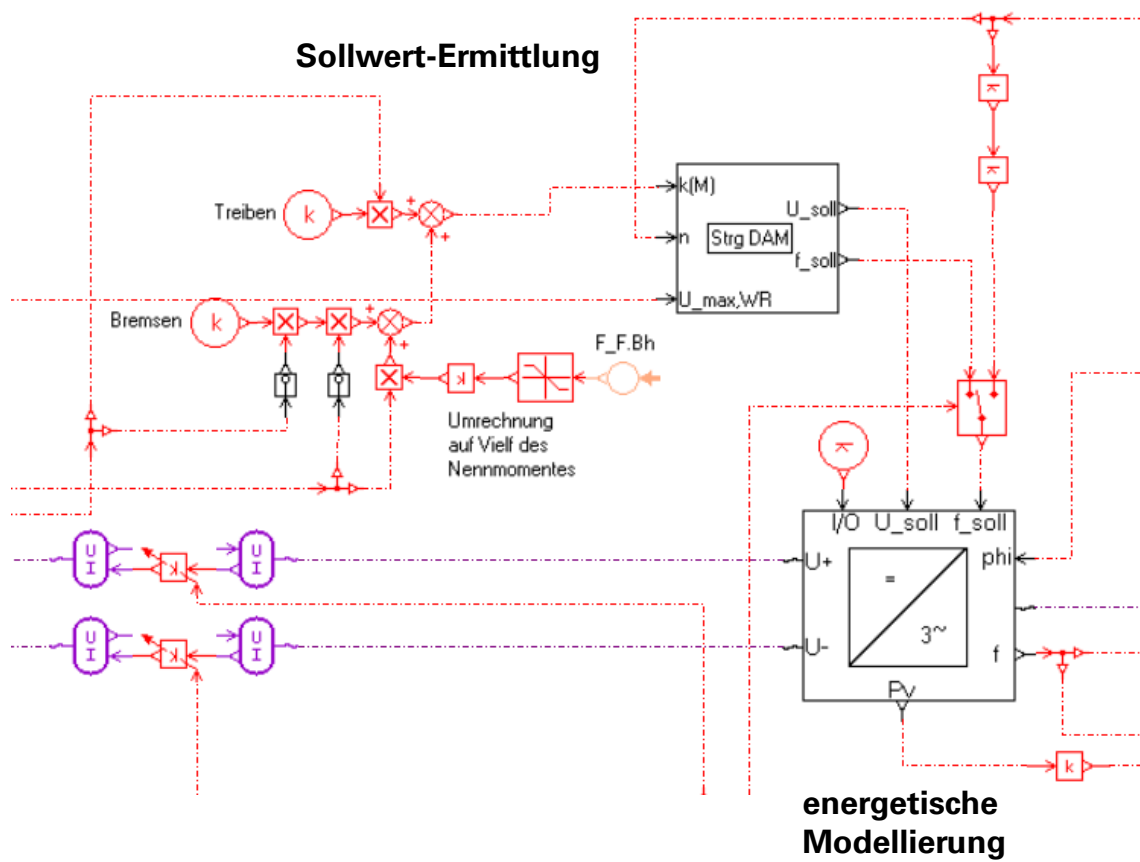


Abbildung 6.5: Modellkomplex Leistungselektronik

## 6.4 ELEKTRISCHE SPEICHER

### 6.4.1 Elektrostatische vs. elektrochemische Speicher

Als elektrische Speicherkomponenten sind prinzipiell Doppelschichtkondensatoren (DSK) oder elektrochemische Speicher in Betracht zu ziehen. Keine dieser beiden Technologien ist heute in der Lage, die sich aus dem Einsatz als Traktionsenergiespeicher ergebenden Anforderungen vollumfänglich zu erfüllen. Deshalb wurden eine Vielzahl von Forschungs- und Entwicklungsprojekten initiiert, bei denen mit sehr unterschiedlichen Speichertypen experimentiert wird. Ein Charakteristikum elektrischer Speicher ist ihr kleinteiliger Aufbau. Um ein entsprechendes Spannungs- und damit Leistungsniveau zu erreichen, ist es notwendig, viele Einzelzellen in Modulen oder Batterien anzuordnen. Dabei werden die Zellen elektrisch leitend miteinander verbunden, in ihrer Gesamtheit eingehaust und meist mit zusätzlichen Einrichtungen zur Überwachung und Angleichung des Spannungsniveaus der Einzelzellen sowie zur Kühlung versehen. Damit hat die Speicherperipherie einen nicht unerheblichen Anteil an den Systemeigenschaften hinsichtlich der Masse, des Bau- raumes, der Kosten, des Hilfsenergiebedarfes und der Leistungsfähigkeit. Es muss daher bei der Beurteilung der Parameter immer zwischen der Zell- und der Speicher(system)ebene unterschieden werden. Die spezifischen technisch-physikalischen Eigenschaften von Doppelschichtkondensatoren und elektrochemischen Energiespeichern enthält Tabelle 6.2. Die Randbedingungen, die bei der Konzeption elektrischer Speicher jeweils berücksichtigt werden müssen, sowie die Abhängigkeiten der in der genannten Tabelle aufgeführten Eigenschaften werden in den folgenden Unterabschnitten dargestellt.

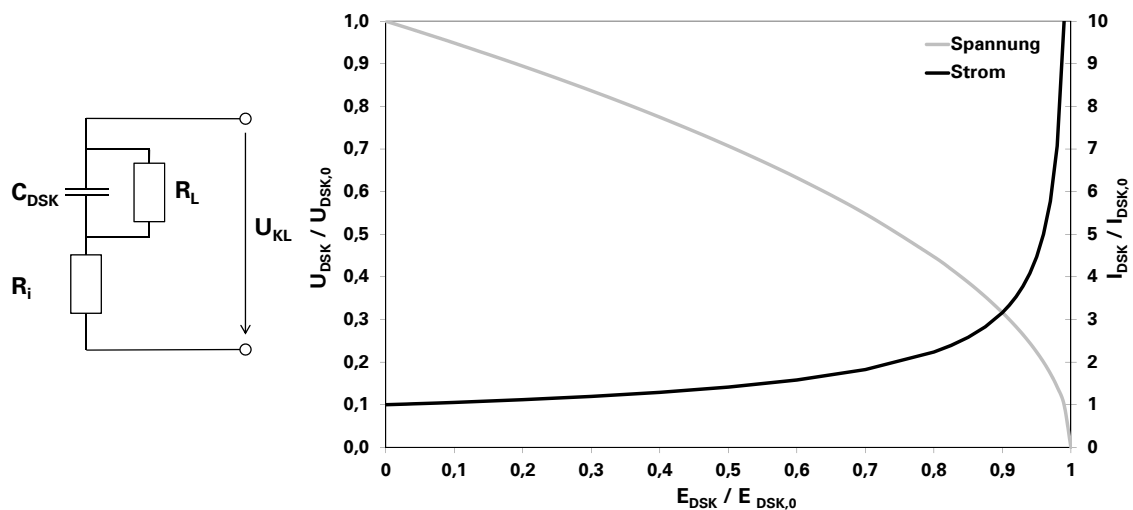
Tabelle 6.2: Vergleich der wichtigsten Charakteristika von Doppelschichtkondensatoren und elektrochemischen Energiespeichern (Lithium-Ionen-Technologie) auf Zell-Ebene

	DSK		Li-Ionen Speicher	
Zellspannung	2,5 - 3,8 V	[21]	2,2 - 3,7 V	[22, 131]
gravimetrische Energiedichte	2,3 - 12,1 Wh/kg	[21]	43 - 170 Wh/kg	[22]
gravimetrische Leistungsdichte	390 - 5695 W/kg	[21]	340 - 1742 W/kg	[22]
Zell-Innenwiderstand	0,3 - 4,0 mΩ	[21]	1,0 - 4,1 mΩ	[22]
Zykluslebensdauer (Vollzyklen)	>500000	[79]	1000...>5000	[22]
kalendarische Lebensdauer	>10 a	[6]	3 - 10 a	[18]
Betriebstemperatur (Umgebung)	-40 - 65 °C	[80]	10 - 50 °C	[30, 136]

### 6.4.2 Doppelschichtkondensatoren

Doppelschichtkondensatoren sind aufgrund ihrer Fähigkeit, in kurzer Zeit große Leistungen aufzunehmen und abzugeben in den letzten Jahren vermehrt in das Blickfeld der Entwickler von straßen- und schienengebundenen Hybridfahrzeugen geraten. Dabei wurden eine ganze Reihe von Prototypen und Versuchsträgern entwickelt, um das Verhalten dieser Speicherkomponenten eingehend zu untersuchen (siehe u.a. [57, 95, 97, 128, 172]). Die Speicherung von elektrischer Energie beruht im Falle von Doppelschichtkondensatoren auf physikalischen Effekten und ist somit nicht an chemische Reaktionen gebunden. Der große Vorteil dieser Speicherart ist deshalb die hohe Leistungsfähigkeit (siehe Abbildung 6.8(b)). Eine ausführliche Beschreibung der Wirkmechanismen innerhalb dieser Komponenten ist unter anderem bei Emadi [38] und Husain [62] zu finden.

Die mathematisch-physikalische Beschreibung von Doppelschichtkondensatoren kann am einfachsten mit der in Abbildung 6.6(a) dargestellten Ersatzschaltung erfolgen [38, 180]. Darin enthalten sind der Innenwiderstand  $R_i$  und die elektrische Kapazität  $C_{DSK}$  der Kondensatorzelle sowie



(a) Einfaches Ersatzmodell (b) Darstellung von normiertem Strom und normierter Spannung für den (Ent-)Ladevorgang eines Doppelschichtkondensators mit konstanter Leistung

Abbildung 6.6: Elektrisches Ersatzschaltbild und Verhalten eines Doppelschichtkondensators

ein Leckagewiderstand  $R_L$  zur Abbildung der Selbstentladung des Speicherelementes. Typische Werte für die Kapazitäten und Innenwiderstände heutiger Zellen können Abbildung 6.8(a) entnommen werden. Über das erwähnte Modell hinaus wurden auch deutlich komplexere Modellierungsansätze zur Beschreibung des Verhaltens von Doppelschichtkondensatoren vorgeschlagen, die jedoch vor allem dann zur Anwendung kommen, wenn hochdynamische Vorgänge oder Prozesse, die an den speziellen Aufbau der Zellen gebunden sind, mit hoher Auflösung abgebildet werden sollen (vgl. [26, 33, 35, 76]).

Der theoretische Energieinhalt von Doppelschichtkondensatoren berechnet sich bei Kenntnis der Kapazität und der Zellspannung (entspricht der Klemmenspannung  $U_{KL}$  in Abb. 6.6(a) im Leerlauf (Strom=0)) nach Gleichung 6.3. Aus dieser ergibt sich, dass die Spannung während eines Ladungswechsels sehr stark vom Ladezustand abhängig ist, da sie aufgrund der Invarianz der Kapazität die einzige Variable in der Gleichung darstellt. Dies hat wiederum zur Folge, dass der (Ent-)Ladestrom bei gleicher Leistung mit fallender Zellspannung des Speichers überproportional ansteigt, wie Abbildung 6.6(b) zeigt. Die modellhaft am Innenwiderstand umgesetzte Verlustleistung wiederum ist dem Quadrat des Stromes proportional, sodass eine Tiefentladung mit hoher Leistung zu einem deutlichen Absinken des Speicherwirkungsgrades und mithin zu einer starken Erwärmung der Zellen führen würde. Es ist deshalb üblich, die Speicher nur soweit zu entladen, bis die Hälfte der Ausgangsspannung erreicht ist [34]. Damit werden allerdings nur 75% des nominellen Energieinhaltes genutzt.

$$E_{DSK} = \frac{1}{2} C_{DSK} U_{DSK}^2 \quad (6.3)$$

Es ist jedoch nicht nur sinnvoll, eine *untere* Grenze für die Spannung festzulegen, sondern auch eine von der nominellen Spannung abweichende Obergrenze zu definieren. Dies hängt mit der Alterung der Zellen zusammen. Unter „Alterung“ wird in diesem Sinne ein Absinken der elektrischen Kapazität in Verbindung mit einem Anstieg des Innenwiderstandes und der Selbstentladerate verstanden. Nach [6, 90] ist die Lebensdauer eines Doppelschichtkondensators erreicht, wenn die elektrische Kapazität auf 80% des Wertes im Neuzustand des Speicherelementes abgefallen ist oder sich die Selbstentladerate verdoppelt hat. Experimentelle Untersuchungen haben ergeben, dass sowohl die Betriebstemperatur der Zellen als auch die maximale Spannung einen signifikanten Einfluss auf den Alterungsprozess haben, wie Abbildung 6.7 zeigt [81, 90, 98].

Der tatsächlich nutzbare Energieinhalt ergibt sich deswegen gemäß der folgenden Gleichung 6.4,

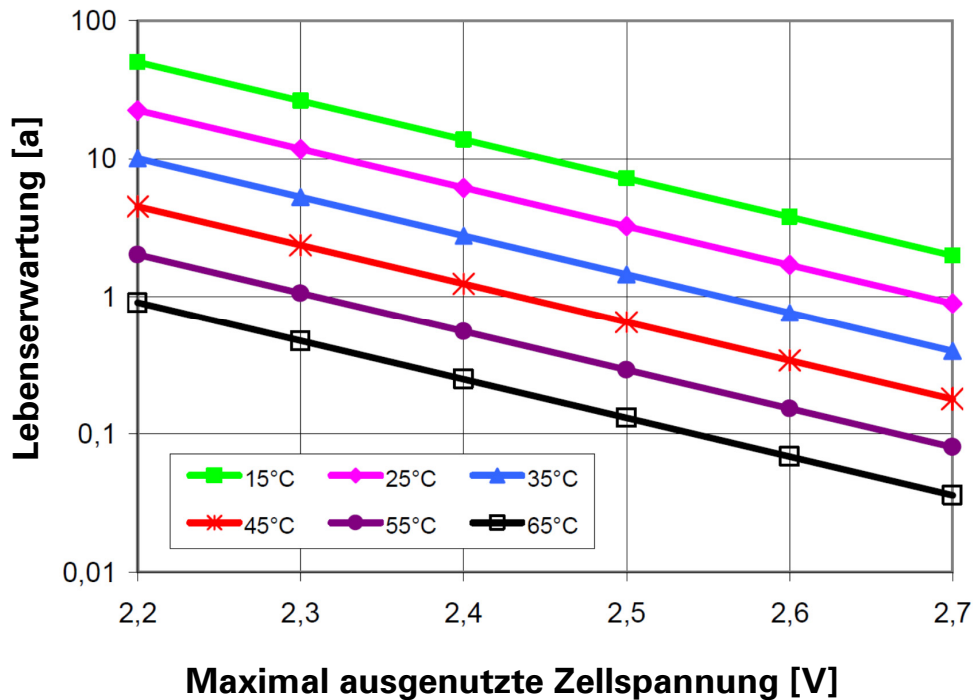


Abbildung 6.7: Einfluss von Zellspannung und Temperatur auf die Lebensdauer von Doppelschichtkondensatoren (Herstellerangaben, zitiert nach [90], weitere Testergebnisse veröffentlicht in [81])

die durch eine Berücksichtigung der unteren Spannungsgrenze noch weiter vereinfacht werden kann (Gl. 6.5).

$$E_{\text{DSK,eff}} = \frac{1}{2} C_{\text{DSK}} (U_{\text{DSK,max}}^2 - U_{\text{DSK,min}}^2) \quad (6.4)$$

mit:

$$U_{\text{DSK,min}} = \frac{1}{2} U_{\text{DSK,max}}$$

gilt:

$$\begin{aligned} E_{\text{DSK,eff}} &= \frac{1}{2} C_{\text{DSK}} \frac{3}{4} U_{\text{DSK,max}}^2 \\ &= \frac{3}{8} C_{\text{DSK}} U_{\text{DSK,max}}^2 \end{aligned} \quad (6.5)$$

Eine Absenkung der maximalen Zellspannung führt jedoch auch gleichzeitig zur einer Reduktion der Spitzenleistung, mit der der Speicher ge- bzw. entladen werden kann. Ein weiterer Aspekt, der hinsichtlich der Leistungsfähigkeit beachtet werden muss, ist der Wirkungsgrad, mit dem der Ladungswechsel erfolgen soll. Bei Hybridanwendungen kommt der Minimierung von Verlusten bei Ladungswechseln eine hohe Bedeutung zu. Es ist deshalb notwendig, die in der Literatur oft aufgeführten Spitzenwerte für die Leistungsabgabe bzw. -aufnahme zu korrigieren. Diese beziehen sich meist auf extrem kurzzeitig abrufbare Leistungen, die noch dazu aufgrund der hohen Spitzenströme mit einem geringen Wirkungsgrad verbunden sind. Burke [20] schlägt deshalb vor, die maximale Leistung gemäß Gleichung 6.6 zu berechnen, die auf Annahme eines Entladewirkungsgrades von 95% sowie einer Entladung bis auf die Hälfte der Ausgangsspannung beruht.

$$P_{\text{DSK,max}} = \frac{9}{16} \cdot 0,95 \cdot \frac{U_{\text{DSK,max}}^2}{R_i} \quad (6.6)$$

Der Auswirkung der verschiedenen Strom- und Spannungsbegrenzungen auf die effektive gravimetrische Leistungs- und Energiedichte zeigt Abbildung 6.9. Dort ist zusätzlich noch der Effekt der

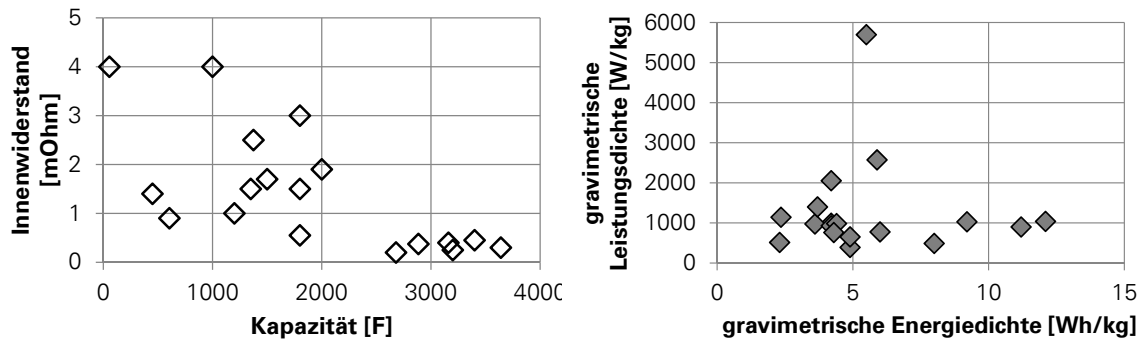


Abbildung 6.8: Mittels Versuchsreihen ermittelte Charakteristika verschiedener Doppelschichtkondensator-Zellen, zitiert nach [21]

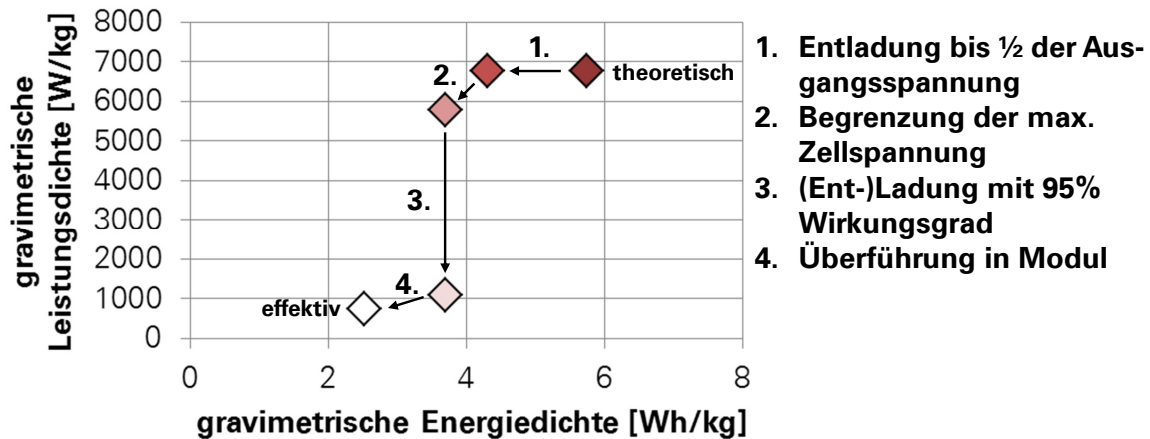


Abbildung 6.9: Gegenüberstellung von theoretischer und effektiver Leistungsfähigkeit von Doppelschichtkondensatoren

Bündelung von Speicherelementen zu Modulen berücksichtigt, die zu einer weiteren Reduzierung der gravimetrischen Leistungs- und Energiedichte führen, da die Masse des Moduls aufgrund der Peripherie (Träger, Verbindungs- und Steuerelemente) größer ist als die Summe der Zellen.

Im Gegensatz zu thermisch nicht isolierten Hydrospeichern, bei denen die mit dem Ladungswechsel verbundenen thermodynamischen Ausgleichsvorgänge bereits nach kurzer Zeit zu einer teilweisen Selbstentladung des Speichers führen können, spielt der Ladungsverlust bei elektrischen Speichern eine untergeordnete Rolle. So umfasst der Prozess der Selbstentladung bei Doppelschichtkondensatorzellen Zeiträume von mehreren Tagen bzw. Wochen. Wie Koetz et. al. in [79] zeigen, ist nach 4 Wochen noch 70 % der ursprünglich in einem aufgeladenen Doppelschichtkondensator vorhandenen Energie verfügbar. Umfassende Untersuchungen von Kowal et. al. [76] haben zudem ergeben, dass sowohl das Zellspannungsniveau zu Beginn der Entladung als auch die Temperatur und die Ladedauer einen Einfluss auf das Selbstentladeverhalten haben. Im Kern wird die Dauer der Selbstentladung über mehrere Tage auch durch diese Quelle bestätigt. Allerdings weisen Marei et. al. in [95] darauf hin, dass sich in Reihe geschaltete Zellen im Vergleich zu Einzelzellen schneller entladen und erklären das mit den parasitären Effekten der mit den Zellen verbundenen passiven Elemente zur Überwachung und zum Ausgleich der Zellspannungen im Modul. Allerdings werden die Zeiträume, während derer eine Selbstentladung stattfindet, auch in diesem Falle noch in mehreren Tagen angegeben. Es wird zudem in der genannten Literaturstelle gezeigt, dass eine elektrische Trennung der Speicher vom Rest des Antriebsstranges im Falle längerer Abstellzeiten erwogen werden sollte, um die Selbstentladeraten auf dem erwähnten

Niveau zu halten.

Offensichtlich ist es aus Gründen der Ladungserhaltung und der Absicherung einer langen Lebensdauer wichtig, die Temperatur von Doppelschichtkondensatoren zu überwachen und zu regulieren. Wie Abbildung 6.7 zeigt, sollte im Mittel eine Temperatur zwischen 15 und 25 °C angestrebt werden. Ein Anstieg der Temperatur eines Speichers darüber hinaus kann auf interne (Verlustleistung) und externe Faktoren (Sonneneinstrahlung, Abwärme benachbarter Aggregate usw.) zurückgeführt werden. Gerade der Energieeintrag von außen ist durch Simulationen schwer zu erfassen und kann sinnvoll nur durch Messungen am Fahrzeug ermittelt werden. Die Verlustleistung und die mit dieser verbundene thermische Last sind vom Quadrat der Ströme, mit der die Doppelschichtkondensatoren ge- bzw. entladen werden, abhängig [93]. Somit ließe sich zumindest der Wärmeeintrag für einen Speicher aus dessen Lastzyklen ableiten. Um darüber hinaus auf die Temperatur schließen zu können, ist jedoch eine detaillierte Kenntnis des Speicheraufbaus und der Mechanismen von Wärmeübertragung und -leitung im Speicher nötig. Zu dieser Problematik wurden verschiedene Studien veröffentlicht [93, 100, 154], in denen das thermische Verhalten sowohl von einzelnen Zellen als auch von Modulen mit jeweils großer elektrischer Kapazität untersucht worden ist. Aus den genannten Veröffentlichungen geht hervor, dass erst die dauernde zyklische Belastung mit Strömen von  $\pm 100$  bzw.  $\pm 200$  A (Rechteck-Impulse) über längere Zeiträume (10-30 min.) zu einem Anstieg der Speichertemperatur von 6 bis 18 K führt [93, 154]. Auch die Applikation eines simulationsbasierten Lastzyklus' für ein leichtes Nutzfahrzeug führte im Versuch bei einem Doppelschichtkondensator-Modul nach 2 Stunden lediglich zu einer Erwärmung von 8 K [93]. Von den erwähnten Belastungen sind die Speicher bei dem im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Betrieb weit entfernt, sodass auf eine Betrachtung thermischer Prozesse bei der Modellierung der Speicherkomponenten verzichtet wurde.

Aufgrund der vielen Unwägbarkeiten, die einer seriösen Ermittlung des Hilfsleistungsbedarfes zur Kühlung, Überwachung und Steuerung der elektrischen Speicher im Wege stehen, konnten diese im Rahmen dieser Arbeit nicht bei der Simulation berücksichtigt werden.

## Von der Zelle zum Speicher

Wie bereits erwähnt, sind elektrische Speicher modular aufgebaut. Durch eine Verschaltung einer großen Zahl von Speicherzellen können der Energieinhalt und die Leistungsfähigkeit der Speicher an die jeweiligen anwendungsspezifischen Randbedingungen angepasst werden. In der Regel wird eine bestimmte Anzahl von Zellen oder Modulen so lange in Reihe geschaltet, bis das gewünschte Spannungsniveau erreicht ist. Die Spannungsobergrenze liegt heute laut Herstellerangaben (siehe Anhang A.41) bei 1500 V. Eine Parallelschaltung gleicher Stränge bewirkt eine Erhöhung des Energieinhaltes und, durch die Vervielfachung des zulässigen Stromes, der Leistung des Speichers. Die qualitativen Zusammenhänge für den gesamten Speicher sind in Abbildung 6.10 dargestellt. Rechnerisch ergeben sich die Speicherkenngrößen Spannung  $U_{ES}$ , Innenwiderstand  $R_{i,ES}$ , Kapazität  $C_{ES}$ , zulässiger Strom  $I_{ES,zul}$  und effektiver Energieinhalt  $E_{ES,eff}$  nach den im folgenden aufgeführten Gleichungen 6.7 bis 6.11. Dabei ist zu beachten, dass der ohmsche Widerstand des gesamten Speichers größer ist als die Summe der Widerstände aller in Reihe geschalteten Einzelzellen. Dies liegt darin begründet, dass die Verbindungselemente zwischen den Zellen sowie an den Enden der Stränge zusätzliche Verluste  $R_z$  generieren. Eine Abschätzung nach Datenblattangaben der Hersteller (Anhang A.41) ergibt, dass der Widerstand von Modulen ca. 20-30 % über dem der summierten Widerstände von Einzelzellen liegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird von einer Steigerung um 25 % ausgegangen.

$$U_{ES} = z_{ZR} U_{DSK} \quad (6.7)$$

$$R_{i,ES} = R_i \frac{z_{ZR}}{z_{SP}} + \sum R_z \quad (6.8)$$

$$C_{ES} = C_{DSK} \frac{z_{SP}}{z_{ZR}} \quad (6.9)$$

$$I_{ES,zul} = I_{DSK,zul} z_{SP} \quad (6.10)$$

$$E_{ES,eff} = \frac{3}{8} z_{SP} z_{ZR} C_{DSK} U_{DSK}^2 \quad (6.11)$$



Einige Beispiele ausgeführter Energiespeicher mit Doppelschichtkondensatoren enthält Tabelle 6.3. Es ist ersichtlich, dass die effektive gravimetrische Energiedichte in den meisten Fällen im Bereich zwischen 1,0 und 2,3 Wh/kg liegt. Es muss dabei beachtet werden, dass diese Speicher meist auch über eine umfangreiche Peripherie verfügen, die Elemente zur Überwachung und Steuerung der Zellspannung, das Gehäuse und Träger sowie ggf. eine Kühleinrichtung (elektrische betriebene Ventilatoren) verfügen.

Dadurch entsteht ein zusätzlicher Massenbedarf, der stark an die konkrete konstruktive Umsetzung gebunden und dadurch schwierig zu ermitteln ist. Burke und Miller liefern jedoch in [21] einen Hinweis darauf, um welchen Faktor die sich theoretisch aus der Summation der Zell-Einzelmassen ergebende theoretische Speichermasse multipliziert werden muss, um die effektive Masse sinnvoll abschätzen zu können. Die dort untersuchten Module weisen Speichermassenfaktoren zwischen 1,3 und 2,0 auf. Daneben wurden an gleicher Stelle auch Speichervolumenfaktoren veröffentlicht, mit der vom Bauraumbedarf der Einzelzelle auf den des Speichermoduls geschlossen werden kann. Abbildung 6.11 zeigt die Streuung sowie den arithmetischen Mittelwert der in der zitierten Quelle angegebenen Speichermassen- und Speichervolumenfaktoren. Darauf basierend wird im Rahmen dieser Untersuchung bei der Konfiguration der Doppelschichtkondensator-Speicher ein Massenfaktor von 1,54 und damit der von Burke und Miller empfohlene Wert angenommen.

Der Rechengang zur Bestimmung der Parameter eines Doppelschichtkondensator-Speichers auf Basis der Zellcharakteristika unter gegebenen Randbedingungen (Speichermasse und Systemspannung) ist in Anhang A.42 zu finden. Die Speicherauslegung richtet sich dabei vor allem nach der Vorgabe der Speichermasse und der erforderlichen Speicherspannung. Der Energieinhalt und die Leistungsfähigkeit des Speichers ergeben sich aus der Speicherkonfiguration. Die umgekehrte Strategie, den Speicher nach Vorgabe von Leistung und Energieinhalt auszulegen, ist im Kontext dieser Untersuchung nicht zielführend, da die Masse und der Raumbedarf weit über die auf einem Fahrzeug realistischen Möglichkeiten hinausgehen würden (siehe auch Kapitel 2).

## **Modellierung von Doppelschichtkondensatoren in AMESim™**

Für die Abbildung von Doppelschichtkondensatoren steht in der AMESim™-Bibliothek „IFP-Drive“ ein vorgefertigtes Modell zur Verfügung, das auf der in Abbildung 6.6(a) gezeigten Ersatzschaltung basiert. Die Komponente weist dabei 2 elektrische Anschlüsse zur Verbindung mit weiteren elektrischen Komponenten sowie einen Signalausgang, mit dem der intern ermittelte Ladezustand des Speichers als Variable an weitere Steuerungselemente innerhalb des Simulationsmodells übergeben werden kann.

Das Modell muss mit der Kapazität und dem Ohmschen Widerstand des gesamten Speichers parametrisiert werden. Von einer erweiterten Modellierung zur Berücksichtigung von Temperatur- und Selbstentladungseffekten wurde im Falle ersterer aufgrund mangelnder Daten und im Falle letzterer aufgrund mangelnder Relevanz abgesehen.

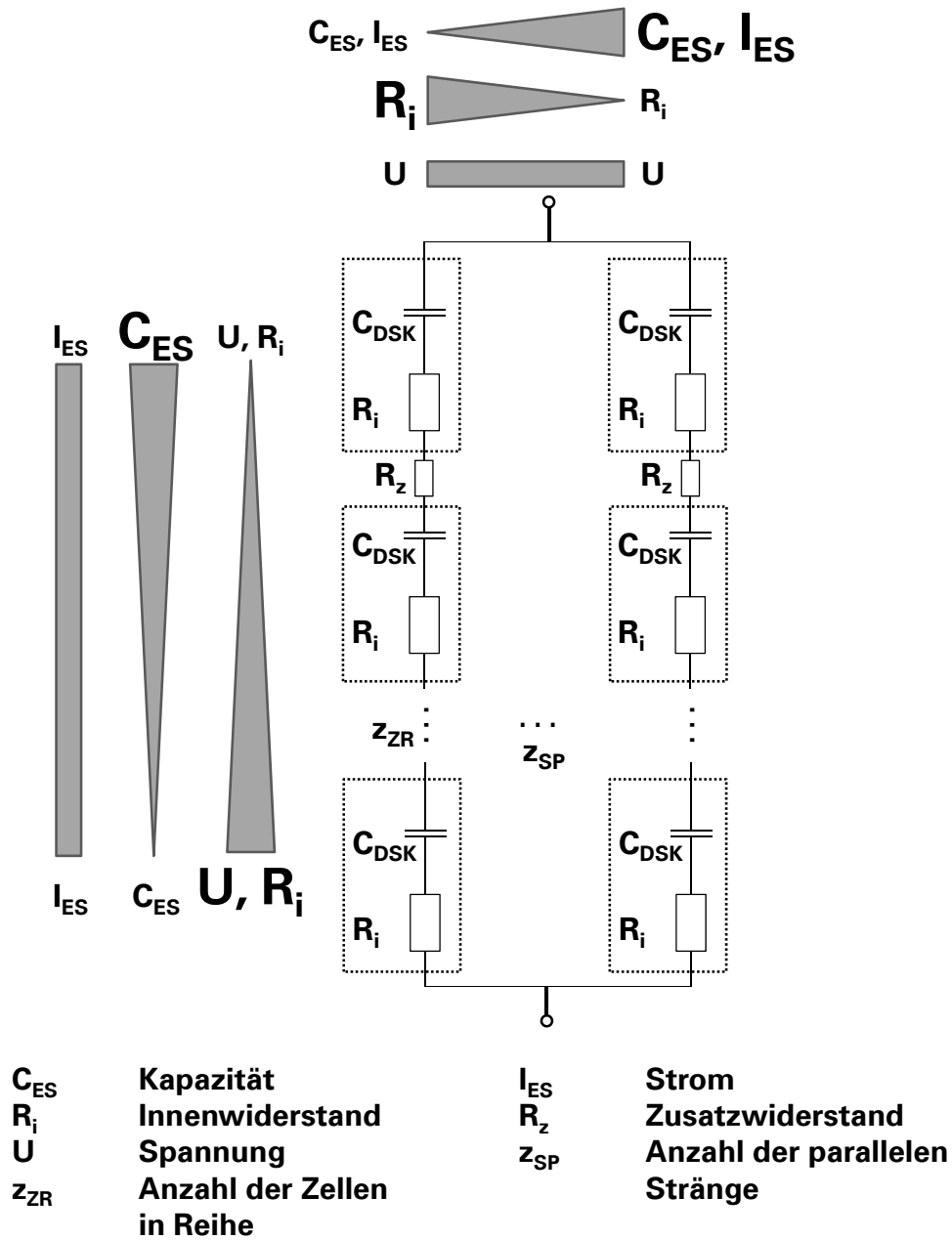


Abbildung 6.10: Qualitative Abhängigkeit der Größen Spannung, Kapazität, Widerstand und Strom eines Speichermoduls aus parallelen Strängen von Doppelschichtkondensatoren

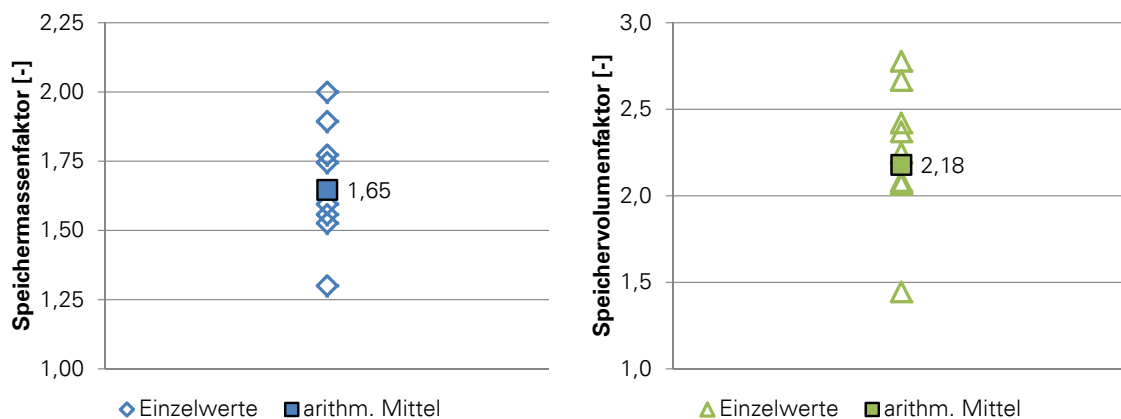


Abbildung 6.11: Speichermassen- und Speichervolumenfaktoren für verschiedene Doppelschichtkondensator-Speichermodule, zitiert nach [21]

Tabelle 6.3: Ausgeführte Speicher mit Doppelschichtkondensatoren

Projekt		Bombardier MITRAC Energy Saver	Alstom STEEM	Siemens Sitras HES	Central Japan Railway Company	
Anwendung		Straßenbahn			Regionalzug	
Masse	kg	477	438	1400	820	430
Volumen	m <sup>3</sup>	0,82	-	-	1,89	0,59
maximale Spannung	V	368	432	-	480	1425
maximale Leistung	kW	300	320	360	288	200
Energieinhalt (nominell/effektiv)	kWh	0,85/0,64	0,98/-	2,16/1,62	-/0,85	0,39/0,28
gravimetrische Energiedichte (nominell/effektiv)	Wh/kg	1,78/1,36	2,23/-	1,54/1,16	-/1,04	0,91/0,65
volumetrische Energiedichte (nominell/effektiv)	Wh/m <sup>3</sup>	1000/753	-/-	-/-	-/450	661/475
gravimetrische Lei- stungsdichte	W/kg	629	731	257	351	465
volumetrische Lei- stungsdichte	kW/m <sup>3</sup>	366	-	-	152	339
Bemerkungen		Prototyp	Serie	48 Module mit je 54 V und 130 F		Prototyp
Quelle		[57, 172]	[57]	[57, 107, 125]	[97]	[128, 163]

### 6.4.3 Elektrochemische Speicher

Im Gegensatz zu elektrostatischen Speichern (Doppelschichtkondensatoren) ist das elektrische Laden und Entladen von elektrochemischen Speicherzellen an eine chemische Reaktion gebunden. Derlei Prozesse benötigen in der Regel mehr Zeit als elektrostatische Vorgänge und weisen eine stärkere Abhängigkeit von der Temperatur auf. Nicht zuletzt deshalb verfügen elektrochemische Speicher im Vergleich über eine geringere gravimetrische Leistungsdichte in Verbindung mit einer deutlich höheren Energiedichte.

Das Spektrum elektrochemischer Speicher reicht heute von der klassischen Blei-Säure-Batterie über Nickel-Cadmium (Ni-Cd) und Nickel-Metallhydrid (Ni-MH)-Zellen bis zu Hochleistungs-Batterien auf Basis der Lithium-Ionen-Technologie. Die Speicherarten unterscheiden sich hinsichtlich ihres Energieinhalts- und ihrer Leistungsfähigkeit recht deutlich, wie Abbildung 6.12 zeigt. Einen umfassenden Überblick zum Stand der Technik der verschiedenen Systeme geben Larminie und Lowry [83] sowie Husain [62], während Hofmann [56] einen guten, jedoch weniger detaillierten Einstieg in die Thematik bietet.

Im Folgenden sollen die wichtigsten Aspekte, die bei der Konzipierung elektrochemischer Speichermodule für Hybridfahrzeuge berücksichtigt werden sollten, diskutiert werden.

#### Grundlegende Charakteristika elektrochemischer Speicher

Viele elektrochemische Speicher sind durch das Anliegen einer Zellspannung gekennzeichnet, deren Verlauf während des Entladens mit konstantem Strom über einen weiten Ladezustandsbereich in guter Näherung konstant verläuft und erst dann stark abfällt, wenn der Speicher nahezu vollständig entladen ist (siehe 6.13(a)). Im Gegensatz zu Doppelschichtkondensatoren ist die Zellspannung also nicht unmittelbar mit dem Ladezustand verknüpft. Die Lage der Zellspannung ist grundsätzlich von der Wahl der elektrochemischen Reaktionspartner in der Zelle abhängig und bewegt sich typischerweise zwischen 1,2V bei Nickel-Metallhydrid-Batterien und 3,2-3,6V bei Lithium-Ionen-Batterien.

Der zweite Kern-Parameter elektrochemischer Speicher ist die (Nenn-)Kapazität  $C$ , die jedoch bei Batterien im Gegensatz zu Doppelschichtkondensatoren nicht die elektrische Kapazität (als das Verhältnis von Ladungsmenge und Spannung) angibt, sondern die im Speicher enthaltene Ladungsmenge repräsentiert. Der Kapazität eines elektrochemischen Speichers wird deshalb die Einheit Ampèrestunden (Ah) zugeordnet und es wird damit die Fähigkeit des Speichers angegeben, über einen bestimmten Zeitraum hinweg einen konstanten Strom zu liefern. Bei den von den Herstellern publizierten Werten handelt es sich immer um Nennwerte der Kapazität, denen ein bestimmter Nennstrom sowie eine spezifische Temperatur (meistens: 20...25°C) zugeordnet ist. Bei den meisten Zelltypen ist die verfügbare Kapazität von der Entladedauer bzw. dem Entladestrom abhängig. Die Angabe des Entladestromes erfolgt für Batterien typischerweise als Vielfaches des Zahlenwertes der Nennkapazität. Wird beispielsweise eine Zelle mit einer Nennkapazität von 10 Ah mit einem konstanten Strom von 20 A entladen, würde der Entladestrom mit „ $I=2C$ “ angegeben. Als Faustregel gilt, dass die tatsächlich nutzbare Kapazität mit steigenden Entladeraten absinkt, was mit dem Ablauf parasitärer Nebenreaktionen begründet werden kann [83]. Die Darstellung von Batteriekennlinien erfolgt entweder in Abhängigkeit der Kapazität oder in Abhängigkeit des Ladezustands (SoC - für „state of charge“) bzw. der Entladetiefe (DoD - für „depth of discharge“). Die Entladetiefe ist definiert als das Verhältnis von ausgetauschter Ladungsmenge (entspricht dem Zeitintegral des Stroms) zur Nennkapazität. Der Ladezustand ist die zur Entladetiefe komplementäre Größe, wie in Abbildung 6.13(a) deutlich wird, die beispielhaft die Entladekurven für eine Lithium-Ionen-Zelle in Abhängigkeit von Ladezustand/Entladetiefe mit der Entladerate als Parameter zeigt. Der Unterschied zwischen Entladevorgängen mit Nennstrom und solchen mit Strömen, die kleiner bzw. größer als der Nennstrom sind, wird qualitativ deutlich. Da die tatsächlich verfügbare Kapazität fallweise von der Nennkapazität abweichen kann, ist es möglich, dass sich rechnerisch Entladetiefen ergeben, die größer als 100 % sind.

Der nominelle Energieinhalt elektrochemischer Speicher ergibt sich auf einfache Art und Weise aus dem Produkt von Nennspannung und Nennkapazität der Zelle. Die so errechneten Werte sind

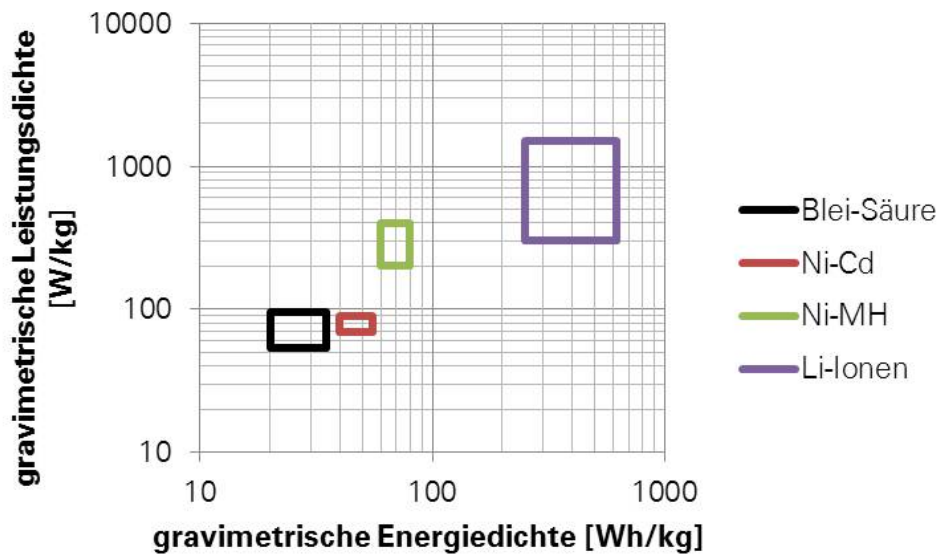


Abbildung 6.12: Ragone-Diagramm unterschiedlicher elektrochemischer Speicherarten (Kennwerte zitiert nach [62] und [83])

jedoch aufgrund des vorstehend beschriebenen Effektes und der Tatsache, dass die Zellen zur Erzielung einer längeren Haltbarkeit niemals vollständig ge- und entladen werden, von begrenzter Aussagekraft.

Die Lade- und Entladeströme müssen einerseits begrenzt werden, da eine übermäßige Erhitzung der Zellen aufgrund innerer Verluste ( $\sim RI^2$ ) vermieden werden soll. Andererseits führt die Ladung mit hohen Strömen zum Anliegen einer Überspannung. Diese hat das Auftreten unerwünschter Nebenreaktionen und daraus resultierende Schädigungen zur Folge, weshalb der Ladungsvorgang oft als kritischer im Vergleich zu dem Entladungsvorgang angesehen werden muss. Viele elektrochemische Speicher weisen eine ausgeprägte Asymmetrie hinsichtlich des Betrages von Lade- und Entladeströmen auf. Eine Beurteilung der Eignung eines Zelltyps für den Betrieb auf Hybridfahrzeugen, bei dem die Ladeakzeptanz der Speicher naturgemäß eine große Rolle spielt, wird oft dadurch erschwert, dass die Herstellerangaben auf Datenblättern sich meist vor allem auf das Entladeverhalten der Produkte beziehen.

Bei der Charakterisierung der Speicherzellen wird oft ein Innenwiderstand angegeben. Dabei handelt es sich um eine Hilfsgröße, die keine direkte physikalische Entsprechung hat, jedoch die Summe der in den komplex aufgebauten Zellen im Stromlaufpfad auftretenden Ohmschen Widerstände repräsentiert. Die Werte des Zell-Innenwiderstandes liegen bei elektrochemischen Speichern über denen von elektrostatischen Speichern. Sie weisen zudem einen starken Anstieg im Bereich hoher und niedriger Ladezustände auf, da in beiden Bereichen die aktiv an den chemischen Reaktionen beteiligten Massen immer geringer werden. In diesen Bereichen ist deshalb nur ein vergleichsweise langsamer Ladungstransport mit schlechtem Wirkungsgrad möglich. Bei einem Betrieb von Speichern auf Hybridfahrzeugen wird aus diesem Grund nur ein Ladezustandsbereich von ca. 30-70 % ausgenutzt um eine möglichst hohe Effizienz des Ladungswechsels zu ermöglichen [69].

### Alterung und Lebensdauer

Wie bereits erwähnt, müssen gewisse Restriktionen bei der Be- und Entladung von elektrochemischen Speichern berücksichtigt werden, die in hohem Maße auf die Erfordernisse zur Erzielung einer hohen Batteriebensdauer zurückzuführen sind. Die als Degradation bezeichnete Verschlechterung der Leistungsfähigkeit der Speicher mit zunehmender Nutzungsdauer spielt bei

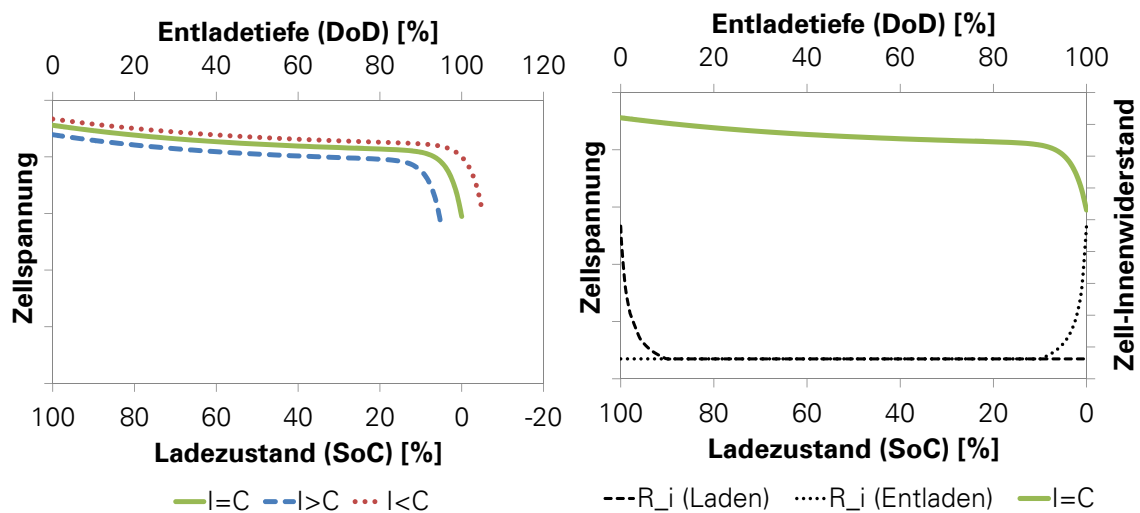


Abbildung 6.13: Typische Verläufe von Zellspannung und Innenwiderstand elektrochemischer Speicher

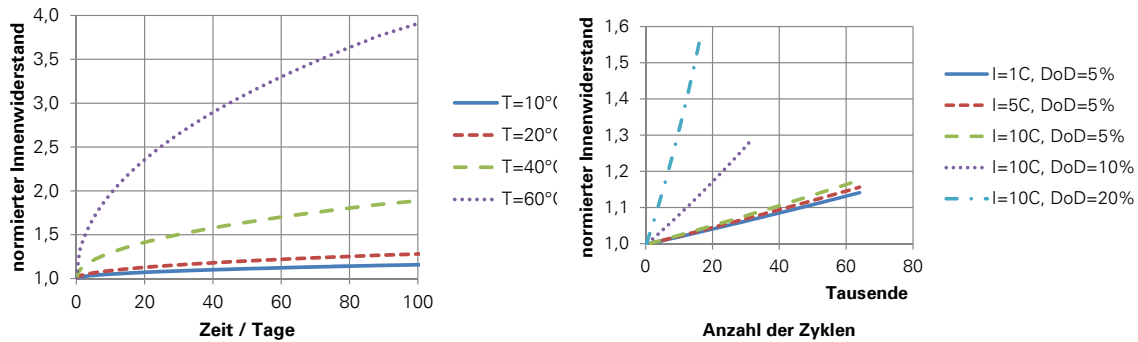
einem Einsatz in Fahrzeugen, deren Lebensdauer mit 10 bis 30 Jahren veranschlagt wird, eine große Rolle. Dabei lassen sich die zwei Problemfelder der *kalendarischen* und der *zyklischen* Alterung identifizieren.

Zur Problematik der Alterung und der Lebensdauervorhersage insbesondere von Lithium-Ionen-Zellen wurden in den letzten Jahren umfangreiche Untersuchungen durchgeführt (siehe u.a. [17, 18, 152, 182]). Haubrock [51] hat dabei insbesondere das Verhalten von Lithium-Ionen Zellen bei einem Einsatz in Hybrid- oder Elektrofahrzeugen untersucht.

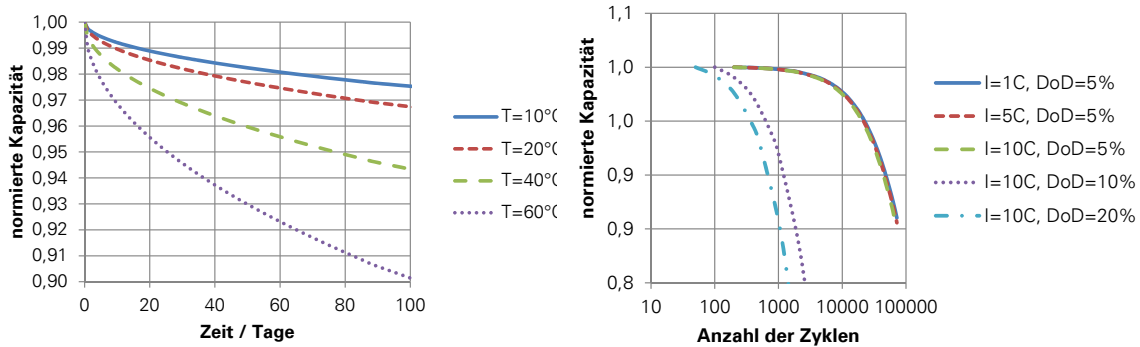
Die Degradation von elektrochemischen Speichern zeigt sich im Wesentlichen durch ein Ansteigen des Innenwiderstandes (Verminderung der Leistungsfähigkeit) und einen Kapazitätsverlust (Verminderung der Speicherfähigkeit). Die dabei im Detail wirkenden Mechanismen werden in [51] bzw. [182] sehr kompakt und übersichtlich zusammengestellt und jeweils dem Phänomen der zyklischen oder kalendarischen Alterung zugeordnet. Zudem werden in den genannten Quellen Faktoren aufgeführt, die den Alterungsprozess beschleunigen. Dazu zählen vor allem hohe Temperaturen (verstärkende Wirkung auf 5 von 13 Alterungsmechanismen), ein hoher Ladezustand oder eine Überladung (5 von 13), ein zyklischer Betrieb (3 von 13) sowie eine Tiefentladung (2 von 5) der Zellen. Abbildung 6.14 fasst die in [51] ermittelten empirischen Zusammenhänge zusammen und zeigt die Auswirkungen der kalendarischen und der zyklischen Alterung auf den Innenwiderstand und die Kapazität von elektrochemischen Speicherzellen.

Von kalendarischer Alterung wird gesprochen, wenn sich die Eigenschaften einer unbelasteten Zelle über einen bestimmten Zeitraum verändern. Dabei spielt vor allem die Umgebungstemperatur eine Rolle [18]. Für den Einsatz elektrochemischer Speicher auf Hybridfahrzeugen ergibt sich daraus vor allem die Notwendigkeit, ein längeres Verweilen dieser Komponenten in einem ungünstigen Temperaturbereich zu verhindern. Dies kann aktiv durch eine Kühlung oder passiv durch die Anordnung in thermisch unkritischen Bereichen (hinsichtlich direkter Sonneneinstrahlung oder der Wärmeabstrahlung von Antriebskomponenten) erfolgen. Dabei können schon Umgebungstemperaturen von mehr als 30 °C zu einer signifikanten Beschleunigung des Alterungsprozesses führen [146]. In der Literatur finden sich deshalb Vorschläge, Lithium-Ionen-Speicher in den ersten Jahren ihrer Nutzung auf einem Temperaturniveau von etwa 10 °C zu halten um eine für den Fahrzeugeinsatz adäquate Lebensdauer zu erreichen [109].

Die Zyklenlebensdauer ist mit dem konkreten Belastungsprofil des Speichers verbunden und kann durch die Wahl einer sinnvollen Betriebsstrategie beeinflusst werden. Der Festlegung eines geeigneten Ladezustandbereiches, in dem der Speicher betrieben werden soll, kommt deshalb eine



(a) Anstieg des Innenwiderstandes unbelasteter Zellen in Abhängigkeit von Zeit und Temperatur (kalendarische Alterung) (b) Anstieg des Innenwiderstandes in Abhängigkeit von Strombelastung, (Ent-)Ladehub und Zyklenzahl (zyklische Alterung)



(c) Verfall der Kapazität unbelasteter Zellen in Abhängigkeit von Zeit und Temperatur (kalendarische Alterung) (d) Verfall der Kapazität in Abhängigkeit von Strombelastung, (Ent-)Ladehub und Zyklenzahl (zyklische Alterung)

Abbildung 6.14: Darstellung der prinzipiellen Entwicklung von Zellinnenwiderstand und Kapazität im Zuge der kalendarischen und zyklischen Alterung unter Anwendung der in [51] angegebenen empirischen Gleichungen für Lithium-Ionen-Hochleistungszellen

große Bedeutung zu. Sarre et al. haben in [152] durch Versuche an Lithium-Ionen-Zellen nachgewiesen, dass sich die Anzahl der Zyklen, die durchlaufen werden können, ohne dass sich eine deutliche Verschlechterung des Betriebsverhaltens der Batterie zeigt, von 1.200 auf 500.000 gesteigert werden kann, wenn nicht 80%, sondern lediglich 3% des nominellen Energieinhaltes genutzt werden. Die Feststellung, dass die Beschränkung der Speicherausnutzung auf Zyklen mit geringer Entladetiefe zu einer deutlichen Steigerung der ertragbaren Zyklenzahl führt, ist prinzipiell auf andere elektrochemische Speicher übertragbar. Dass die Begrenzung der Speicherausnutzung bei der Konzeption von Hybridfahrzeugen gängige Praxis ist, haben Kelly et al. [69] durch Messungen an je einem Exemplar des Toyota Prius und des Honda Insight gezeigt. Sie stellen heraus, dass die Fahrzeuge zwischen 40 % (Prius) und 60 % (Insight) des nominellen Energieinhalts ihrer Ni-MH Speicher ausnutzen. Ferner zeigte sich, dass die Betriebstrategie im Falle des Prius' darauf ausgelegt ist, einen mittleren Ladezustand von ca. 55 % zu erreichen. Weiterhin weist Burke in [19] den ausnutzbaren Ladungsbereich für Ni-MH-Zellen zu 30-40 % und von Lithium-Ionen-Zellen zu 18-20 % des nominalen Energieinhaltes aus. In Anlehnung an [146] gibt Abbildung 6.15 den Zusammenhang zwischen Speicherausnutzung und Zyklenlebensdauer wieder. Während bei reinen Elektrofahrzeugen systembedingt ein sehr großer Anteil der speicherbaren Energie genutzt werden muss, erfolgt bei Hybridfahrzeugen, wie bereits dargelegt, eine Begrenzung des (Ent-)Ladehubes, um eine möglichst lange Lebensdauer der Speicher zu erreichen.

## Temperaturverhalten

Aufgrund der Tatsache, dass der Ladungstransport in elektrochemischen Speichern an chemische Reaktionen gebunden ist und diese wiederum bei verschiedenen Temperaturen mit un-

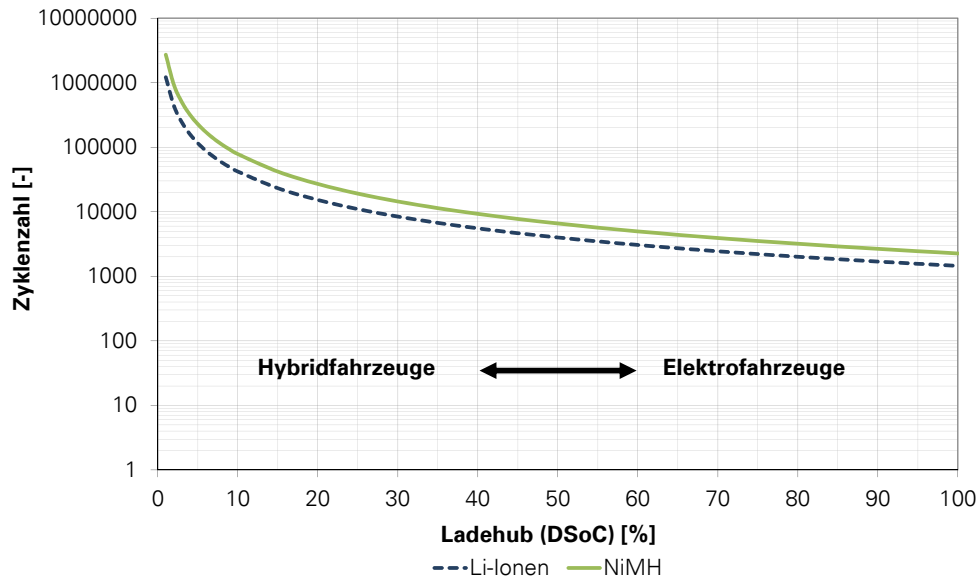


Abbildung 6.15: Zusammenhang von ausgenutztem Ladehub und der Zyklenlebensdauer, in Anlehnung an [146]

terschiedlicher Geschwindigkeit ablaufen, ist die Leistungsfähigkeit dieser Speicher in besonders hohem Maße von der Temperatur abhängig. Der Bereich der Arbeitstemperaturen liegt für Nickel-Metallhydrid und Li-Ionen-Batterien im Allgemeinen zwischen 10-50 °C [30], wobei im Bereich von 25-40 °C der beste Kompromiss zwischen hoher Leistungsfähigkeit und langer Lebensdauer erreicht wird [136]. Während hohe Temperaturen, wie im voranstehenden Abschnitt beschrieben, die Lebensdauer der Zellen herabsetzen, führen tiefe Temperaturen zu einem merklichen Verfall der Zellspannung und damit der Leistungsfähigkeit. Dieser Umstand wird qualitativ in Abbildung 6.16 deutlich gemacht, die den Verlauf der Zellspannung in Abhängigkeit des Ladezustandes für drei verschiedene Temperaturen zeigt.

Der Verlust der Leistungsfähigkeit bei tiefen Temperaturen kann auf den starken Anstieg des Innenwiderstandes in Verbindung mit einer stark verminderten Reaktivität der Zellchemie zurückgeführt werden. Zur Kompensation dieser Effekte kann ein Aufheizen der Speicher, z.B. mittels hochfrequenter Wechselströme [174] erwogen werden, was sich jedoch in der gesamten Energiebilanz dieser Energiespeicher negativ niederschlagen wird. Thermische Untersuchungen an Lithium-Ionen-Zellen haben zudem ergeben, dass die Entladung dieser Speicher sehr stark exotherm verläuft, während der Ladungsvorgang endotherm verläuft und es trotz der auftretenden thermischen Verluste durch den Stromfluss zu einem (geringen) Selbst-Kühlungseffekt kommen kann [4].

Die Notwendigkeit der Temperatur-Regulierung elektrochemischer Speicher steht heute außer Frage. Die Bandbreite möglicher Thermoregulationseinrichtungen reicht dabei von der klassischen Luftkühlung über Flüssigkeitskühlung [135] bis hin zu passiven Systemen, die auf den thermischen Prozessen von Phasenumwandlungen beruhen [149]. Sowohl Berechnungen als auch Versuche haben gezeigt, dass ein derartiges passives System solchen mit aktiver Luftkühlung besonders dann überlegen ist, wenn außergewöhnliche (Ent-)Ladeströme bewältigt werden müssen oder es auf eine Minimierung der Temperaturunterschiede zwischen den Zellen in einem Speichermodul ankommt [72, 149]. Ein weiterer Vorteil passiver Thermoregulationseinrichtungen ist die Tatsache, dass keine Hilfsenergie zur Kühlung benötigt wird. Allerdings wird in [149] darauf hingewiesen, dass sich der Leistungsbedarf der Lüfter im Falle einer forcierten Luftkühlung in der Regel auf lediglich dem gleichen Niveau wie die thermische Verlustleistung der elektrochemischen Speicher selbst bewegen würde.

Die thermische Modellierung von elektrochemischen Speichern ist aufgrund der großen Vielfalt möglicher Ausführungen der Speicherzellen und des Kühlsystems zu komplex, um im Rahmen dieser Untersuchung tiefgreifender betrachtet zu werden. In dem Wissen, dass eine rein passive



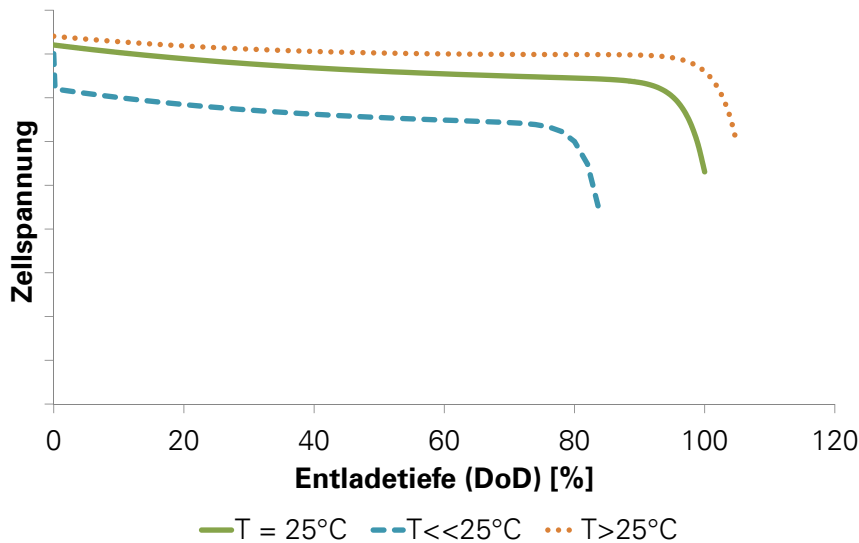


Abbildung 6.16: Temperaturverhalten elektrochemischer Speicher (qualitative Darstellung)

Thermoregulierung möglich und aus technischer Sicht auch realistisch ist, wurde bei der Modellierung der elektrochemischen Speicher davon ausgegangen, dass parasitäre Energieströme zur Kühlung des Speichers unberücksichtigt bleiben können. Ferner wird davon ausgegangen, dass die Temperaturschwankungen der elektrochemischen Komponenten durch externes Vorheizen bei geringen Temperaturen bzw. durch Kühlung bei hoher Leistung in dem als optimal ausgewiesenen Bereich von 25 bis 40 °C gehalten werden können.

### Modellierungsansätze

Es existieren verschiedene Modellierungsansätze für elektrochemische Speicher, deren Anwendbarkeit stark von der Zeitdauer der betrachteten Vorgänge sowie von der Frage abhängt, ob das makroskopische (elektrische) oder das mikroskopische (elektrochemische) Verhalten untersucht werden soll.

Das einfachste Ersatzmodell zur Beschreibung des elektrischen Verhaltens zeigt Abbildung 6.17. Die Leerlaufspannung  $U_0$  wird dabei in Abhängigkeit vom Ladezustand (SoC) und mit der Temperatur  $T$  als Parameter modelliert. Die Klemmenspannung ergibt sich in Abhängigkeit der genannten Größen zuzüglich des Innenwiderstandes und des Stromes  $I$ . Im rechten Teil der Abbildung wird der Verlauf von Strom und Klemmenspannung für einen impulsförmigen Entladevorgang gezeigt. Dabei führt eine Änderung des Stromes zu einer schlagartigen Veränderung des Spannungszustandes, die Flanken der zeitlichen Spannungsänderung sind dabei senkrecht, was die Realität nur in sehr idealisierter Art und Weise widerspiegelt, da es innerhalb des Speichers zum parallelen Ablauf verschiedener Reaktionen und Nebenreaktionen kommt, sodass eine gewisse zeitliche Verzögerung der Spannungsänderung bei einer Änderung des (Ent-)Ladestromes auftritt. Aus diesem Grund wurden komplexere Modelle entwickelt, die den realen Spannungsverlauf wesentlich besser abzubilden vermögen. Dabei gilt es allerdings zu beachten, dass die Wahl eines geeigneten Ersatzmodells auch von der betrachteten Zell-Chemie abhängt und somit spezifische Ersatzmodelle für die unterschiedlichen elektrochemischen Speichertypen existieren (siehe u.a. [180]). Abbildung 6.18 zeigt ein solches erweitertes Ersatzmodell, das mittels zusätzlich zum Innenwiderstand  $R_i$  eingefügter RC-Glieder sowohl das Kurzzeit- als auch das Langzeitverhalten des zeitlichen Spannungsverlaufes infolge einer Änderung des (Ent-)Ladestromes wiedergeben kann. Zusätzlich wurde ein Widerstand  $R_L$  eingefügt, mit dem sich der Effekt der Selbstentladung über längere Zeiträume modellieren lässt. Die erwähnten RC-Glieder weisen unterschiedliche Zeitkonstanten auf [1, 23, 62], wie Abbildung 6.18 zu entnehmen ist. Die im Rahmen dieser Untersuchung betrachteten Vorgänge spielen sich im Bereich von etwa 30 bis 120 Minuten ab, während

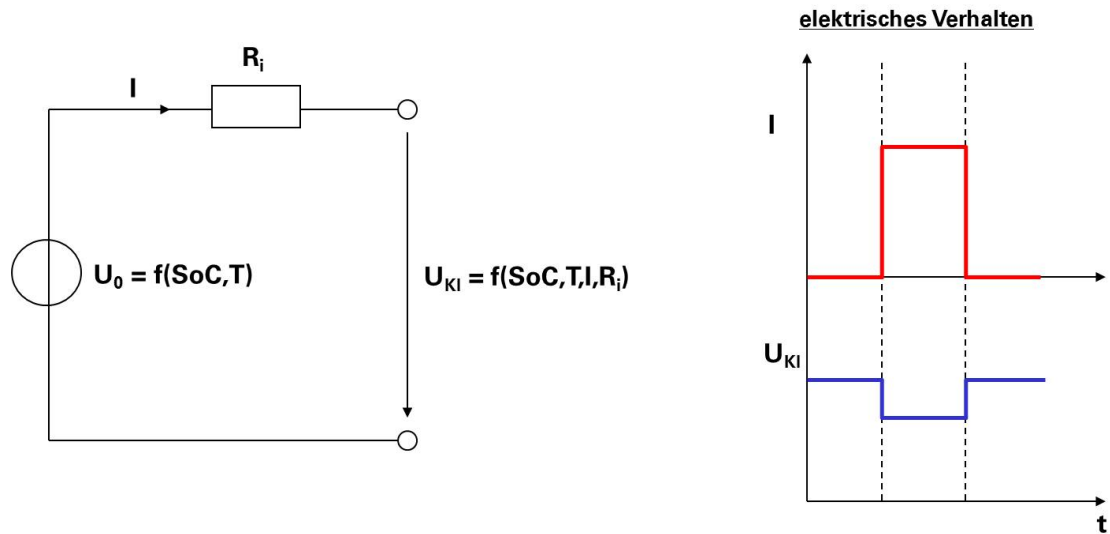


Abbildung 6.17: Einfache Ersatzschaltung zur Simulation elektrochemischer Speicher

derer die Speicher mehrfach zyklisch belastet werden. Ferner sind die Zeiten, während derer sich der Speicher selbst entladen könnte, in diesem Kontext wesentlich kleiner als 60 Minuten. Demgegenüber werden in der Literatur [83] Selbstentladeraten von ca. 5 % *pro Tag* für NiMH-Zellen bzw. 10 % *pro Monat* für Lithium-Ionen-Zellen angegeben. Die Selbstentladung kann deshalb weitgehend vernachlässigt und ein im Vergleich zu den übrigen ohmschen Widerständen in der Ersatzschaltung sehr hoher Wert für  $R_L$  angenommen werden.

Um einen speziellen elektrochemischen Speicher in der beschriebenen Art und Weise zu modellieren, bedarf es entweder detaillierter Angaben seitens des Herstellers der Speicherzellen oder der Möglichkeit, in Eigenregie experimentelle Untersuchungen durchführen zu können. Beide Möglichkeiten waren im Rahmen dieser Untersuchung nicht gegeben, weshalb eine Abstraktion bei der Modellierung der elektrochemischen Speicher weg von einer konkreten Speicherzelle und hin zu einer „Speicherklasse“ vom Typ Li-Ionen-Speicher stattgefunden hat. Dabei ist dem Autor sehr wohl bewusst, dass es gerade im Bereich der Lithium-Ionen-Technologie eine große Bandbreite unterschiedlicher Zell-Konfigurationen mit jeweils spezifischen (Ent-)Ladeparametern gibt. Dankenswerter Weise konnte bei der Modellierung hinsichtlich der Annahme realistischer Parameter auf Richtwerte vom Fraunhofer-Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme (IVI) in Dresden zurückgegriffen werden. Diese Anhaltswerte beruhen auf Messungen an verschiedenen Lithium-Ionen-Flachzellen (sog. Pouch-Bag-Zellen), die an dem genannten Institut durchgeführt worden sind. Die im nächsten Unterkapitel beschriebene Modellierung der elektrochemischen Speicher beruht auf folgenden Annahmen:

- Nenn-Kapazität der Zellen: 40 Ah,
- zulässiger Klemmenspannungsbereich: 3,0 - 4,2 V,
- zulässiger Ladedauerstrom: 120 A,
- zulässiger Entladedauerstrom: 120 A,
- Gleichstrominnenwiderstand bei 30 °C: 1,5 mΩ.

Diese Werte entsprechen hinsichtlich ihrer Größenordnung den Angaben des in Anhang A.43 beispielhaft aufgeführten Datenblattes für eine Li-Ionen Rundzelle ähnlicher Kapazität.

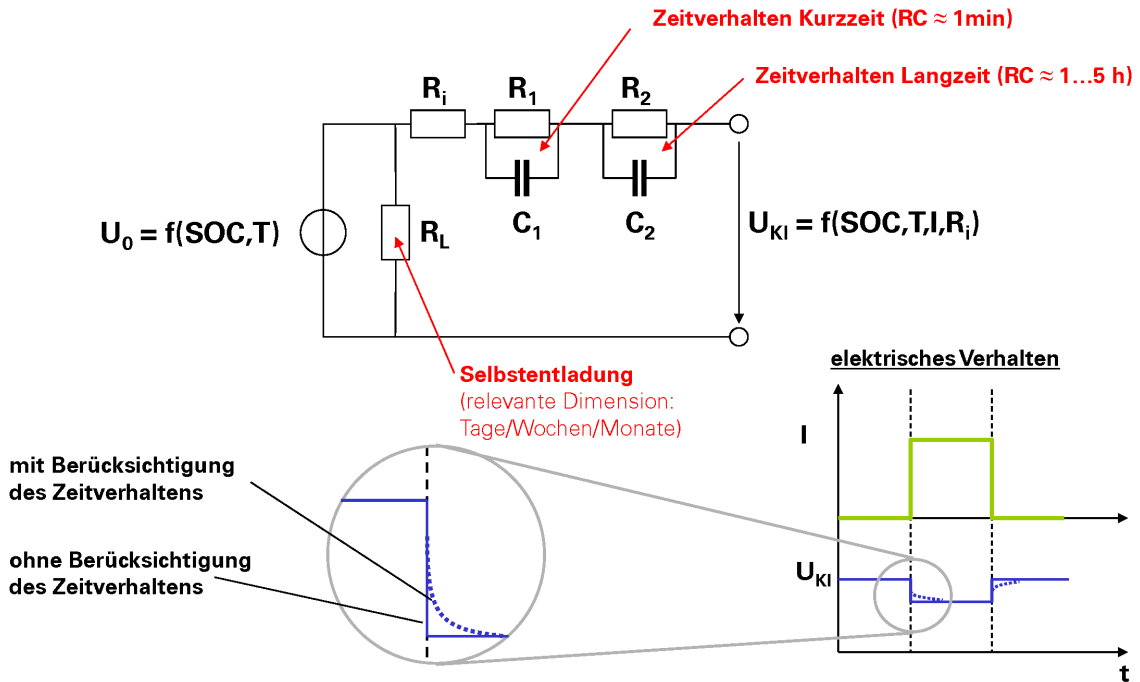


Abbildung 6.18: Erweitertes Ersatzschaltbild (Modell 2. Ordnung) zur Simulation elektrochemischer Speicher [1]

### Modellierung eines elektrochemischen Energiespeichers in AMESim™

Die Modellierung des elektrochemischen Speichers orientierte sich stark an dem in [23] vorgeschlagenen Modell. Die konkrete Umsetzung in der Simulationsumgebung AMESim™ kann Abbildung 6.19 entnommen werden. Dabei erfolgt die Ermittlung des Ladezustandes und der Zellspannung in zwei unterschiedlichen elektrischen Kreisen, die mittels eines im mathematischen Sinne funktionalen Zusammenhanges miteinander verknüpft werden.

Die Ermittlung des Ladezustandes erfolgt mittels eines Kondensatormodells, dessen Spannung zwischen 0 V (vollständig entladen) und 1 V (vollständig geladen) changiert und dem Ladezustand direkt proportional ist. Der Kondensator wird einerseits über eine gesteuerte Stromquelle, der der Strom aus dem „Hauptstromkreis“ (rechter Teil des Modells in Abbildung 6.19) aufgeprägt wird, und andererseits über den Selbstentladewiderstand entladen. Für den speziellen Fall einer Kondensatorspannung von 1 V werden Kapazität und Ladung des Kondensators betragsgleich. Die Kapazität des Kondensators („C\_Kondensator“ in Abb. 6.19) ergibt sich dabei folglich aus der Nennkapazität der elektrochemischen Speicherzelle („C\_Bat“ in Abbildung 6.19) multipliziert mit dem Faktor 3600 s/h. Der über die Spannung des Kondensators ermittelte Ladezustand (SoC) wird mittels der [23] entnommenen empirischen Gleichung 6.12 zur Ermittlung der Ruhespannung genutzt und dient außerdem als Eingangsgröße zur Berechnung der ladezustandsabhängigen Widerstände und Kapazitäten des Ersatzschaltungsnetzwerkes („Hauptstromkreis“).

$$U_0(\text{SoC}) = -1,031 \exp^{-35 \cdot \text{SoC}} + 3,685 + 0,2156 \cdot \text{SoC} - 0,1178 \cdot \text{SoC}^2 + 0,3201 \cdot \text{SoC}^3 \quad (6.12)$$

Die so ermittelte Spannung wird dem RC-Netzwerk, das das elektrische Verhalten des Speichers abbilden soll, über eine gesteuerte Spannungsquelle aufgeprägt. Die Parametrisierung der RC-Glieder erfolgte in Anlehnung an die Messungen in [23] unter der vereinfachenden Annahme, dass die Zeitkonstanten von Speicherzellen großer Kapazität auf dem gleichen Niveau liegen wie die von Zellen geringer Kapazität. Die Absolutwerte der Widerstände  $R_1$  und  $R_2$  wurden ferner so angepasst, dass die Klemmenspannung während der Lade- und Entladevorgänge bei der vorgesehenen Belastung mit Strömen bis  $\pm 120$  A (entspricht  $\pm 3C$ ) in dem empfohlenen Wertebereich

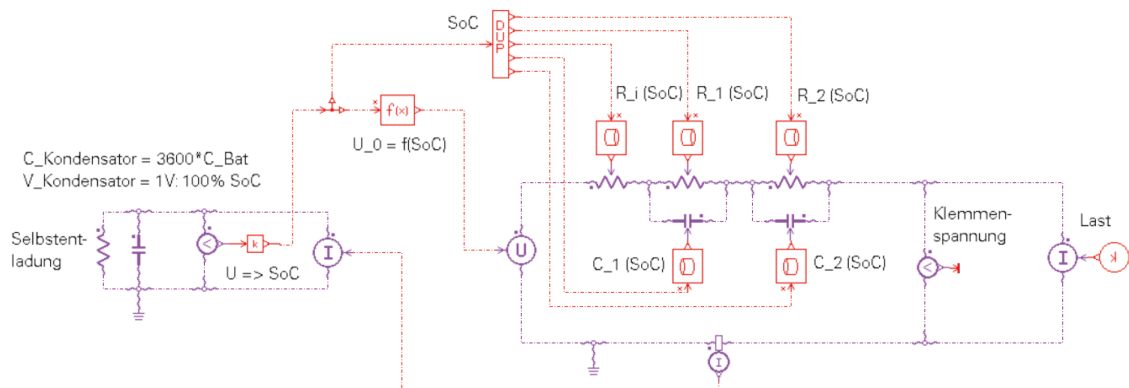


Abbildung 6.19: Umsetzung des in Abbildung 6.18 dargestellten Ersatzmodells 2. Ordnung in der Simulationsumgebung AMESim™ in Anlehnung an [23]

zwischen 3,0 und 4,2 V verbleibt (siehe Abbildung 6.20). Dabei ist zu beachten, dass die Klemmenspannung im Bereich der für die im Rahmen dieser Untersuchung betrachteten Hybridfahrzeuge relevanten Speicherladezustände einen linearen Verlauf über der Ladung annimmt. Das prinzipielle Zeitverhalten des modellierten Speichers bei zeitlich veränderlichen (Ent-)Ladeströmen wird, wie bereits erwähnt, durch die RC-Glieder in der Ersatzschaltung beeinflusst und kann Abbildung 6.21 entnommen werden.

Das in Abbildung 6.19 gezeigte Simulationmodell bildet zunächst nur das Verhalten einer Zelle ab. Die Skalierung auf ein Speichermodul erfolgt, indem die Informationen für die Spannung und den Strom in der Ersatzschaltung in Signale gewandelt werden. Dadurch ist es möglich, die Spannung um die Anzahl der in Reihe geschalteten Zellen zu vervielfachen bzw. den Strom mit der Anzahl der parallelgeschalteten Stränge zu multiplizieren. Nach diesen Operationen werden die Signale wieder in die programminternen Größen „Spannung“ und „Strom“ zurückgewandelt und an das Modell zur Nachbildung der Leistungselektronik (siehe Abschnitt 6.3.2) übergeben. Ferner wird das RC-Netzwerk zur Abbildung des elektrischen Verhaltens um einen in Reihe geschalteten Ohmschen Widerstand ergänzt, der die Zusatzverluste berücksichtigt, die bei der Kombination von Einzelzellen zu einem Modul durch parasitäre Effekte entstehen.

## Von der Zelle zur Speicherbatterie

Die Konzeption von großen elektrochemischen Traktionsenergiespeichern auf Lithium-Ionen-Basis steht derzeit noch am Anfang der Entwicklung. Die Anzahl verfügbarer Literaturstellen ist deshalb vergleichsweise gering. Insbesondere in Japan hat es in den letzten Jahren mehrere Prototyp-Speicher auf Schienenfahrzeugen gegeben [96, 128, 129, 130, 133, 150] während die Entwicklung in Deutschland vor allem durch die Hybrid-Straßenfahrzeuge vorangetrieben wird (siehe z.B. [56, 106, 178]). Eine Auswahl der Kenndaten von durch entsprechende Veröffentlichungen dokumentierten Energiespeichern mit Lithium-Ionen-Technologie zeigt Tabelle 6.4.

Die Abschätzung der Parameter einer → Speicherbatterie auf der Grundlage von Angaben für Einzelzellen folgt bei elektrochemischen Speichern im Prinzip ähnlichen Gesetzmäßigkeiten wie bei Doppelschichtkondensatoren (siehe Kapitel 6.4.2 und insbesondere Abbildung 6.10). Auch im Falle dieser Speicherart ist es erforderlich, die Spannungszustände der einzelnen Zellen zu überwachen und ggf. einander anzugleichen, wozu entsprechende Überwachungs- und Regelkreise benötigt werden (siehe u.a [62]). Da es in der Vergangenheit wiederholt zu thermischen Kettenreaktionen in Lithium-Ionenspeichern gekommen ist, die zu einem Abbrennen des gesamten Moduls führten, muss im Falle dieser Speicherart nicht nur der Spannungs- sondern auch der Temperaturzustand der Zellen überwacht werden [24, 164].

Die durch die elektrische Verbindung der Einzelzellen entstehenden Zusatzverluste müssen selbstverständlich genau wie bei Modulen aus Doppelschichtkondensatoren berücksichtigt werden. Der

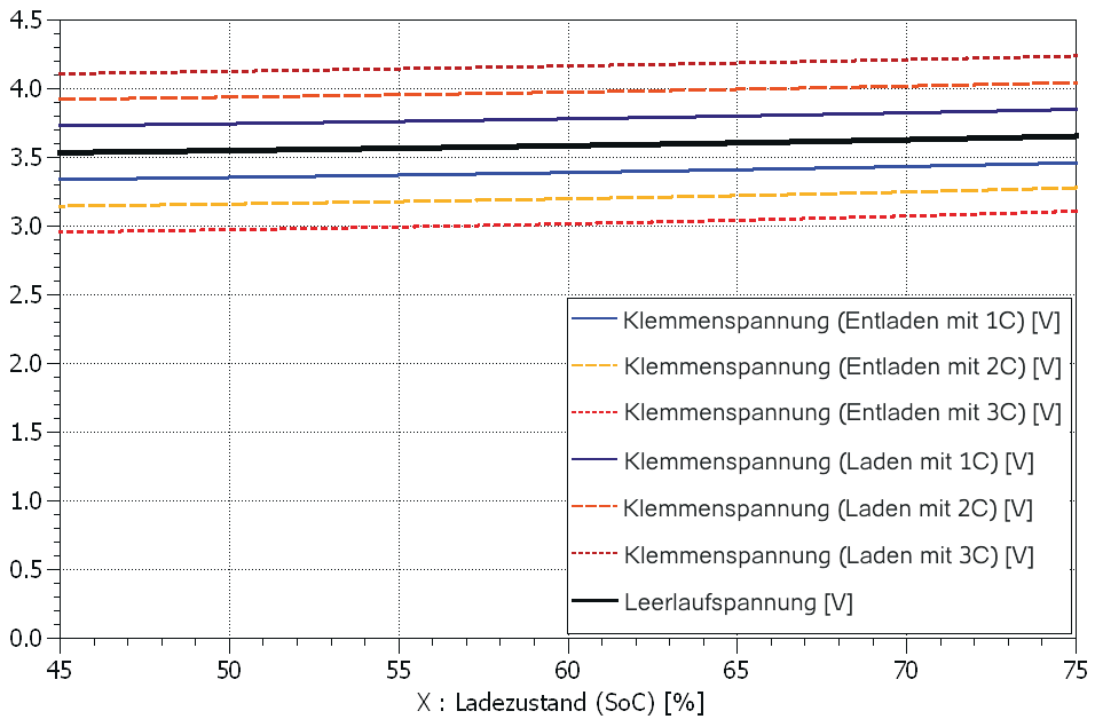


Abbildung 6.20: Simulierte Spannungsverläufe für Ladung und Entladung mit konstanten Strömen

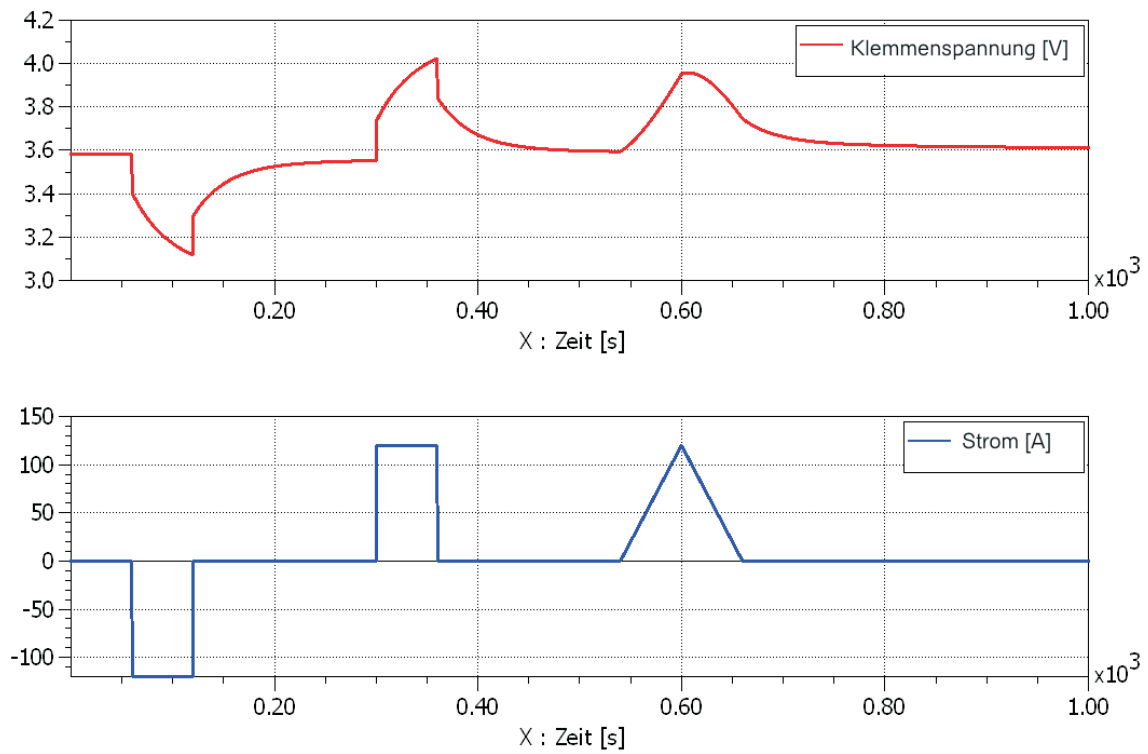


Abbildung 6.21: Simuliertes Zeitverhalten der Klemmenspannung für zeitlich veränderliche Ströme

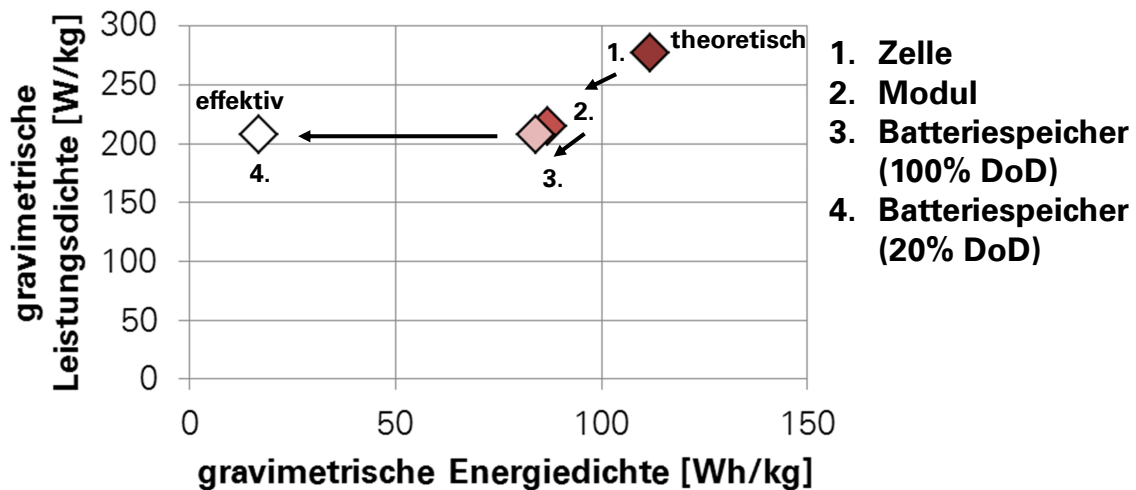


Abbildung 6.22: Gegenüberstellung von theoretischer und effektiver Leistungsfähigkeit von elektrochemischen Speichern auf Lithium-Ionen-Basis

Übergangswiderstand zwischen den Einzelzellen eines Moduls wird im Bereich von ca.  $100 \mu\Omega$  angesetzt, wenn die elektrischen Verbindungen „korrekt gestaltet“ wurden [127]. Wie Taheri et al in [175] darstellen, kommt der sorgfältigen Gestaltung und Ausführung der elektrischen Verbindung der Zellen innerhalb eines Moduls eine außerordentliche Bedeutung zu, da im Falle ungünstiger Konstruktionen der Anteil der an diesen Elementen dissipierten Energie bis zu 20 % des gesamten Energieflusses betragen kann. In einem solchen Fall hätten die Zellverbinder einen wesentlich größeren Anteil an der Erwärmung des Moduls als die Innenwiderstände der Zellen. Der Kontaktmechanik von lösbaren Verbindungen ist deshalb große Aufmerksamkeit zu schenken [175]. Die in der zitierten Quelle angegebenen Messergebnisse für den Übergangswiderstand bewegen sich im günstigsten Fall auf einem Niveau von etwa  $10\text{-}12 \text{ m}\Omega$  und sind damit um den Faktor 7 bis 8 höher als der im Rahmen dieser Untersuchung angesetzte nominelle Zell-Innenwiderstand. Es ist jedoch davon auszugehen, dass ein Speicher in der hier betrachteten Größenordnung aus einer gewissen Anzahl von Modulen aufgebaut ist, deren innerer Aufbau so beschaffen ist, dass die dort verbauten Einzelzellen untereinander mittels unlösbarer Verbindungen elektrisch verbunden sind, deren Verbindungswiderstände deutlich geringer sind als im Falle lösbarer Verbindungen. Es wird deshalb pro Zelle ein Zusatzwiderstand zur Berücksichtigung der elektrischen Verbindungen angenommen, dessen Betrag der Hälfte des angesetzten Zellinnenwiderstandes entspricht.

Neben den zusätzlichen Widerständen müssen auch die zusätzlichen Massen der Speicherperipherie berücksichtigt werden. Die Gesamtmasse eines Speichermoduls (in einer Baugruppe zusammengefasste Speicherzellen) bzw. einer Speicherbatterie (in einer Baugruppe zusammengefasste Module) wird deshalb immer deutlich größer als die Summe der Massen aller verbauten Zellen sein. Abbildung 6.22 zeigt die Auswirkung der Anordnung von Speicherzellen in Modulen bzw. Speicherbatterien in einem Ragone-Diagramm, das in Anlehnung an die Angaben in [96] entstanden ist. Es ist davon auszugeben, dass zur Ermittlung der Gesamtmasse des Energiespeichers ein Faktor von ca. 1,3 angenommen werden kann, mit dem die summierten Massen der darin verbauten Zellen multipliziert werden müssen. Dieser Wert ergibt sich aus den Angaben in [22] und [96] sowie dem Abgleich von Informationen aus Datenblättern der Zell- bzw. Modulhersteller (siehe Anhang A.43). Die Umsetzung der Modellierung einer  $\rightarrow$  Speicherbatterie für die im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Simulationen erfolgt auf Basis des Zell-Modells (siehe Abbildung 6.19). Dieses wurde um einen ohmschen Zusatzwiderstand  $R_z$  ergänzt, der die elektrischen Verbindungen zwischen den Speicherzellen repräsentieren soll. Das Modell der Speicherzelle steht mit dem übrigen elektrischen Stromkreis (Umrichter, Energiewandler) über eine gesteuerte Spannungsquelle und eine gesteuerte Stromquelle in Verbindung (siehe Abbildung 6.23). Ersterer wird die mit der Anzahl der in Reihe geschalteten Zellen multiplizierte Klemmenspannung der Einzelzelle übergeben. Je nach Spannungslage und Leistungsanforderung der elektromechanischen Energiewandler im Hybridzweig ergibt sich ein Gesamtstrom, der gleichmäßig

Tabelle 6.4: Ausgeführte Speicher mit elektrochemischen Zellen auf Lithium-Ionen-Basis

Anwendung		Straßen- bahn	Straßen- bahn	Elektro- triebwa- gen	Pkw	Pkw
Nenn-Kapazität	Ah	55	30	84	7	k.A.
Masse	kg	1160	2000	540	44	260
Volumen	m <sup>3</sup>	1,728	k.A.	ca. 0,4	0,05	k.A.
Spannung	V	504-706	605-706	490-660	216	290-400
maximale Leistung	kW	ca. 250	600	ca. 270	25	ca. 145
Energieinhalt (nominell)	kWh	33,3	72	45	1,51	35
gravimetrische Energiedichte (nominell)	Wh/kg	29	36	83	34	135
volumetrische Energiedichte (nominell)	kWh/m <sup>3</sup>	19	-	-	30	-
gravimetrische Lei- stungsdichte	W/kg	220	300	500	570	560
volumetrische Lei- stungsdichte	kW/m <sup>3</sup>	145	-	-	500	-
Bemerkungen		Prototyp, Projekt Lithey- Tram	Prototyp, Projekt Hi-Tram	Prototyp	Prototyp, „VW High- brid“ (Basis: VW Touran)	Prototyp, „BMW Mini E“
Quelle		[150]	[129]	[96, 133]	[178]	[106]

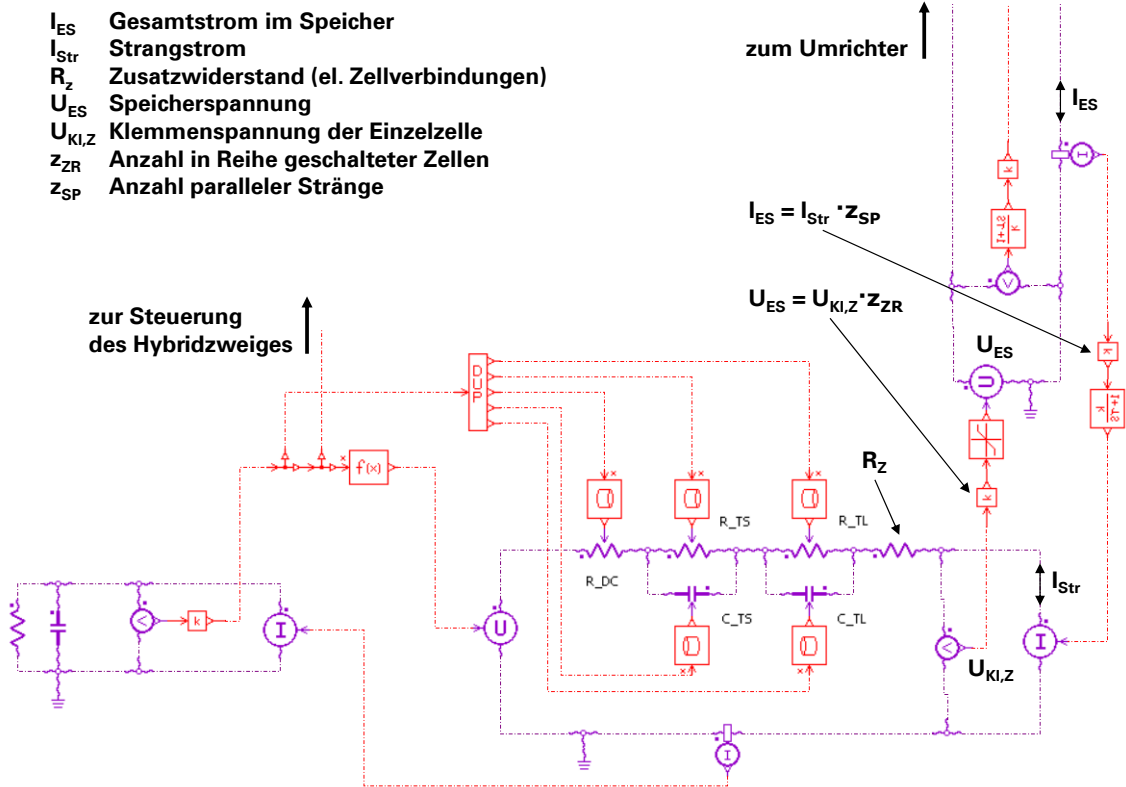


Abbildung 6.23: Modellierung der elektrochemischen Speicherbatterie und ihre Anbindung an den Hybridzweig

auf die parallelen Zell-Stränge des Speichers aufgeteilt und mittels der gesteuerten Stromquelle der Zell-Ersatzschaltung aufgeprägt wird.

Im Falle der elektrochemischen Speicher müssen die Ströme beim Laden und Entladen auf die vom Hersteller angegebenen Maximalwerte begrenzt werden. Im Modell erfolgt dies indirekt mit Hilfe einer Spannungsbegrenzung (siehe Abbildung 6.24). Dafür wurde ein einfacher Proportionalregler entwickelt, der im Falle des Über-/Unterschreitens der maximal/minimal zulässigen Speicherspannung das Drehmoment der elektrischen Maschinen und damit bei aufgeprägter Drehzahl deren Leistungsanforderung reduziert. Der Speicherstrom wird auf diese Weise begrenzt und die Speicherspannung entlang des oberen bzw. unteren Grenzwertes weitgehend konstant gehalten.

## 6.5 MASSENBILANZ DER ELEKTRISCHEN HYBRIDKONZEPTE

Zur Festlegung der konkreten Hybridkonfigurationen für die Simulation bedarf es einer Analyse des Massenbedarfes für die elektrischen Hybridzweige. Dabei müssen die drei Hauptkomponenten Elektromotor, Leistungselektronik und Energiespeicher berücksichtigt werden. Während die Masse der elektrischen Maschinen mit 425 kg genau bekannt ist, müssen hinsichtlich der Leistungselektronik und der Energiespeicher Annahmen getroffen werden. Die bei der Bestimmung der Speichermassen zugrunde gelegten Annahmen wurden in den Kapiteln 6.4.2 und 6.4.3 erläutert.

Bei der Abschätzung der Masse der leistungselektronischen Komponenten wurde unterschieden zwischen dem Hoch-/Tiefsetzsteller und dem Traktionsumrichter, wobei davon ausgegangen wurde, dass pro Elektromotor jeweils ein leistungselektronischer Block vorhanden sein sollte. In [2] wird ein Hoch-/Tiefsetzsteller für ein batteriebetriebenes Straßenbahnfahrzeug vorgestellt, der



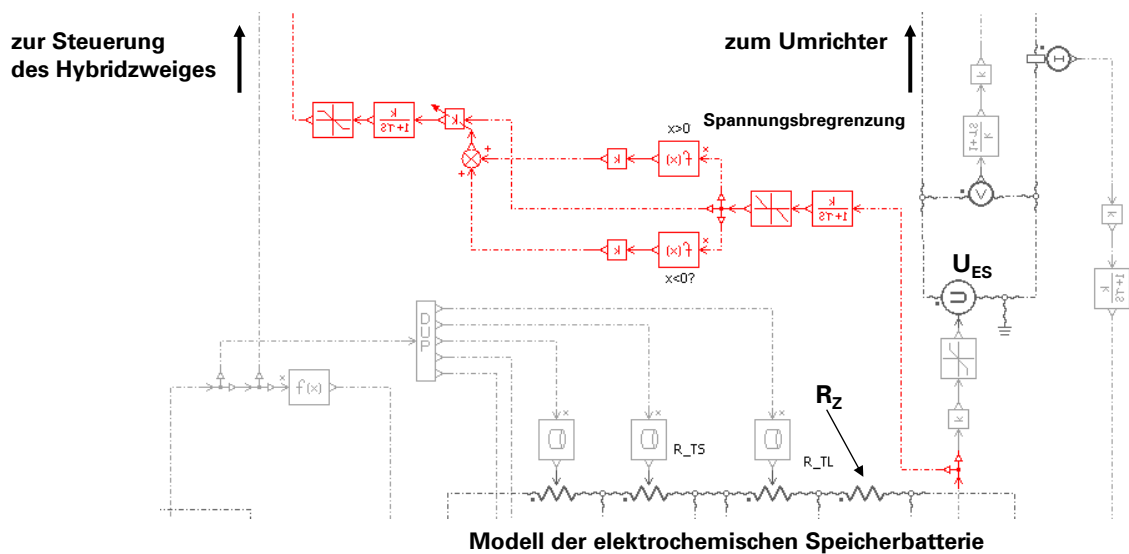


Abbildung 6.24: Spannungsbegrenzungsregler zur indirekten Beeinflussung des Batteriestroms

bei einer maximalen Leistung von 250 kW eine Masse von 680 kg aufweist. Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Masse einer solchen Baugruppe der Leistung direkt proportional sei, wurde eine Skalierung auf 150 kW vorgenommen. Diese liegt etwas über der mechanischen Nennleistung der im Rahmen dieser Untersuchung betrachteten elektrischen Maschine (siehe Tabelle 6.1). Es ergibt sich somit pro E-Motor ein Massenbedarf von 408 kg für den Gleichspannungswandler zum Anschluss der Energiespeicher.

Bei der Abschätzung der für den Traktionsumrichter erforderlichen Masse erfolgte eine Orientierung an Datenblättern zur elektrischen Traktionsausrüstung von Trolleybussen [184]. Es wurde eine spezifische Masse von 0,75 kg je kVA Umrichter-Ausgangs(nenn)leistung angenommen, woraus sich im Rahmen dieser Untersuchungen ein Massenbedarf von 112,5 kg je elektromechanischem Energiewandler für die Umrichter ergibt. Es wird folglich angenommen, dass für jede elektrische Maschine im Hybridzweig eine Masse von 520,5 kg für leistungselektronische Komponenten vorgesehen werden muss, die den Energiefluss zwischen Drehstromasynchronmaschine und Energiespeichern realisieren. Damit lässt sich für verschiedene Hybridkonfigurationen die maximale Energiespeichermasse ableiten, die wiederum die Speicherkonfiguration determiniert. Tabelle 6.5 enthält die entsprechend berechneten Speicher-Soll-Massen für verschiedene elektrische Hybridvarianten auf Basis der in Kapitel 2.10 (Tabelle 2.6) sowie in Anhang A.31 getroffenen Festlegungen.

Tabelle 6.5: Ermittelte Soll-Massen für die elektrischen Speicher (Bezug: Gesamtfahrzeug)

Hybridkonfiguration	HVT2DM0	HVT2DM1	HVT2DMRM	HVT1DM
Massenreserve	2400 kg	5000 kg	4500 kg	7000 kg
Anzahl der E-Maschinen	2	2/4	2/4	6
Masse der E-Maschinen	850 kg	850/1700 kg	850/1700 kg	2550 kg
Masse der Leistungselektronik	1041 kg	1041/2082 kg	1041/2082 kg	3123 kg
<b>(Soll-)Masse der Energiespeicher</b>	<b>509 kg</b>	<b>3109/1218 kg</b>	<b>2609/718 kg</b>	<b>1327 kg</b>

## 6.6 ABLEITUNG UND PARAMETRISIERUNG DER ELEKTRISCHEN HYBRIDVARIANTEN

Basierend auf den im vorausgegangenen Abschnitt angestellten Überlegungen wurden je Speicherart drei verschiedene Hybridkonfigurationen abgeleitet und entsprechend der Angaben in den Tabellen 6.6 bis 6.9 konfiguriert. Bei der Modellierung der Hybridkonfiguration ECHVT1DM wurde eine Abweichung der Speichermasse zur Soll-Masse (Tabelle 6.5) um 181 kg zugelassen<sup>1</sup>, um pro elektrischer Maschine einen Strang aus Speicherzellen realisieren zu können.

Auf die Modellierung der Hybridvarianten, bei denen die Dieselmotoren des Referenzfahrzeuges durch solche geringerer Leistung ersetzt werden (ECHVT2DMRM bzw. EBHVT2DMRM) wurde verzichtet, da der Wertebereich der prognostizierten Kraftstoffeinsparpotentiale weitgehend durch die übrigen Hybridkonfigurationen eingegrenzt wird (vgl. Abschnitt 5.3.3) und somit kein zusätzlicher Erkenntnisgewinn zu erwarten ist. Zudem überschneiden sich in diesem Falle die Effekte von Remotorisierung und Hybridisierung, wodurch die Bewertung der Simulationsergebnisse für diese Hybridkonfigurationen mit der im Vergleich größten Unschärfe verbunden ist.

Die Wahl des Übersetzungsverhältnisses der mechanischen Anbindung des Hybridzweiges erfolgt ähnlich der in Abschnitt 5.2.4 dargestellten Vorgehensweise in Abhängigkeit von den zu befahrenden Strecken. Im Unterschied zu den hydrostatischen Hybridmodellen wird jedoch nur ein Maschinentyp zur Energiewandlung eingesetzt, weshalb auch nur ein Übersetzungsverhältnis bestimmt wird, das für alle auf einem Fahrzeug installierten Aggregate identisch ist.

---

<sup>1</sup>Dadurch ergibt sich eine Abweichung der Gesamtmasse des Systems gegenüber der Soll-Masse um ca. 2,6%. Dies ist ein Wert, der, angesichts der Tatsache, dass es sich bei den bilanzierten Massen weitgehend um (plausible) *Schätzungen* handelt, nach Ansicht des Autos vertretbar ist.

Tabelle 6.6: Parameter der elektrischen Hybridkonfigurationen auf Basis von Doppelschichtkondensatoren (Bezug: Gesamtfahrzeug)

	ECHVT2DM0	ECHVT2DM1	ECHVT1DM
Anzahl der elektrischen Maschinen	2	4	6
Leistung aller elektrischen Maschinen <sup>1</sup>	260 kW	520 kW	780 kW
Nenn-Energieinhalt der Speicher	1,67 kWh	3,33 kWh	5,00 kWh
zulässiger SoC-Hub	50 %	50 %	50 %
effektiver Energieinhalt der Speicher	1,25 kWh	2,5 kWh	3,75 kWh
Speicher-Nennspannung	800 V	800 V	800 V
Speichermasse	502 kg	1006 kg	1508 kg
Gesamtmasse Hybridzweig	2394 kg	4787 kg	6983 kg
gravimetrische Leistungsdichte <sup>2</sup> des Hybridzweiges	108,6 W/kg	108,6 W/kg	111,7 W/kg
gravimetrische Energiedichte des Hybridzweiges	0,698 Wh/kg	0,522 Wh/kg	0,537 Wh/kg

<sup>1</sup> mechanische Nennleistung an den Rotorwellen

<sup>2</sup> Leistung begrenzt durch die Maschinen - Nennleistung als Basis der Berechnung

Tabelle 6.7: Parameter der modellierten elektrischen Speicher auf Basis von Doppelschichtkondensatoren (ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1: je Fahrzeughälfte, ECHVT1DM: Gesamtfahrzeug)

	ECHVT2DM0	ECHVT2DM1	ECHVT1DM
Speichernennspannung	800 V	800 V	800 V
minimale Speicherspannung	400 V	400 V	400 V
Anzahl der Zellen in Reihe pro Strang	320	320	320
Anzahl paralleler (Speicherzellen-)Stränge	1	2	6
Speichernennkapazität	9,375 F	18,750 F	56,250 F
Speicherinnenwiderstand	0,116 $\Omega$	0,058 $\Omega$	0,019 $\Omega$
zulässiger Dauerstrom	$\pm 240$ A	$\pm 480$ A	$\pm 1440$ A
zulässiger Spitzenstrom	$\pm 1800$ A	$\pm 3600$ A	$\pm 10800$ A
maximale Ladung	7500 C	15000 C	45000 C

Tabelle 6.8: Parameter der elektrischen Hybridkonfigurationen auf Basis von elektrochemischen Speichern (Bezug: Gesamtfahrzeug)

	EBHVT2DM0	EBHVT2DM1	EBHVT1DM
Anzahl der elektrischen Maschinen	2	4	6
Leistung aller elektrischen Maschinen <sup>1</sup>	260 kW	520 kW	780 kW
Nenn-Energieinhalt der Speicher	55,8 kWh	127,8 kWh	127,9 kWh
zulässiger SoC-Hub	20 %	20 %	20 %
effektiver Energieinhalt der Speicher	11,2 kWh	25,6 kWh	25,6 kWh
Speicher-Nennspannung	698 V	800 V	800 V
Speichermasse	530 kg	1212 kg	1212 kg
Gesamtmasse Hybridzweig	2421 kg	4994 kg	6885 kg
gravimetrische Leistungsdichte <sup>2</sup> des Hybridzweiges	69,2 W/kg	76,9 W/kg	55,8 W/kg
gravimetrische Energiedichte des Hybridzweiges	4,6 Wh/kg	5,1 Wh/kg	3,7 Wh/kg

<sup>1</sup> mechanische Nennleistung an den Rotorwellen  
<sup>2</sup> Leistung begrenzt durch Speicher und überschlägig bestimmt durch Multiplikation von Speicher-Nennspannung und zulässigem Speicher-Dauerstrom

Tabelle 6.9: Parameter der modellierten elektrochemischen Speicherbatterien (EBHVT2DM0 und EBHVT2DM1: je Fahrzeughälfte, EBHVT1DM: Gesamtfahrzeug)

	EBHVT2DM0	EBHVT2DM1	EBHVT1DM
Speicher-Nennspannung	698 V	≈800 V	≈800 V
minimal zulässige Speicherspannung	582 V	666 V	666 V
maximal zulässige Speicherspannung	815 V	932 V	932 V
Anzahl der Zellen in Reihe pro Strang	194	222	222
Anzahl paralleler (Speicherzellen-)Stränge	1	2	4
Speichernennkapazität	40 Ah	80 Ah	160 Ah
Speicherinnenwiderstand	0,437 Ω	0,250 Ω	0,125 Ω
zulässiger Dauerstrom	±120 A	±240 A	±480 A

# 7 SIMULATIONSERGEBNISSE ELEKTRISCHER HYBRID

## 7.1 FAHRSPIELSIMULATION

### 7.1.1 Vorbemerkungen

Bevor im Kapitel 7.2 die Ergebnisse der Streckensimulation für die in Abschnitt 6.6 definierten Hybridkonfigurationen hinsichtlich der prognostizierten Kraftstoffeinsparpotentiale diskutiert werden, sollen im Folgenden zunächst anhand ausgewählter Fahrspiele die prinzipiellen Zusammenhänge bei der Simulation der elektrischen Hybridvarianten dargestellt werden. Den beiden Konfigurationen ECHVT2DM1 (siehe Tabelle 6.6 bzw. Anhang A.45) und EBHVT2DM1 (siehe Tabelle 6.8 bzw. Anhang A.45) ist dafür jeweils ein eigenes Unterkapitel gewidmet.

### 7.1.2 Fahrspielsimulation Hybridkonfiguration ECHVT2DM1

Um das Zusammenspiel der Teilmodelle bei der Simulation beurteilen zu können, werden in Abbildung 7.1 die berechneten Verläufe relevanter Größen für die Abfolge von 4 Fahrspielen gezeigt. Dabei werden Geschwindigkeits- und Längsneigungsprofil einander zugeordnet (oberer Teil der Abbildung) und den Verläufen wichtiger Speichergrößen (Spannung, Strom und Ladezustand) gegenübergestellt.

Es ist ersichtlich, dass die Speicher nicht am Ende aller Fahrspiele vollständig aufgeladen werden können. Dies erklärt sich zum Einen aus dem Umstand, dass die Bremsausgangsgeschwindigkeiten, insbesondere im Falle der ersten beiden dargestellten Fahrspiele, sehr niedrig sind ( $< 50$  km/h). Zum Anderen muss erwähnt werden, dass die Streckendaten, die bei der Simulation zugrundegelegt wurden, zur Strecke 8 (siehe Anhang A.36) gehören, die ein Soll-Geschwindigkeitsspektrum mit großer Streuung aufweist (30-160 km/h). Folglich ist das mechanische Übersetzungsverhältnis der Anbindung des elektrischen Antriebszweiges so gewählt worden, dass die elektrischen Maschinen im gesamten Geschwindigkeitsspektrum betrieben werden können. Es ist somit nicht für Bremsvorgänge bei niedrigen Geschwindigkeiten optimiert. Anhand des letzten Fahrspiels ist jedoch ersichtlich, dass eine Bremsausgangsgeschwindigkeit von  $\geq 60$  km/h ausreichend ist, um den gesamten Ladehub des Speichers nutzen zu können.

Die dargestellten Ströme sind sowohl während des Ladens als auch beim Entladen des Energiespeichers als unkritisch zu betrachten, da sie auch im Extremfall die Werte für den zulässigen Dauerstrom im Speicher (siehe Tabelle 6.7) nur für kurze Zeiten knapp überschreiten und einen sehr großen Abstand zu dem zulässigen kurzzeitigen Spitzenstrom von 3.600 A aufweisen.

Die in der Abbildung aufgetragene mechanische Leistung der elektrischen Energiewandler bezieht sich auf *eine* Fahrzeughälfte und müsste demzufolge für das Gesamtfahrzeug verdoppelt werden.

Die Darstellung des ausgenutzten Kraftschlussbeiwertes zeigt, dass die betrachtete Hybridkonfiguration keine unrealistischen Anforderungen an das verfügbare Kraftschlussniveau stellt. Die gezeigten Fahrspiele sollten deshalb in der Realität auch bei suboptimalen Kraftschlussverhältnissen realisierbar sein.

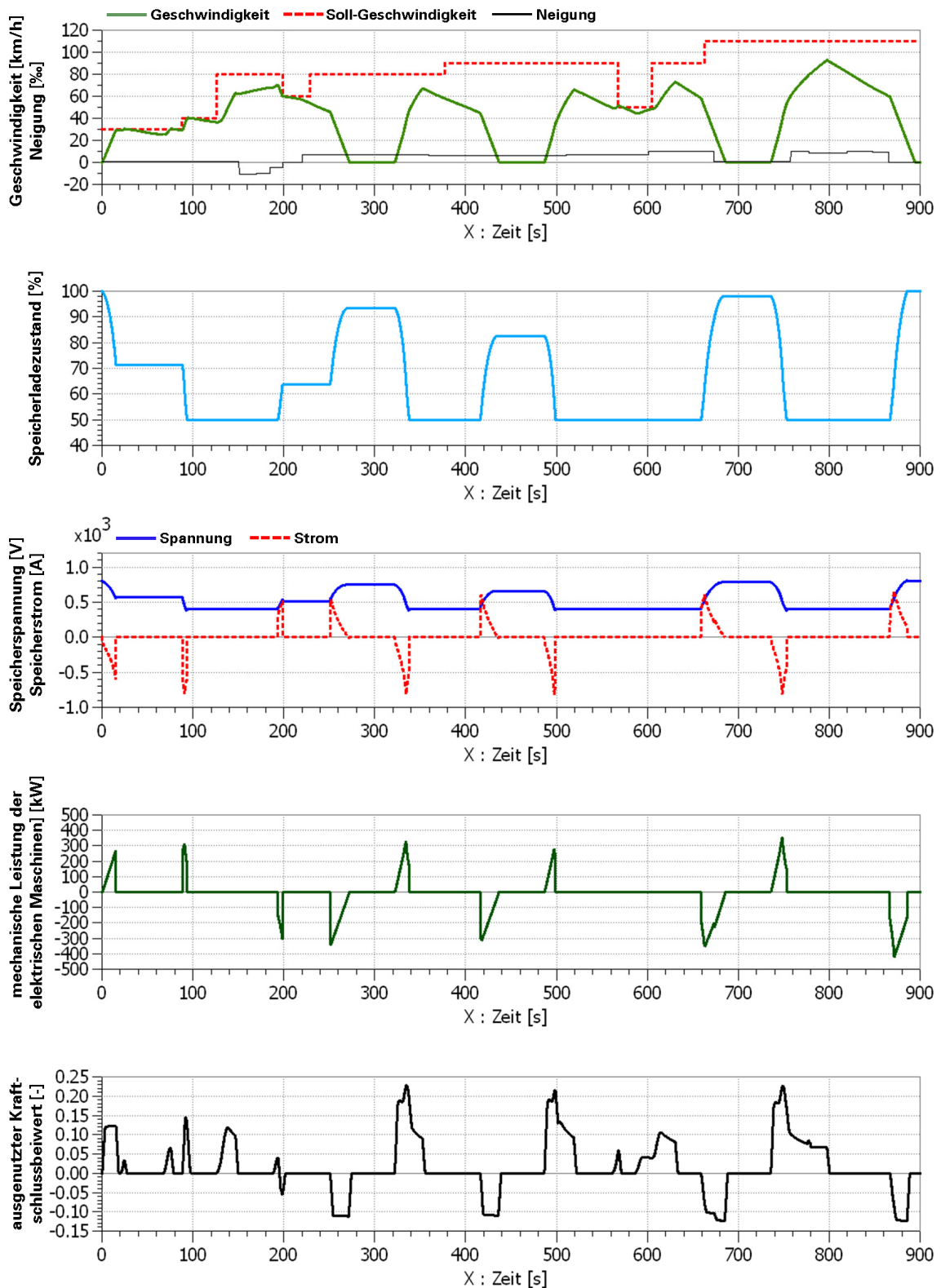


Abbildung 7.1: Beispielhafte Abfolge von Fahrspielen zur Demonstration des Zeitverhaltens der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1

### 7.1.3 Fahrspielsimulation Hybridkonfiguration EBHVT2DM1

Auf Basis der selben Streckendaten wie im voranstehenden Kapitel wurden auch Simulationsrechnungen für die Hybridvariante EBHVT2DM1 durchgeführt. Einige Ergebnisse dieser Simulation sind in Abbildung 7.2 dargestellt.

Anhand des Spannungsverlaufes lässt sich die Wirkung des in Kapitel 6.4.3 erwähnten Spannungsbegrenzungsreglers nachverfolgen. Während der gezeigten Entladevorgänge fällt die Speicherspannung auf den minimal zulässigen Wert ab und wird durch die Korrektur der Leistungsanforderung an die elektrischen Maschinen weitgehend konstant gehalten. Gleiches gilt für die Ladevorgänge, wenngleich sich die Regelung bei Bremsungen im gezeigten Beispiel vor allem im letzten Fahrspiel auswirkt. Erst in diesem erreicht die Bremsausgangsgeschwindigkeit und damit die Bremsleistung ein Niveau, bei dem ein solcher Eingriff nötig wird. Die zulässigen Grenzen für die Speicherspannung und die Ströme durch den Speicher sind in dem entsprechenden Teildiagramm in Abbildung 7.2 mittels gestrichelter Linien dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die erzeugten Ströme nicht dauerhaft über/unter den Grenzwerten für den maximalen/minimalen Dauerstrom liegen. Die auftretenden zeitlich begrenzten Überströme können ebenfalls als unkritisch angesehen werden, da die kurzzeitig zulässigen Maximalströme gemäß der im Anhang A.43 enthaltenen Datenblätter für Lithium-Ionen-Zellen um einen Faktor von etwa 2,5 über den maximalen Dauerströmen liegen.

Wie dem zeitlichen Verlauf des Speicherladezustandes zu entnehmen ist, wird nur ein Bruchteil der gespeicherten elektrischen Energie während der Fahrspiele umgesetzt. Dies erklärt sich aus den kurzen Zeiten, die auf die Brems- und Beschleunigungsvorgänge entfallen in Verbindung mit der zur Begrenzung der Ströme notwendigen Leistungsbeschränkung der elektrischen Maschinen. Die zur Verfügung stehende Zeit, um die Speicher aufzuladen, beträgt im Geschwindigkeitsintervall zwischen 30 und 120 km/h bei einer mittleren Betriebsbremsverzögerung zwischen 14 und 56 s. Die elektrochemischen Speicher könnten während dieser Zeit im Falle der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 eine Ladung von maximal 0,9 bis 3,7 Ah aufnehmen (Energieinhalt bei maximaler Speicherspannung: 0,87 bis 3,5 kWh), was einem SoC-Hub von 1,1 bis 4,7 % entspräche. Allerdings müssten dazu die Ladeströme auf einem konstanten Niveau gehalten werden, was aber gemäß Abbildung 7.2 nicht der Fall ist. Deshalb werden die elektrochemischen Speicher insbesondere bei den im genannten Beispiel aufgeführten Fahrspielen mit Bremsungen aus niedrigen Geschwindigkeiten heraus nur in geringem Maße ausgenutzt. Hinsichtlich der Zyklenlebensdauer des Energiespeichers ist dies jedoch durchaus als Vorteil zu werten, wie in Abschnitt 6.4.3 dargelegt wurde.

Zu einer höheren Ausnutzung des Ladehubes kommt es auf solchen Streckenabschnitten, die längere Gefällestrrecken enthalten, deren Neigung eine Beharrungsbremung erfordert. Da die Bremsleistung bei Beharrungsbremungen in der Regel deutlich unter der bei Betriebsbremsungen liegt, sind sie hinsichtlich der eingeschränkten Ladeakzeptanz elektrochemischer Speicher als unkritisch zu bewerten. Derartige Gefällestrrecken bieten vielmehr die für elektrochemische Energiespeicher ideale Gelegenheit einer kontinuierlichen Nachladung mit geringen oder moderaten Ladeströmen. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass in den beschriebenen Fällen ein Ladehub zwischen 10 und 20 % ausgenutzt werden konnte.

Um zu untersuchen, wie sich die Anwendung unterschiedlicher Betriebsstrategien auf die Ausnutzung des Energiespeicherinhaltes und auf die Kraftstoffersparnis auswirkt, wurde für eine Strecke ohne nennenswerte Steigungs- bzw. Gefälleabschnitte (Strecke 2, gemäß Anhang A.36) eine Variation der Parameter „Betriebsbremsverzögerung“, „zulässiger Ladestrom“ und „Speicherladezustand bei Fahrtbeginn“ durchgeführt. Es ergaben sich 5 Varianten, deren Unterscheidungsmerkmale der Tabelle 7.1 entnommen werden können.

Variante 1 stellt dabei die Basis-Parametrierung für die Durchführung von Simulationen im Rahmen dieser Arbeit dar. Der Ladezustand des Speichers bei Fahrtbeginn ergibt sich dabei aus dem Gleichgewichtszustand, der sich bei zyklischem Befahren der hinterlegten Strecke in beiden Richtungen einstellt (siehe Abschnitte 5.3.2 und 7.2). Die simulierten Fahrspiele sowie der dazugehörige zeitliche Verlauf des Speicherladezustands sind der Abbildung 7.3 zu entnehmen. Es wird deutlich, dass der Speicher auch in diesem Fall aufgrund der weiter oben genannten Gründe nur zu einem geringen Teil ausgenutzt wird ( $\Delta \text{SoC} = 1...2 \%$ ).



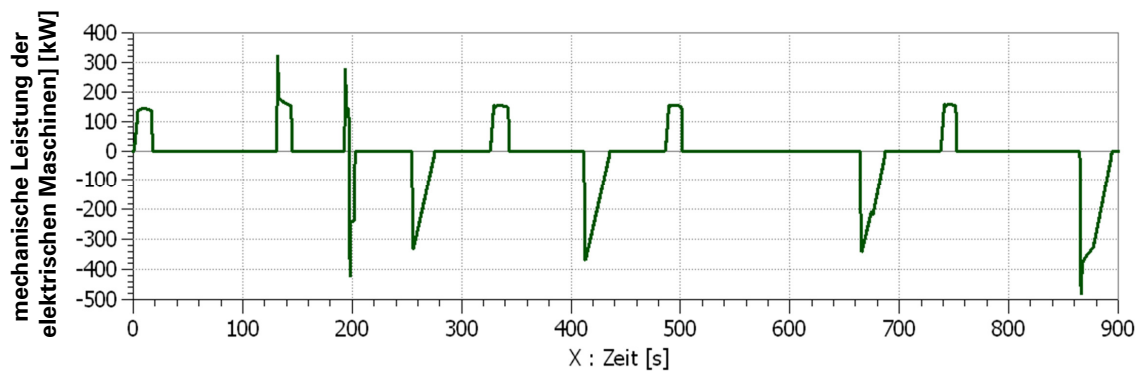
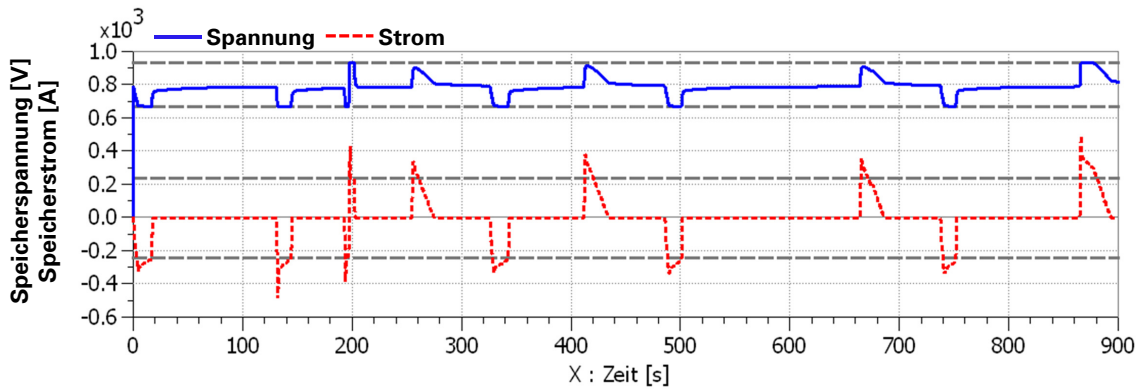
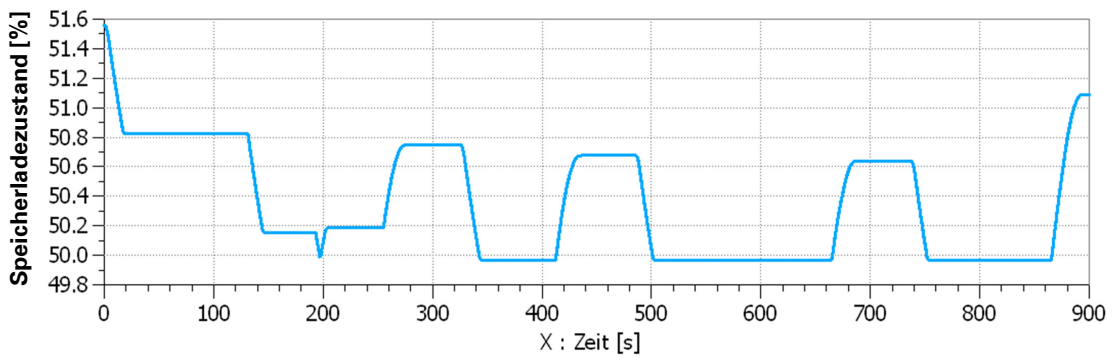
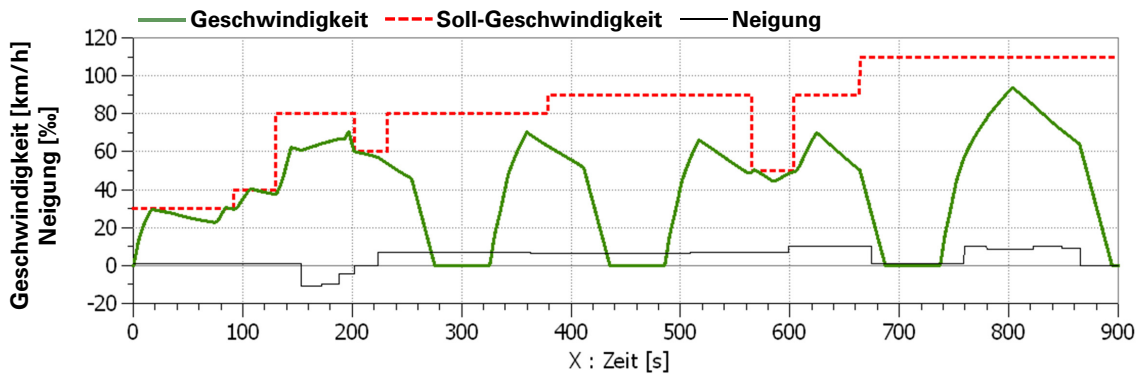


Abbildung 72: Beispielhafte Abfolge von Fahrspielen zur Demonstration des Zeitverhaltens der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1

Tabelle 7.1: Konfiguration der untersuchten Varianten zu EBHVT2DM1

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5
Bremsverzögerung	0,6 m/s <sup>2</sup>	0,4 m/s <sup>2</sup>	0,35 m/s <sup>2</sup>	0,6 m/s <sup>2</sup>	0,6 m/s <sup>2</sup>
externe Nachladung?	nein	nein	nein	ja	nein
Speicherladezustand bei Fahrtbeginn	52,4 %	52,4 %	52,4 %	70,0 %	52,4 %
zulässiger mittlerer Lade- destrom	240 A	240 A	240 A	240 A	300 A

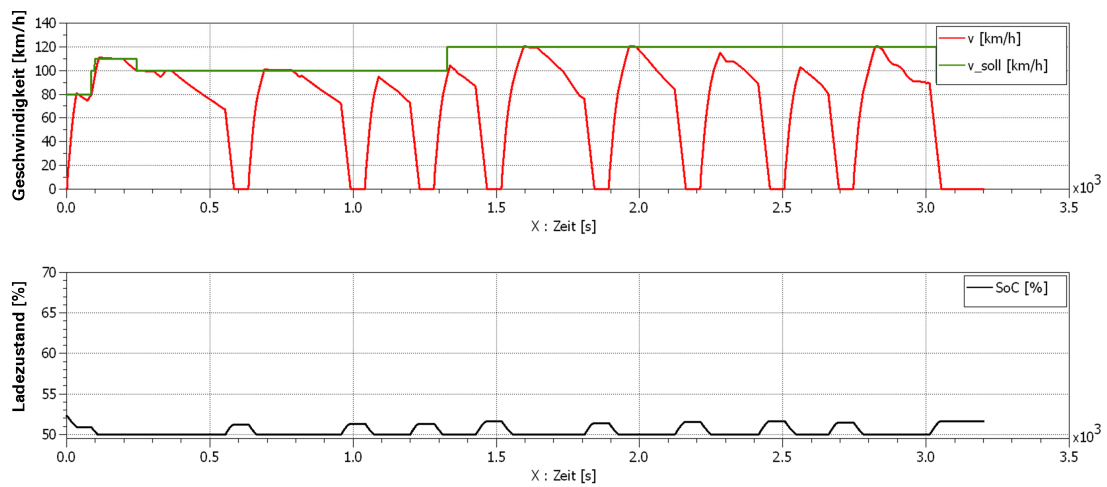


Abbildung 7.3: Simulationsergebnisse für die Basiskonfiguration EBHVT2DM1 auf Strecke 2 (Variante 1 vgl. Tabelle 7.1)

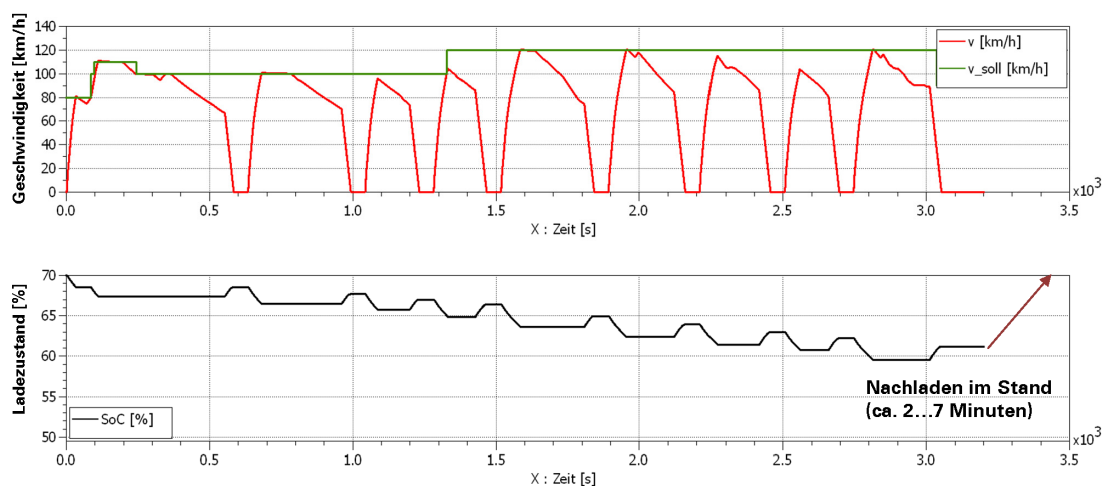


Abbildung 7.4: Simulationsergebnisse für die im Vergleich sparsamste Parameterkonfiguration für EBHVT2DM1 auf Strecke 2 (Variante 4 vgl. Tabelle 7.1)

Die Parametrierung der Varianten 2 und 3 zielte darauf ab, den Einfluss verlängerter Bremsphasen auf die Speicherausnutzung und den Kraftstoffbedarf zu untersuchen. Dabei wurde der Frage nachgegangen, ob eine Verlängerung der Bremsphase zu einer Erhöhung des Speicherladezustands führt, die geeignet ist, die negativen Auswirkung verkürzter Auslaufphasen auf den Kraftstoffbedarf durch positive Effekte einer Ausdehnung der Unterstützung des konventionellen durch den elektrischen Antriebsstrang während der anschließenden Anfahr- und Beschleunigungsphasen zu kompensieren.

Variante 4 verkörpert demgegenüber die Betriebsstrategie sogenannter Plug-in Hybride, bei denen der elektrische Speicher nicht nur fahrzeugintern während der Bremsphasen, sondern auch extern über einen elektrischen Ladeanschluss aufgeladen wird. Dadurch wäre es möglich, den elektrochemischen Speicher mittels Schnellladung während des Wendens an den Endpunkten der Strecke wieder auf einen definierten Ladezustand zu bringen. Wie die Simulation zeigte (siehe Abbildung 7.4), würde auf der betrachteten Strecke 2 ein Ladehub ( $\Delta$  SoC) von ca. 8 % mittels externer Nachladung vorgenommen werden. Dies entspricht je Fahrzeughälfte einer Ladung von 6,4 Ah, die bei der Beaufschlagung mit dem maximalen Dauerstrom von 240 A je Speicher innerhalb von 2 Minuten übertragen werden könnte. Zur Reduzierung der Ladeverluste wäre es jedoch empfehlenswert, diese Zeit ggf. zu verlängern. Andererseits könnte erwogen werden, die Nachladung nur in einem der beiden Endbahnhöfe vorzunehmen, da je Fahrtrichtung jeweils nur ein Ladehub von rund 10 % ausgenutzt wird<sup>1</sup> und somit die Bedingung, das maximal 20 % des Speicherinhalts je Vollzyklus ausgenutzt werden sollen, nicht verletzt würde.

Die Einbeziehung von Variante 5 wurde als sinnvoll erachtet, um zu prüfen, inwieweit sich eine Erhöhung der Ladeakzeptanz des Speichers um 25 % auf den Fahrtverlauf und damit die Kraftstoffersparnis auswirkt. Die Entwicklung von elektrochemischen Speichern wird derzeit von einer Vielzahl von Akteuren vorangetrieben, sodass ein solcher verbesserter Speicher als mittelfristig realisierbar erscheint.

Das Ergebnis der vorstehend beschriebenen Parametervariation illustriert Abbildung 7.5. Es wird deutlich, dass die Reduzierung der mittleren Bremsverzögerung nicht zielführend ist, um die Kraftstoffersparnis zu erhöhen (Varianten 2 und 3). Zwar gelingt es, vermittels der genannten Maßnahme, die Ladehübe während der Bremsvorgänge zu vergrößern, jedoch wirkt sich die drastische Verkürzung der Fahrzeugauslaufabschnitte so negativ auf den Kraftstoffbedarf aus, dass sich die energetische Gesamtbilanz verschlechtert. Wie die Simulationsrechnungen zeigten, ergäbe sich der deutlichste Vorteil gegenüber der Basisvariante durch den Nachladebetrieb (Variante 4). Gelingt es, diesen zu realisieren, wird für die Beispielstrecke eine Vergrößerung der Kraftstoffeinsparung von 27 % (Variante 1) auf 34 % prognostiziert. Da eine solche Betriebsweise jedoch infrastrukturseitig abgesichert werden müsste und dies mit einem nicht unerheblichen baulichen und finanziellen Aufwand verbunden wäre, wird dieses Verfahren bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Streckensimulationen nicht weiter betrachtet. Vielmehr sollen die in diesem Kapitel angestellten Betrachtungen dazu dienen, denkbare Möglichkeiten aufzuzeigen, die jedoch einer tiefgründigeren Betrachtung der entsprechenden Randbedingungen bedürfen.

Ferner ergibt sich aus dem in Abbildung 7.5 dargestellten Vergleich von Variante 1 vs. Variante 5 ein deutlicher Vorteil zugunsten der Modellvariante mit erhöhter Ladeakzeptanz des Speichers. Dieser Effekt war zu erwarten und verweist auf die Möglichkeiten, die sich durch eine Verbesserung der Technologie elektrochemischer Speicher in absehbarer Zukunft bieten werden.

---

<sup>1</sup>Für die entgegengesetzte Fahrtrichtung ist aufgrund des weitgehend ebenen Streckenlängsprofils mit einem ähnlichen Verhalten zu rechnen wie in der simulierten Fahrtrichtung.

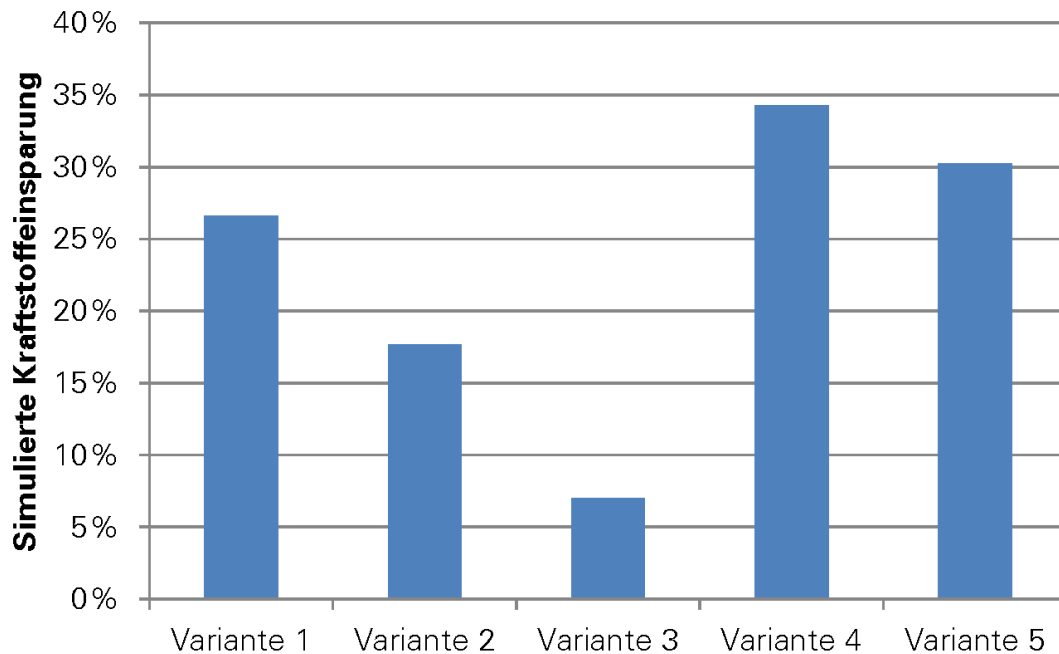


Abbildung 7.5: Vergleich der simulierten Kraftstoffeinsparung für die in Tabelle 7.1 aufgeführten Varianten zur Hybridkonfiguration EBHVT2DM1

#### 7.1.4 Null-Emissions-Betrieb

Die Frage, inwieweit ein Null-Emissions-Betrieb für Hybridkonfigurationen auf hydrostatischer Basis denkbar ist, wurde in Abschnitt 5.1.2 erörtert. An gleicher Stelle wurde zudem herausgestellt, dass der sogenannte Boost-Betrieb, bei dem die Leistungen beider Antriebszweige während des Beschleunigungsvorganges überlagert werden, in Kombination mit der energiesparenden Fahrweise zu einer größeren Kraftstoffersparnis führt als der emissionsfreie Betrieb (siehe auch Abbildungen 5.1(a) bis 5.2(b)). Im Folgenden sollen für die elektrischen Hybridvarianten ähnliche Überlegungen angestellt werden. Dafür wurden mit den Konfigurationen ECHVT2DM1 und EBHVT2DM1 Simulationen durchgeführt, die ähnlich zu den in Abbildung 5.3 zusammengefassten Berechnungen sind. Allerdings wurde nun der als energetisch günstig identifizierte Fall des Boost-Betriebs in Kombination mit der energiesparenden Fahrweise als Referenz herangezogen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind den Abbildungen 7.6(a) und 7.6(b) zu entnehmen. In diesen spiegeln sich die spezifischen Eigenschaften der betrachteten Speichertypen wider. Im Falle des elektrostatischen Speichers (Abbildung 7.6(a)) wird im Null-Emissionsbetrieb unabhängig von der emissionsfrei durchfahrenen Strecke der gesamte zulässige Ladehub ausgenutzt. Die dabei auf die Treibräder übertragene Energie ist ausreichend, das Fahrzeug auf eine Geschwindigkeit von knapp unter 40 km/h zu beschleunigen. Damit wird in etwa das gleiche Geschwindigkeitsniveau erreicht wie bei der äquivalenten hydrostatischen Hybridkonfiguration (HHVT2DM1 - siehe Abbildung 5.3).

Aufgrund der höheren verfügbaren Energiemenge kann das Fahrzeug im Beispielfahrspiel bei Anwendung eines elektrochemischen Speichers mit einem ausgenutzten Ladehub von 1,4 % auf eine Geschwindigkeit von etwa 43 km/h beschleunigt werden. Aufgrund der begrenzten Leistungsfähigkeit (Begrenzung der maximal zulässigen Speicherströme bei elektrochemischen Energiespeichern im Vergleich zu elektrostatischen Energiespeichern) erfolgt diese Beschleunigung jedoch vergleichsweise langsam, sodass sich erst bei einer emissionsfrei durchfahrenen Streckenlänge von 500 m ein positiver Effekt hinsichtlich des Fahrzeitmehrbedarfes im Vergleich zu der Hybridkonfiguration mit Doppelschichtkondensator-Speicher einstellt. Die Fahrzeitverlängerung beträgt für das betrachtete Fahrspiel in Abhängigkeit von der emissionsfrei durchfahrenen Streckenlänge für beide betrachteten Hybridkonfigurationen zwischen 7 s bei 100 m und 31 bzw. 29 s bei

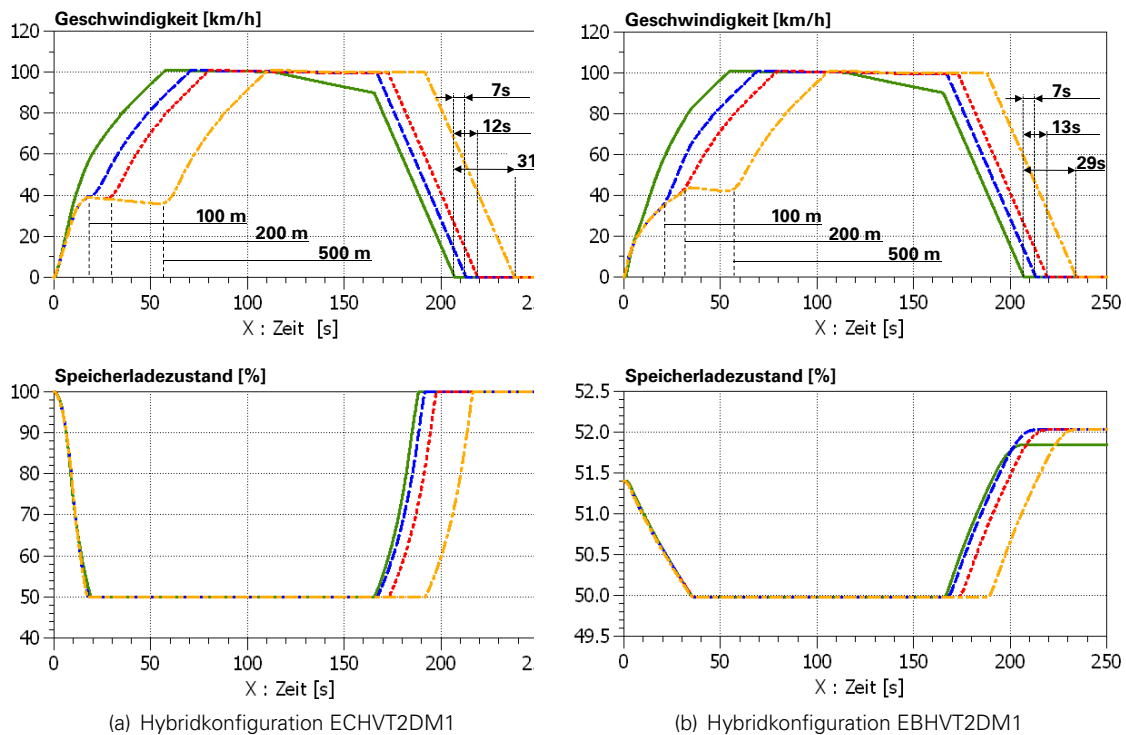


Abbildung 7.6: Simulierte Fahrspiele bei Null-Emissionsbetrieb im Falle der elektrischen Hybridkonfigurationen ECHVT2DM1 und EBHVT2DM1 für emissionsfrei zurückgelegte Wegstrecken zwischen 100 und 500 m

500 m emissionsfrei durchfahrener Strecke. Es treten damit aufgrund des verminderten Beschleunigungsvermögens im unteren Geschwindigkeitsbereich relative Fahrzeitveränderungen um ca. +3 bis +15 % bezogen auf die Soll-Fahrzeit auf. Damit korrespondiert bei beiden betrachteten Hybridkonfigurationen ein Kraftstoffmehrverbrauch von 10-13 % im Vergleich zum Referenzfahrspiel (Boost-Betrieb + energiesparende Fahrweise).

Bei der Anwendung hydrostatischer oder elektrostatischer Speicher wird im Null-Emissionsbetrieb in der Regel der gesamte zulässige Entladehub ausgenutzt (siehe auch Abbildung 7.6(a)), da das Speichervermögen begrenzt ist und die Speicher während der vorangegangenen Bremsungen mit hoher Sicherheit vollständig geladen werden können. Dies trifft auf elektrochemische Speicher nur bedingt zu, wie im Abschnitt 7.1.3 erläutert wurde. Im Falle der Anwendung dieser Speicher lohnt deshalb eine genauere Betrachtung des Speicherladezustandes zu Beginn des Fahrspiels. Bei den in diesem Abschnitt beispielhaft simulierten Fahrspielen wurde eine konservative Herangehensweise gewählt und deshalb ein Ladezustand angenommen, der nur geringfügig oberhalb des minimal zulässigen Wertes (50 %) liegt. Gelingt es, den anfänglichen Energieinhalt des Speichers signifikant zu steigern, etwa durch eine vorhergehende längere Beharrungsbremmung (Gefällestrrecken) oder eine verbesserte Ladeakzeptanz des Speichers, so kann durch den emissionsfreien Betrieb eine zusätzliche Kraftstoffeinsparung erzeugt werden, wie die in Anhang A.46 gezeigte Parametervariation mit einem Speicherladezustand von 55 % (statt 51,4 %) zu Beginn des Fahrspiels zeigt. An genannter Stelle wird illustriert, dass es im Falle eines größeren ausgenutzten Entladehubes möglich ist, das Fahrzeug innerhalb von 500 m rein elektrisch auf 51 km/h zu beschleunigen und damit einerseits den Fahrzeitverlust im Vergleich zu dem in Abbildung 7.6(b) gezeigten Fahrspiel um 25 % zu reduzieren sowie andererseits den Kraftstoffverbrauch um 3 % relativ zum Boost-Betrieb zu senken. Zudem könnte die rein elektrisch zurückgelegte Strecke auf mindestens 700 m ausgedehnt werden, ohne dass die in Abbildung 7.6(b) für 500 m emissionsfreie Streckenlänge angegebene Fahrzeitverlängerung von 29 s übertroffen wird. In diesem Falle kann sogar eine Kraftstoffersparnis von 8 % gegenüber dem Referenzfahrspiel prognostiziert werden.

Zusammenfassend lässt sich also festhalten, dass das emissionsfreie Fahren auch im Falle der elektrischen Hybridkonfigurationen zu Fahrzeitverlängerungen führt, die von der emissionsfrei zu durchfahrenden Streckenlänge abhängig sind. Soll das rein elektrische Anfahren auf Strecken mit kurzen Haltestellenabständen zur Regel werden, müssten die Fahrpläne entsprechend angepasst werden. Bei den Hybridkonfigurationen mit aus Doppelschichtkondensatoren aufgebauten Speichern zeigte sich aufgrund der begrenzten verfügbaren Energiemenge und dem damit verbundenen niedrigen Geschwindigkeitsniveau, auf das rein elektrisch beschleunigt werden kann, immer ein Mehrverbrauch im Vergleich zum Boostbetrieb. Im Falle der Nutzung elektrochemischer Speicher lassen die Simulationsergebnisse jedoch ein erhöhtes Kraftstoffeinsparpotential gegenüber dem Boostbetrieb erwarten, wenn der während der rein elektrischen Beschleunigungsphase ausnutzbare Entladehub des Speichers groß genug ist. Da dies nicht immer ohne weiteres gewährleistet werden kann, wäre die Speicherbetriebsstrategie zu optimieren, was jedoch außerhalb des Rahmens dieser Untersuchung liegen würde.

## 7.1.5 Systemwirkungsgrad

Ein wesentliches Kriterium zum Vergleich unterschiedlicher Hybridsysteme ist der System- bzw. Rekuperationswirkungsgrad. Bezüglich der hydrostatischen Hybridkonfigurationen wurde der Systemwirkungsgrad im Kapitel 5.1.4 näher analysiert und ein Wertebereich von 40-60 % angegeben. Analog werden im folgenden die modellierten elektrischen Hybridvarianten untersucht, wobei die Schnittpunkte, bezüglich derer die energetische Bilanzierung vorgenommen wird, wie folgt definiert werden:

1. Klemmen des elektrischen Speichers/Speichersystems,
2. elektrische Schnittstelle zwischen Umrichter und elektrischen Maschinen,
3. Rotorwelle der elektrischen Maschinen,

Dementsprechend können folgende energetische Größen für die Ermittlung der energetischen Effizienz der elektrischen Antriebszweige definiert werden:

- $W_{DSK,L}$  - die elektrische Arbeit, die während des Ladevorgangs an den Klemmen des Doppelschichtkondensator-Speichers verrichtet wurde (entspricht der während des Ladevorgangs gespeicherten Energie),
- $W_{DSK,E}$  - die elektrische Arbeit, die während des Entladevorgangs an den Klemmen des Doppelschichtkondensator-Speichers verrichtet wurde (entspricht der während des Entladevorgangs entnommenen Energie),
- $W_{EB,L}$  - die elektrische Arbeit, die während des Ladevorgangs an den Klemmen des elektrochemischen Batteriespeichers verrichtet wurde (entspricht der während des Ladevorgangs gespeicherten Energie),
- $W_{EB,E}$  - die elektrische Arbeit, die während des Entladevorgangs an den Klemmen des elektrochemischen Batteriespeichers verrichtet wurde (entspricht der während des Entladevorgangs entnommenen Energie),
- $W_{UR,L}$  - die elektrische Arbeit, die während des Ladevorgangs an der Maschinenseite des Umrichters verrichtet wurde,
- $W_{UR,E}$  - die elektrische Arbeit, die während des Entladevorgangs an der Maschinenseite des Umrichters verrichtet wurde,

- $W_{DAM,mech,ab}$  - mechanische Arbeit, die an den Wellen der elektrischen Maschinen während der Beschleunigungsvorgänge verrichtet wurde (entspricht der vom Hybridzweig „abgegebenen“ Energie),
- $W_{DAM,mech,auf}$  - mechanische Arbeit, die an den Wellen der elektrischen Maschinen während der Beschleunigungsvorgänge verrichtet wurde (entspricht der vom Hybridzweig „aufgenommenen“ Energie).

Die Wirkungsgrade für den Speicher, die Leistungselektronik, die elektrischen Maschinen sowie das Gesamtsystem werden wie folgt definiert:

- Systemwirkungsgrad:

$$\eta_{Rek} = \frac{W_{DAM,mech,ab}}{W_{DAM,mech,auf}} \quad (7.1)$$

- Speicherwirkungsgrad:

$$\eta_{Sp} = \frac{W_{DSK,E}}{W_{DSK,L}} = \frac{W_{EB,E}}{W_{EB,L}} \quad (7.2)$$

- Umrichterwirkungsgrad beim Laden (Fahrzeugbremsung) bzw. Entladen (Fahrzeugbeschleunigung) - gilt sinngemäß auch im Falle elektrochemischer Batteriespeicher (Index „EB“ statt „DSK“)

$$\eta_{UR} = \frac{W_{DSK,L}}{W_{UR,L}} \quad \text{bzw.} \quad \eta_{UR} = \frac{W_{UR,E}}{W_{DSK,E}} \quad (7.3)$$

- Wirkungsgrad der elektrischen Maschinen beim Laden (Fahrzeugbremsung) bzw. Entladen (Fahrzeugbeschleunigung)

$$\eta_{DAM} = \frac{W_{UR,L}}{W_{DAM,mech,auf}} \quad \text{bzw.} \quad \eta_{DAM} = \frac{W_{mech,DAM,ab}}{W_{UR,E}} \quad (7.4)$$

In der Abbildung 7.7 werden beispielhaft drei ausgewählte Fahrspiele mit drei geschlossenen Ladezyklen für eine Hybridkonfiguration mit Doppelschichtkondensator-Speicher (ECHVT2DM1) gezeigt. Dabei ist in den Zyklen I und II eine Beharrungsbremung enthalten, bei der der Speicher mit einer im Vergleich zu Verzögerungsbremungen geringen Leistung aufgeladen wird. Um eine gute Vergleichbarkeit mit anderen simulierten Hybridkonfigurationen zu gewährleisten, wurden die gleichen Fahrspiele wie bei der Analyse der Wirkungsgrade der hydrostatischen Hybridvarianten gewählt (siehe Abschnitt 5.1.4). Die den Zyklen zugeordneten Energiebilanzen sowie die daraus ermittelten Wirkungsgrade sind in Tabelle 7.2 aufgeführt. Vergleichbare Energiebilanzen für die Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 sind dem Anhang A.47 zu entnehmen.

Es ist ersichtlich, dass der Rekuperationswirkungsgrad für die betrachteten Fahrspiele im Falle der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 in einem Wertebereich zwischen 75 und 80 % liegt. Aufgrund der geringen internen Widerstände und des elektrostatischen Speicherprinzips liegt der simulierte Wirkungsgrad der Doppelschichtkondensatorspeicher auf einem vergleichsweise hohen Niveau ( $\eta_{Sp}=0,92\dots0,96$ ). Da diese Speicher ebenfalls über eine hohe Ladeakzeptanz verfügen, können die elektromechanischen Energiewandler unter Volllast, das heißt mit hohem Wirkungsgrad betrieben werden, sodass sich für die Übertragung der Energie zwischen der Rotorwelle der elektrischen Maschinen und den Anschlussklemmen der Speicher Übertragungswirkungsgrade zwischen 0,75 und 0,91 ergeben. Die Simulationen zeigten dabei, dass während des Beschleunigungs- bzw. Speicherentladevorganges mit geringeren Übertragungswirkungsgraden zu rechnen ist als während des Brems- bzw. Speicherladevorganges. Dieser Umstand erklärt sich durch das abweichende Betriebsregime der elektrischen Maschinen beim Anfahren/Beschleunigen gegenüber dem Bremsen. Während der Beschleunigungsphase durchfahren diese einen Drehzahlbereich, der von null (Fahrzeugstillstand) bis zu derjenigen Drehzahl reicht, bei der das Erreichen des minimal zulässigen Ladezustandes der Energiespeicher die Abschaltung der Maschinen erzwingt. Beim Bremsen arbeiten die elektrischen Maschinen hingegen im höheren Drehzahlbereich und werden in der Regel aufgrund der begrenzten Aufnahmefähigkeit

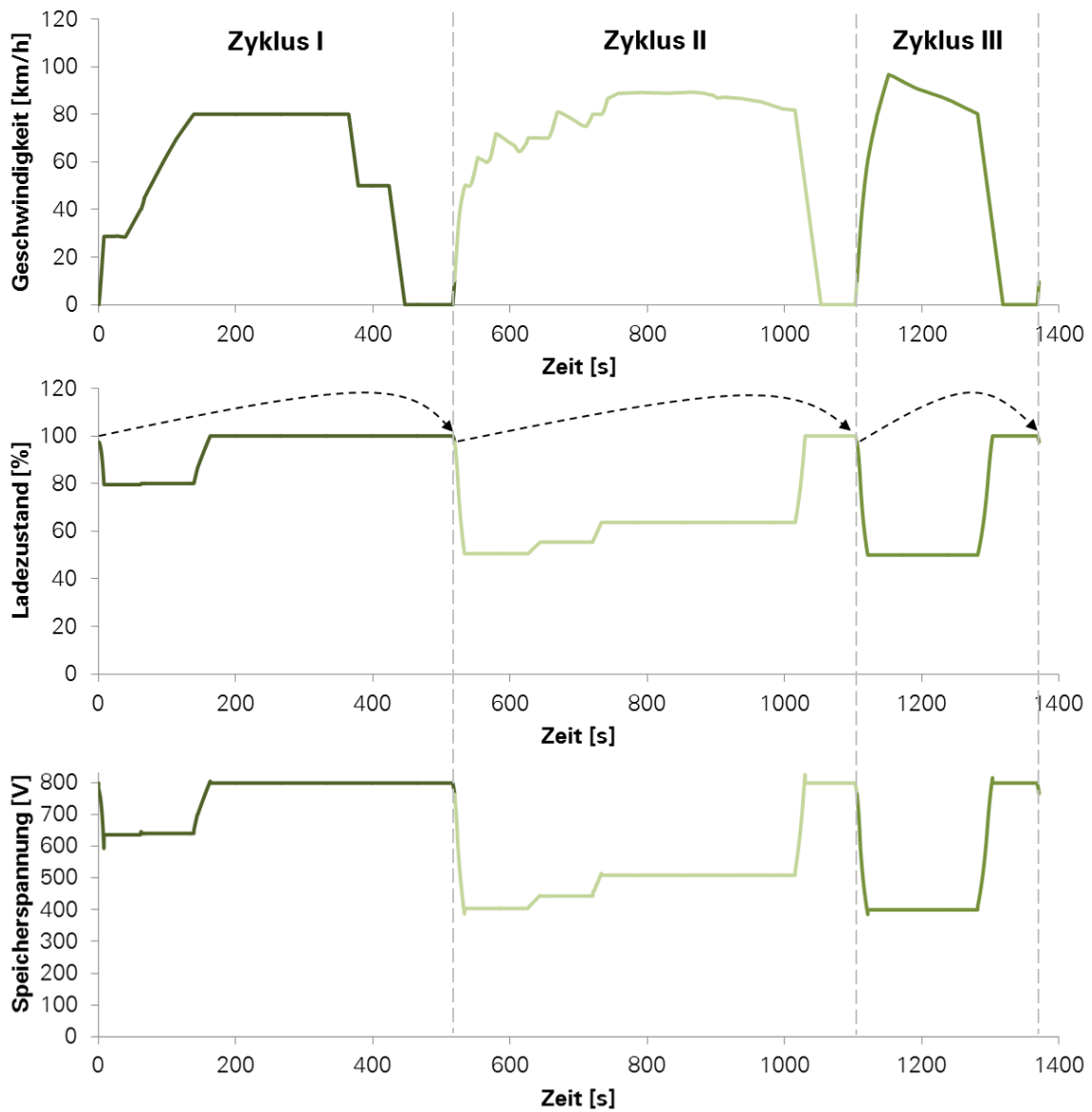


Abbildung 7.7: Fahrspiele und Lade-/Entladezyklen für die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1



Tabelle 7.2: Energiebilanz und Wirkungsgradermittlung für die in Abbildung 7.7 dargestellten La-  
dezyklen der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1

		Zyklus I	Zyklus II	Zyklus III
Entladen/ Beschleunigung	$W_{DSK,E}$	0,591 kWh	1,178 kWh	1,192 kWh
	$W_{UR,E}$	0,542 kWh	1,120 kWh	1,134 kWh
	$W_{DAM,mech,ab}$	0,437 kWh	0,998 kWh	1,012 kWh
Laden/ Bremsung	$W_{DSK,L}$	0,617 kWh	1,278 kWh	1,295 kWh
	$W_{UR,L}$	0,647 kWh	1,315 kWh	1,332 kWh
	$W_{DAM,mech,auf}$	0,683 kWh	1,393 kWh	1,424 kWh
	$\eta_{Rek}$	0,64	0,72	0,71
	$\eta_{Sp}$	0,96	0,92	0,92
	$\eta_{UR}$ (Entladen/Laden)	0,92/0,95	0,95/0,97	0,95/0,97
	$\eta_{DAM}$ (Entladen/Laden)	0,81/0,95	0,89/0,94	0,89/0,94

Anmerkung: Die in der Tabelle angegebenen Energiemengen beziehen sich auf *eine* Fahrzeughälfte und müssen für das Gesamtfahrzeug verdoppelt werden.

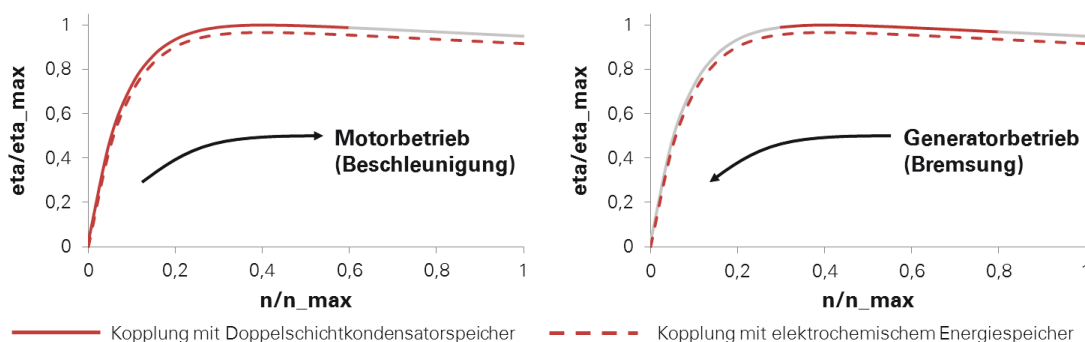


Abbildung 7.8: Qualitative Darstellung der Wirkungsgradverläufe der Drehstromasynchronmaschinen (Ansatz nach Wende [189])

der Speicher abgeschaltet, bevor der Fahrzeugstillstand erreicht ist. Diese Zusammenhänge werden in Abbildung 7.8 verdeutlicht, in der die Bereiche der Wirkungsgradkurven, die durch die elektromechanischen Energiewandler bei der Kopplung mit elektrostatischen Speichern ausgenutzt werden, mit roten durchgezogenen Linien kenntlich gemacht wurden. Aufgrund der unterschiedlichen Drehzahlbereiche, die im motorischen bzw. generatorischen Betrieb durchfahren werden, ergeben sich nach zeitlicher Wichtung unterschiedliche mittlere Maschinenwirkungsgrade für Anfahr-/Beschleunigungs- und Bremsvorgänge.

Der (Ent-)Ladehub von elektrochemischen Speichern ist demgegenüber groß genug, dass sowohl beim Anfahren/Beschleunigen als auch beim Bremsen in etwa der gleiche Drehzahlbereich durchfahren wird (siehe gestrichelte rote Linie in Abbildung 7.8). Aus diesem Grunde verschwindet bei den Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Speichern die Diskrepanz zwischen den Maschinenwirkungsgraden im Motor- bzw. Generatorbetrieb weitgehend (siehe Anhang A.47). Allerdings ist in diesen Fällen das Niveau der mittleren Maschinenwirkungsgrade insgesamt etwas geringer. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass bei den modellierten Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Energiespeichern eine Speicherstrombegrenzung implementiert ist, die zu einer Leistungsbegrenzung der elektrischen Maschinen führt. Da der Wirkungsgrad von Drehstromasynchronmaschinen im Teillastbetrieb gegenüber dem Vollastwirkungsgrad etwas abfällt (gestrichelte vs. durchgezogene Wirkungsgradverläufe in Abbildung 7.8) werden die elektrischen Maschinen bei der Kopplung mit elektrochemischen Speichern im zeitlichen Mittel mit etwas geringeren Wirkungsgraden betrieben. Dies ließe sich verhindern, wenn die Motorleistung optimal

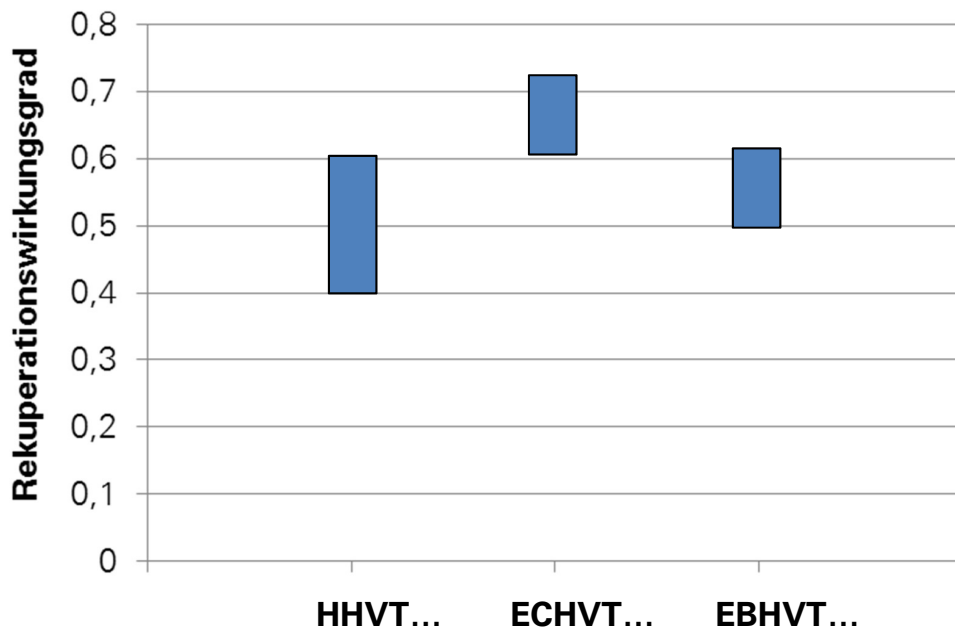


Abbildung 7.9: Vergleich der Rekuperationswirkungsgradbereiche der modellierten Hybridvarianten (HHVT... - hydrostatische Hybridkonfigurationen, ECHVT... - elektrische Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensatoren, EBHVT... - elektrische Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Speichern)

an die Speicherleistung angepasst werden könnte, was jedoch im vorliegenden Fall mangels verfügbarer Parameter für die Modellierung von Maschinen geringerer Leistung nicht möglich war. Bei elektrochemischen Energiespeichern ergibt sich systembedingt ein im Vergleich zu Doppelschichtkondensatoren deutlich geringerer Speicherwirkungsgrad ( $\eta_{sp} \approx 0,73$ ), sodass auch aufgrund dieser Tatsache der simulierte Rekuperationswirkungsgrad im Falle der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 geringer ausfällt als bei der Konfiguration ECHVT2DM1. Einen abschließenden Vergleich der Rekuperationswirkungsgradbereiche, die im Ergebnis der Simulationen für die verschiedenen Hybridkonfigurationen ermittelt worden sind, enthält die Abbildung 7.9. Anhand dieser ist ersichtlich, dass die Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensatorspeichern den übrigen Hybridkonfigurationen hinsichtlich des Systemwirkungsgrades überlegen sind, was vor allem auf die günstigen energetischen Eigenschaften der Speichertechnologie zurückzuführen ist. Zudem kann der Abbildung entnommen werden, dass die hydrostatischen Hybridvarianten in *günstigen* Fällen (Volllast, thermisch isoliertes Speichergas) den elektrischen Hybrid Ausführungen mit elektrochemischen Speichern hinsichtlich der Rekuperationseffizienz ebenbürtig sein können.

## 7.2 STRECKENSIMULATION

### 7.2.1 Vorgehensweise

Der Ablauf der Streckensimulation erfolgte im Falle der elektrischen Hybridkonfigurationen analog der in Abschnitt 5.3.2 erläuterten für die hydrostatischen Hybridvarianten. Als Basis dienten abermals die in Kapitel 5.3.1 bzw. dem Anhang A.36 dargestellten Streckendaten.

Zur Erinnerung sei hier noch einmal zusammenfassend erwähnt, dass die Vergleichbarkeit und Gültigkeit der Simulationsergebnisse für die Gesamtstrecken immer dann als gegeben angesehen werden können, wenn die zwei folgenden Bedingungen erfüllt sind. Einerseits muss die

simulierte Fahrzeit innerhalb eines Toleranzbandes von  $\pm 0,5\%$  bezüglich der für das konventionelle Fahrzeug unter Anwendung der energiesparenden Fahrweise bei Berücksichtigung eines dreiprozentigen Fahrzeitzuschlages ermittelten Referenzfahrzeit liegen. Andererseits muss der Speicher(lade)zustand zu Beginn der simulierten Fahrt dem zum Ende der simulierten Fahrt für die Gegenrichtung entsprechen. Während die berücksichtigten Wendezeiten bei hydrostatischen Hybridkonfigurationen aufgrund der thermodynamischen Ausgleichsvorgänge in den Hydrospeichern eine Rolle spielen, können sie bei den im Rahmen dieser Untersuchung betrachteten elektrischen Energiespeichern aufgrund deren geringer Selbstentladung während der betrachteten Zeiträume vernachlässigt werden.

Im Folgenden sollen vor allem die Ergebnisse der durchgeführten Streckensimulationen in Hinblick auf die erzielbaren Kraftstoffeinsparungen diskutiert werden. Eine beispielhafte vollständige Darstellung der Abfolge von Fahrspielen für eine Streckensimulation sowie der zugeordneten relevanten Speichergrößen (Ladezustand, Spannung und Strom) befindet sich in Anhang A.49.

## **7.2.2 Ergebnisse der Streckensimulation für elektrische Hybrid-Konfigurationen mit elektrostatischen Energiespeichern**

Die im Rahmen der Streckensimulation für die elektrischen Hybridkonfigurationen (siehe Tabellen 6.6 und 6.7) ermittelten Kraftstoffeinsparungen bezüglich des konventionellen Referenzfahrzeuges für die verschiedenen betrachteten Strecken<sup>2</sup> sind in Abbildung 7.11 zusammengefasst.

Aus dieser geht hervor, dass sich mit den Hybridkonfigurationen ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1 auf fast allen betrachteten Strecken im Regionalbahnbetrieb Kraftstoffeinsparungen von mindestens 10 % erzielen lassen. Eine Ausnahme bilden die Strecken 3 und 4, auf denen aufgrund des fahrtrichtungsabhängig ansteigenden Längsprofils im Falle der Hybridkonfiguration ECHVT2DM0 jeweils nur eine Senkung des Kraftstoffbedarfs um 6-8 % bei den Fahrten bergan erreicht wird. Die genannten Strecken weisen neben der Strecke 5 aufgrund ihres stark fahrtrichtungsabhängigen Neigungsprofils (Bergfahrt vs. Talfahrt) die größten Abweichungen hinsichtlich der erzielbaren Kraftstoffeinsparungen zwischen Hin- und Rückfahrt auf.

Die Hybridkonfiguration mit der geringsten Leistungsfähigkeit des konventionellen Antriebsstrangs (ECHVT1DM) ist wie ihr hydrostatisches Äquivalent (HHVT1DM) nicht in der Lage, genügend Leistung zu generieren, um die fahrdynamisch anspruchsvolleren Strecken 6-8 innerhalb der vorgegebenen Fahrzeiten zu bewältigen. Allerdings verfügen die installierten Energiespeicher über ausreichend Energieinhalt und die elektrischen Maschinen über ausreichend Leistung, um auf den Strecken 1-5 eine konventionelle Antriebsanlage zu ersetzen. Dabei wurde jedoch für einzelne Fahrspiele eine Fahrzeitabweichung von  $\pm 35$  s zugelassen, um die Gesamtfahrzeit innerhalb der gewünschten Grenzen einhalten zu können. Bei Fahrten, die vorwiegend in Gefällen stattfinden (Rückrichtung der Strecken 3,4 und 5), konnten beachtliche Kraftstoffeinsparungen von  $\geq 30\%$  simuliert werden. Betrachtet man beide Fahrrichtungen der genannten Strecken, relativiert sich der Einspareffekt wieder, liegt aber trotzdem deutlich über den von den Konfigurationen ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1 erreichten.

Wie schon bei der Auswertung der Streckensimulationen für die hydrostatischen Hybridvarianten aufgezeigt wurde, ist die Kraftstoffeinsparung nicht nur von den streckenseitigen Randbedingungen abhängig, sondern auch von der Zugart. Die Frage, ob das Fahrzeug als Regionalbahn (RB) oder Regionalexpress (RE) verkehrt, ist also ganz wesentlich für die energetische Beurteilung. Aus der Abbildung 7.11 geht hervor, dass sich die simulierten Kraftstoffeinsparungen auf den Strecken 7 und 8 um etwa ein Drittel (Strecke 7HRB bzw. 7RRB vs. 7HRE bzw. 7RRE) bzw. zwei Drittel (Strecke 8HRB bzw. 8RRB vs. 8HRE bzw. 8RRE) verringern, wenn die Fahrzeuge in einem Regionalexpress- anstatt in einem Regionalbahnnumlauf verkehren.

Dank der durchgeführten Streckensimulationen stand eine größere Menge an Fahrspielen zur Verfügung, anhand derer die streckenseitigen Einflussfaktoren mit größerer Genauigkeit untersucht

---

<sup>2</sup>Streckenbezeichnungen: Ziffer 1..8 - Streckennummer, 1. Buchstabe - Fahrtrichtung (Hin- und Rückfahrt), 3./4. Buchstabe: Zugart (RB - Regionalbahn, RE - Regionalexpress), ggf. 5./6. Buchstabe: NT/Neigetchnik (angepasstes v-soll-Profil der Strecke)

werden konnten, da den fahrspielbezogenen Kraftstoffeinsparungen jeweils ein spezifischer Haltestellenabstand zuzuordnen war (im Unterschied zu einem mittleren Haltestellenabstand für die Gesamtstrecken). Überdies lassen sich die Neigungsverhältnisse für eine Teilstrecke aufgrund der begrenzten Länge meist zutreffender charakterisieren als in Bezug auf die Gesamtstrecken. Eine teilstreckenbezogene Auswertung der Streckensimulationen für die Hybridkonfigurationen ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1 zeigt Abbildung 7.10. Aus dieser geht einerseits hervor, dass der Haltestellenabstand einen maßgeblichen Einfluss auf die mittels Hybridisierung erzielbare Kraftstoffeinsparung hat, andererseits aber auch das Längsneigungsprofil beachtet werden muss. Dies zeigt sich in dem Umstand, dass die höchsten simulierten Kraftstoffeinsparungen auf solchen Streckenabschnitten auftreten, die ein ausgeprägtes Gefälle aufweisen oder in der Ebene liegen. Demgegenüber verringert sich der Einspareffekt deutlich auf Streckenabschnitten mit ansteigendem Längsneigungsprofil. Die z.T. starke Streuung der in den Diagrammen zusammengestellten Werte für annähernd gleiche Haltestellenabstände erklärt sich aus den unterschiedlichen konkreten Längsneigungsverläufen und -beträgen sowie aus der Tatsache, dass der Ladezustand der Energiespeicher zu Beginn der Fahrspiele nicht in allen dort abgebildeten Fällen identisch gewesen ist. Nähere Erläuterungen dazu enthält Anhang A.48.

Eine abschließende Darstellung, inwieweit die untersuchten elektrischen Hybridvarianten mit Energiespeichern auf Basis von Doppelschichtkondensatoren das theoretisch mögliche Energieeinsparpotential auszunutzen in der Lage sind, enthält Abbildung 7.12. Der Ausnutzungsgrad ergibt sich, in dem die jeweils simulierte prozentuale Kraftstoffersparnis auf den strecken- und fahrtrichtungsabhängig ermittelten Nutzbremmsfaktor (siehe Tabelle 2.2) bezogen wird. Insbesondere auf den Flachlandstrecken (Streckennummern 1 und 2) sowie auf den Strecken 3,4 und 5 können mit den Hybridkonfigurationen ECHVT2DM1 und ECHVT1DM Ausnutzungsgrade  $\geq 0,5$  erzielt werden, während auf den Strecken 6 bis 8 ein vergleichsweise hohes Einsparpotential ungenutzt bleibt, weil die Aufnahmefähigkeit der Speicher auch bei diesen Hybridkonfigurationen im Vergleich zu den Erfordernissen begrenzt ist.

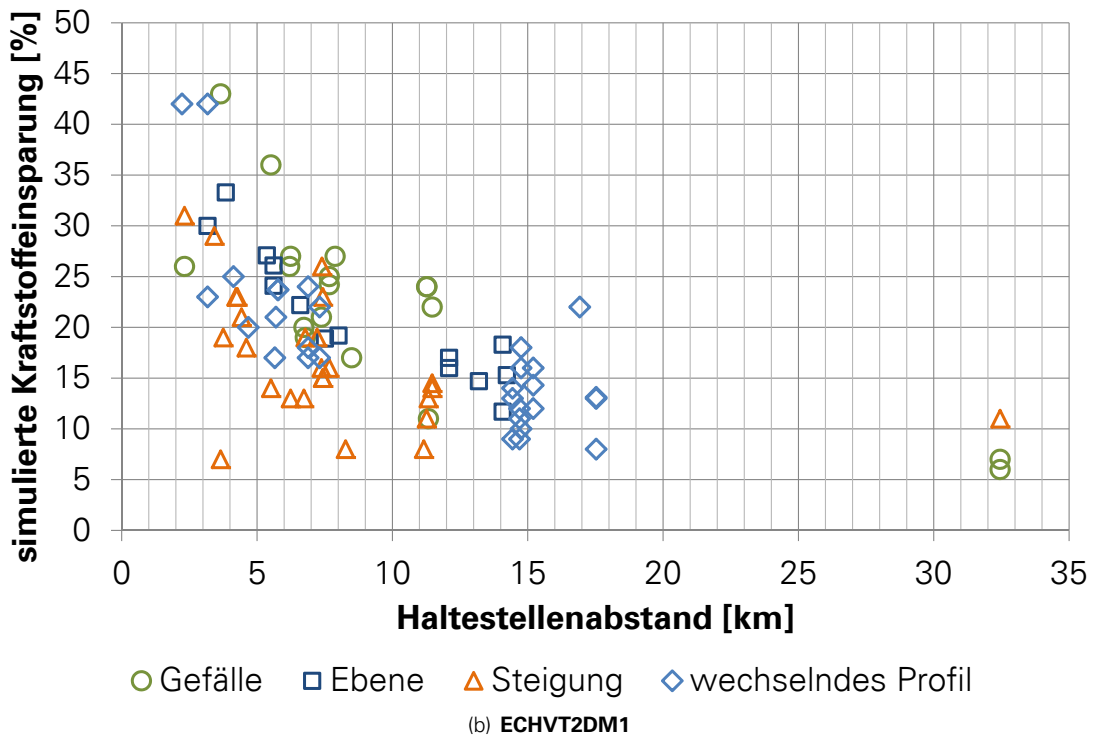
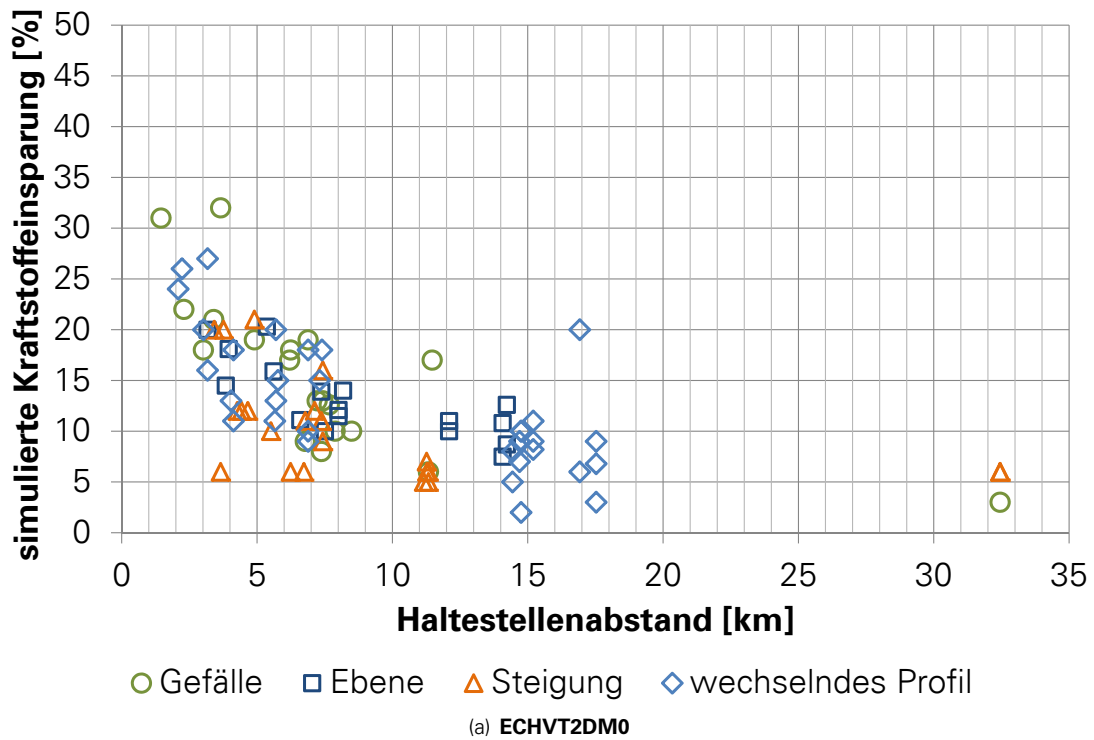


Abbildung 7.10: Teilstreckenbezogene Kraftstoffeinsparungen in Abhängigkeit von Haltestellenabstand und Neigung (qualitativ) für die Hybridkonfigurationen ECHVT2DM0 und ECHVT2DM1

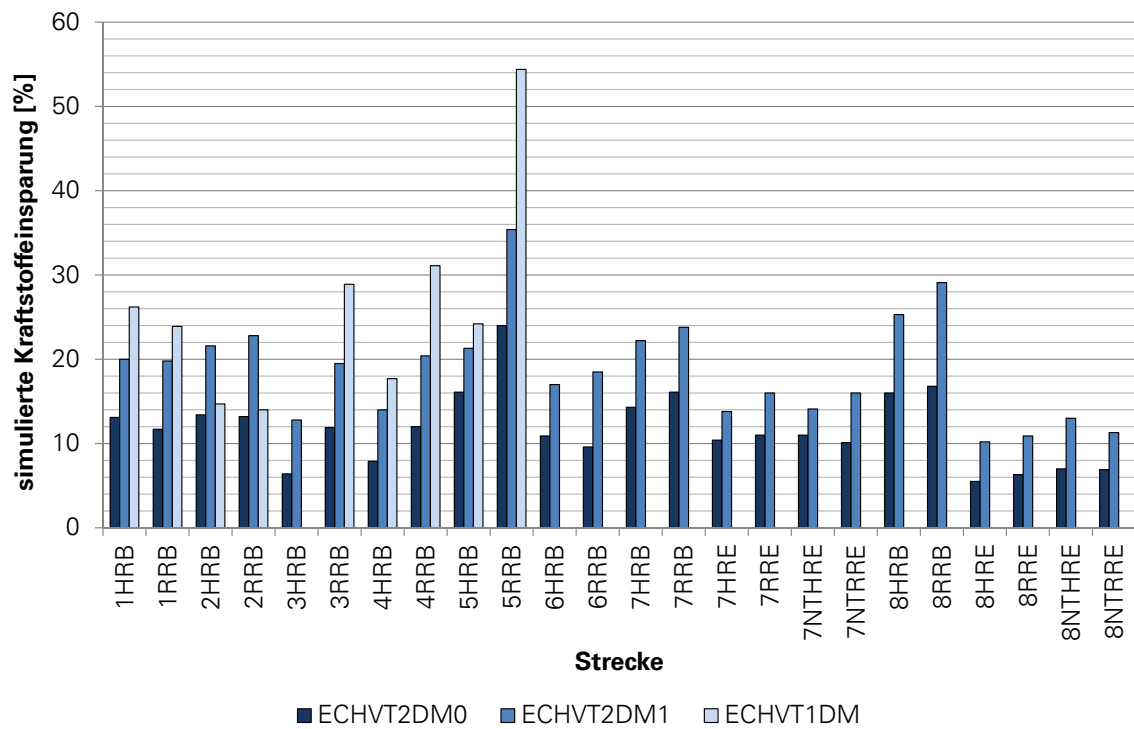


Abbildung 7.11: Simulierte Kraftstoffeinsparung für die Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensator-Speichern in Abhängigkeit von Strecke, Fahrtrichtung und Betriebsart

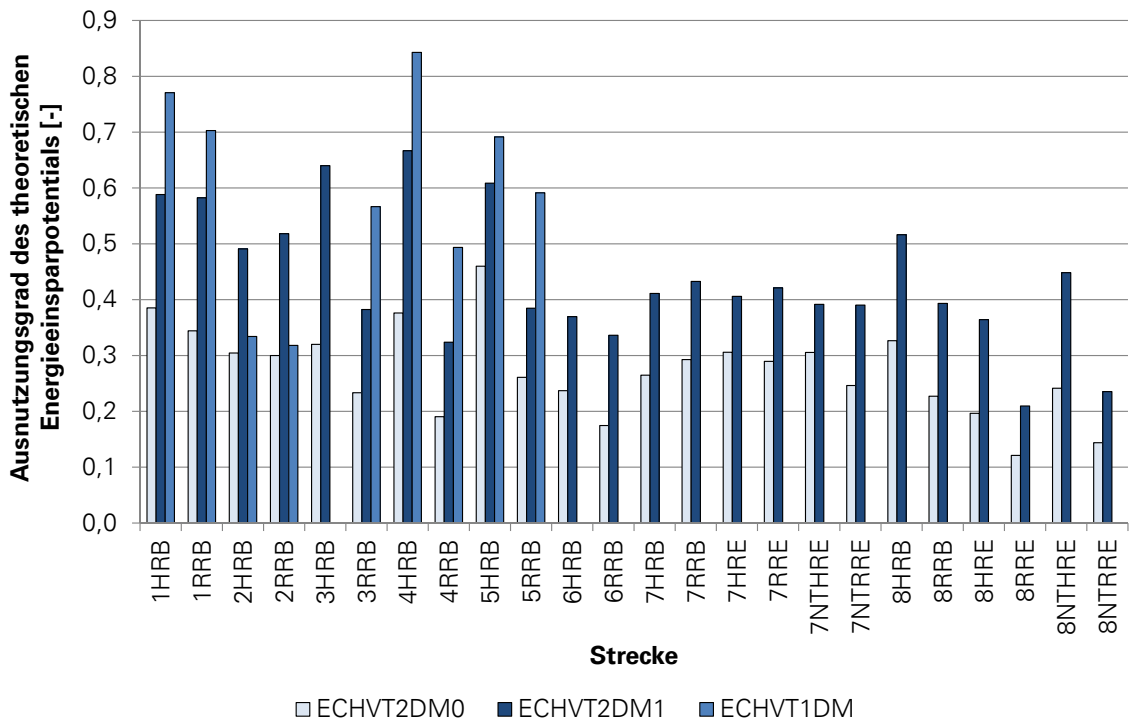


Abbildung 7.12: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten elektrischen Hybridkonfigurationen mit Doppelschichtkondensator-Speichern

### 7.2.3 Variation der Fahrzeitreserve

Im Kontext dieser Untersuchung ist mehrfach hervorgehoben worden, dass der energiesparenden Fahrweise eine herausragende Bedeutung bei der Erschließung von Kraftstoffeinsparpotentialen zukommt und dass das Zusammenspiel von Hybridisierung und der Anwendung kraftstoffsparender Fahrstrategien die beste Möglichkeit darstellt, dieses Potential zu maximieren. Um die Wichtigkeit der Kombination beider Maßnahmen zu verdeutlichen und den Spielraum aufzuzeigen, der sich durch eine geeignete Fahrplankonstruktion ergibt, wurde exemplarisch für die Fahrt des konventionellen Fahrzeuges und der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 auf der Strecke 2 im Regionalbahnbetrieb eine Variation der Fahrzeitreserve zwischen 3 und 12 % durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Parametervariation bezüglich des Kraftstoffverbrauches sind in Abbildung 7.13 dargestellt. Um die betrieblichen Konsequenzen einer Erhöhung der Fahrzeitreserve besser zu illustrieren, wurden an den Stützstellen Angaben zur Fahrzeitverlängerung je 1 h Fahrzeit (bezogen auf die Spitzfahrt) ergänzt. Demzufolge würde eine Erhöhung der Fahrzeitreserve von 3 auf 12 % die Fahrzeit um 5 Minuten pro Stunde verlängern.

Ausgehend von der Spitzfahrt kann der Kraftstoffverbrauch des konventionellen Fahrzeuges durch

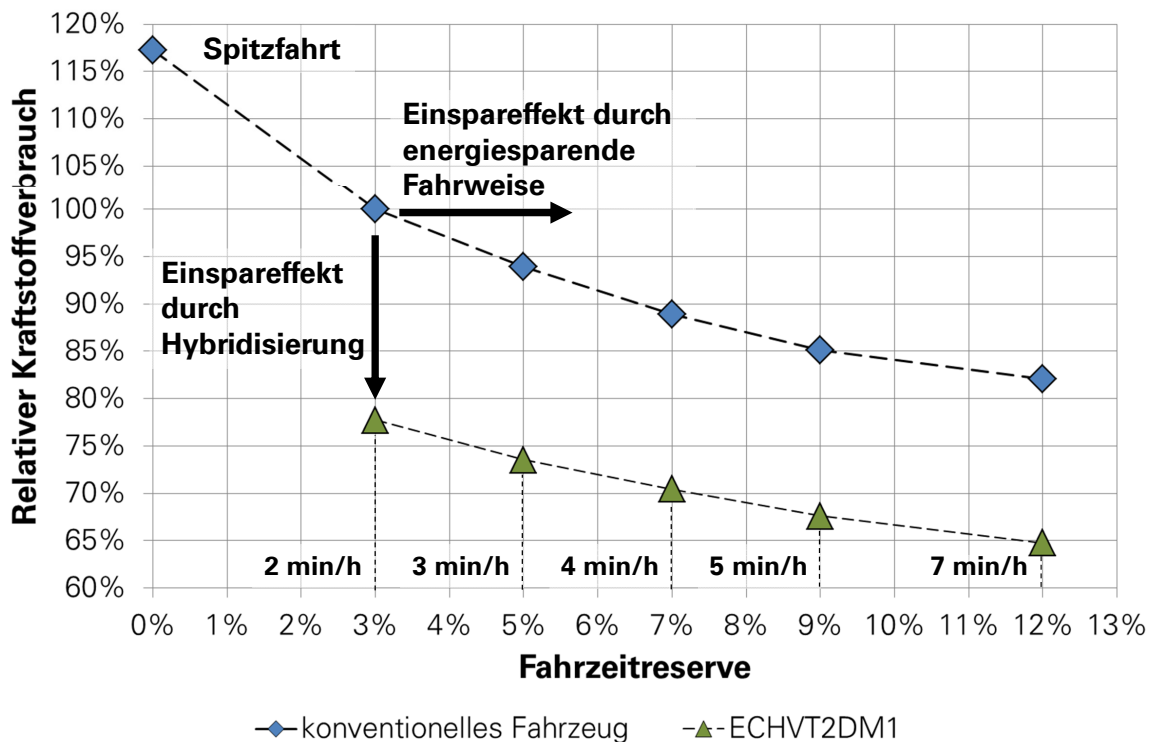


Abbildung 7.13: Einspareffekte durch die Variation der Fahrzeitreserve für ein konventionelles Fahrzeug und die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 auf der Strecke 2 im Regionalbahnbetrieb

die Berücksichtigung eines dreiprozentigen Fahrzeitzuschlages im Beispiel um 17 % gesenkt werden. Der so ermittelte Verbrauch dient im Rahmen dieser Arbeit stets als Referenz für die Beurteilung des Einspareffektes durch die Hybridisierung (siehe auch Abschnitt 5.3.2). Vergleicht man die simulierte Fahrt der Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 mit der des konventionellen Fahrzeuges bei einer Fahrzeitreserve von 3 %, so ergibt sich eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um 22 %. Durch eine Vergrößerung der Fahrzeitreserve und damit eine Verlängerung der Fahrzeit lassen sich weitere deutliche Einsparungen erzielen, wenngleich sich die Wirkung sowohl der energiesparenden Fahrweise als auch der Hybridisierung mit zunehmenden Fahrzeitzuschlägen immer weiter abschwächen, wie die in Abbildung 7.13 angedeuteten Kurvenverläufe zeigen. Im Falle des betrachteten Beispiels beträgt die kürzeste reine Fahrzeit (Spitzfahrt) etwa 43 Minuten. Daraus folgt für die zugrunde gelegte Referenzfahrt mit 3 % Fahrzeitzuschlag eine reine

Fahrzeit von rund 44 Minuten. Die Vergrößerung der Fahrzeitreserve auf 12 % würde für die betrachtete Strecke zu einer Fahrzeitverlängerung um rund 4 Minuten führen. Wenn dieser Umstand betrieblich akzeptiert werden kann, könnte der Kraftstoffverbrauch im Vergleich zur Fahrt des Hybridfahrzeuges mit 3 % Fahrzeitreserve um weitere 13 % gesenkt werden. Legt man die Referenzfahrt mit dem konventionellen Fahrzeug zugrunde, würde sich sogar eine Reduktion des Kraftstoffverbrauches um ca. 1/3 (35 %) ergeben, die zu etwa gleichen Teilen auf die Anwendung der energiesparenden Fahrweise und auf die Hybridisierung zurückzuführen wäre, wie aus Abbildung 7.13 hervorgeht.

Die Festlegung der Fahrplan-Fahrzeiten und damit der Fahrzeitreserve unterliegt komplexen Einflüssen und wird nicht nur von Erwägungen zum energiesparenden Fahren geleitet, da der Gewährung von Anschlüssen und den Belegungszeiten für bestimmte Streckenabschnitte ebenfalls wichtige Faktoren sind, die bei der Fahrplangestaltung berücksichtigt werden müssen. Trotzdem sollte auch bei Hybridfahrzeugen aus energetischer Sicht eine großzügige Ausgestaltung der Fahrzeitreserven erwogen werden, wie die Ergebnisse der voranstehend diskutierten Parametervariation zeigen.

Einschränkend ist allerdings zu erwähnen, dass die Verlängerung der Fahrzeit in Verbindung mit längeren Auslaufwegen zu einer generellen Absenkung des Geschwindigkeitsniveaus führt, von dem ausgehend die Anhaltebremsungen eingeleitet werden. Folglich sinkt damit auch die rekupe-rierbare Energiemenge ab (siehe u.a. Anhang A.6). Deshalb nimmt der Anteil der Hybridisierung bei der Senkung des Kraftstoffverbrauches mit steigender ausgenutzter Fahrzeitreserve immer weiter ab. In Abbildung 7.13 beträgt die durch Hybridisierung erreichbare *zusätzliche* Kraftstoffeinsparung bei 3 % Fahrzeitreserve 22,3 %, während sie bei 12 % Fahrzeitreserve nur noch 17,3 % beträgt. Die in dem Diagramm mit Hilfe der gestrichelten Verbindungslinien zwischen den Stützpunkten angedeuteten Kurvenzüge nähern sich also mit anwachsender Fahrzeitreserve tendenziell immer weiter an.

## 7.2.4 Ergebnisse der Streckensimulation für elektrische Hybrid-Konfigurationen mit elektrochemischen Energiespeichern

Die Hybridkonfigurationen auf Basis elektrochemischer Speicher (siehe Tabellen 6.8 und 6.9) verhalten sich prinzipiell ähnlich der im voranstehenden Kapitel diskutierten Varianten mit elektrostatischen Energiespeichern. Wie aus Abbildung 7.15 hervorgeht, konnten mit den Hybridkonfigurationen EBHVT strecken- und fahrtrichtungsunabhängig Kraftstoffeinsparungen von mindestens 10 % (EBHVT2DM0) bzw. 20 % (EBHVT2DM1) simuliert werden. Ausnahmen bilden dabei wiederum die Strecken 3 und 4 in der Fahrtrichtung mit ansteigendem Streckenlängsprofil.

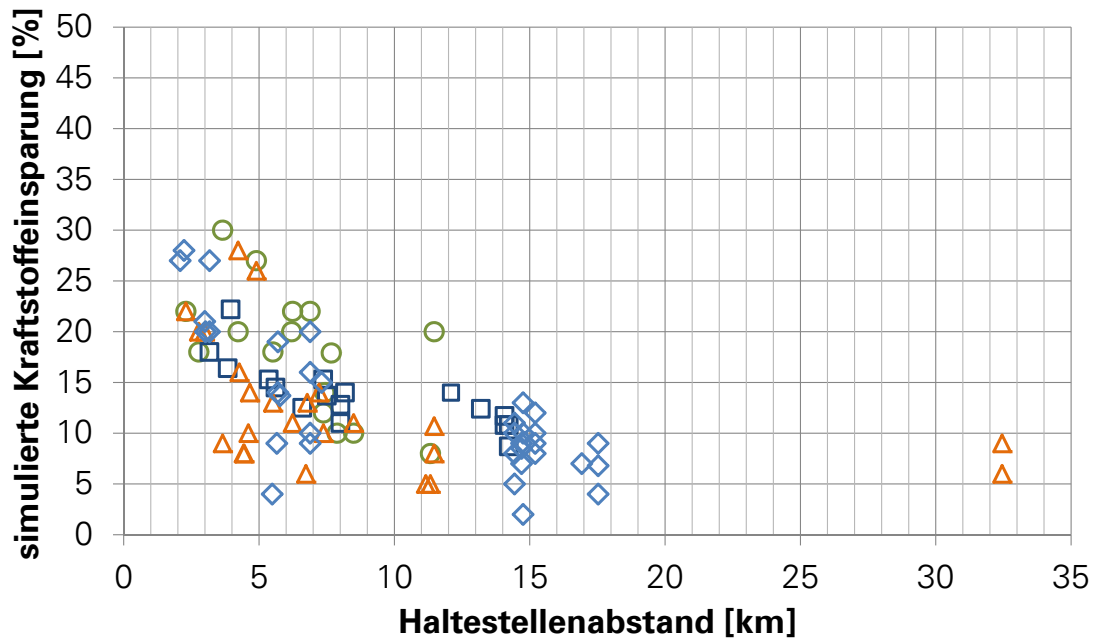
Bei den Hybridvarianten mit Doppelschichtkondensator-Speichern ist die Konfiguration mit nur einer konventionellen Antriebsanlage (ECHVT1DM) der „Minimalvariante“ (ECHVT2DM0) hinsichtlich des Kraftstoffeinsparpotentials stets überlegen, sofern die vorgegebenen Fahrzeiten eingehalten werden können (siehe Abbildung 7.11). Im Falle der in diesem Abschnitt betrachteten Modelle zeigte sich jedoch für die Strecke 2 eine Überlegenheit der Konfiguration EBHVT2DM0 gegenüber der Konfiguration EBHVT1DM. Der Grund dafür ist vor allem in dem im Vergleich zu den Strecken 1,4 und 5 hohen Soll-Geschwindigkeitsniveau der Strecke 2 zu suchen. Der Hybridzweig kann aufgrund des vor allem durch die Ladeakzeptanz des Energiespeichers während der Bremsvorgänge begrenzten Energieumsatzes nicht in dem eigentlich erstrebenswerten Umfang zusätzliche Leistung generieren. Ferner ist die Leistungsabgabe der elektrischen Maschinen während der Beschleunigungsphase wegen der Speicherstrombegrenzung bei elektrochemischen Speichern limitiert. Die konventionelle Antriebsanlage der Konfiguration EBHVT1DM wird deshalb auf Strecke 2 sowohl gegenüber der Konfiguration EBHVT2DM0 als auch gegenüber der Konfiguration ECHVT1DM länger an ihrer Leistungsgrenze betrieben, sodass die verbleibende konventionelle Antriebsanlage während größerer Zeiträume unter Vollast laufen muss, um die Fahrzeitzvorgaben einzuhalten. Daraus folgt eine hinsichtlich des gesamten Kraftstoffverbrauches schlechtere Bilanz im Vergleich zu der Konfiguration EBHVT2DM0 (und auch ECHVT1DM), die zwar über einen kleiner dimensionierten Hybridzweig, dafür aber über genügend konventionelle Leistung verfügt, um das Fahrzeug schnell genug zu beschleunigen, sodass durch verlängerte Auslaufphasen der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden kann.



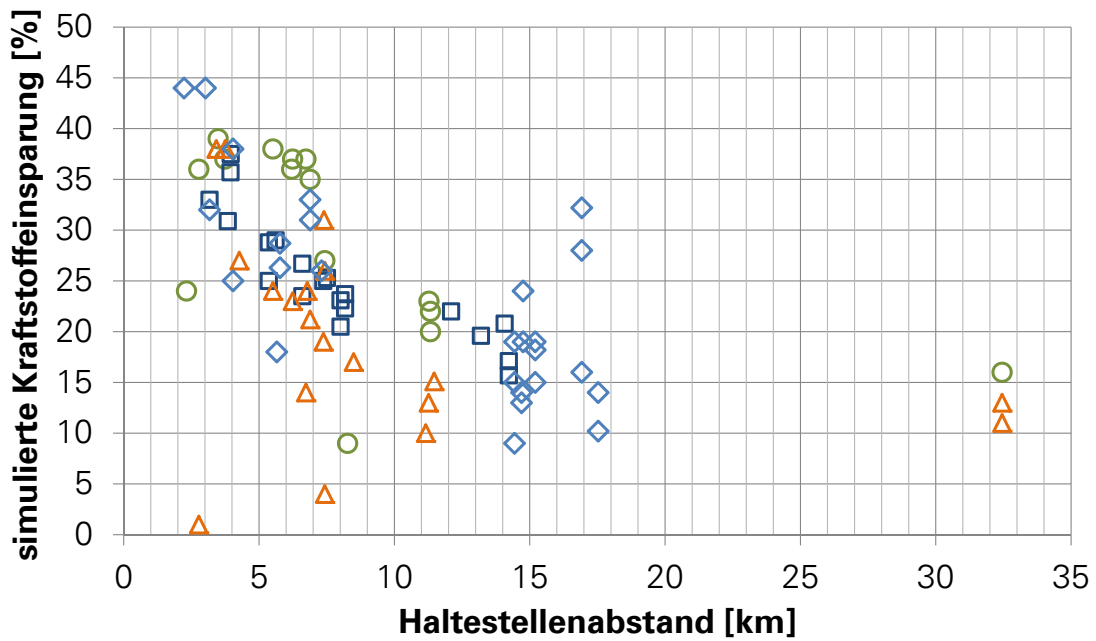
Ein Vorteil, den die Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Speichern trotz der begrenzten Leistungsfähigkeit des Hybridzweiges allein aufgrund ihrer höheren Speicherkapazität bieten, wird beim Vergleich der Fahrten im Regionalbahn- und im Regionalexpress-Betrieb auf der Strecke 8 deutlich. Die Reduktion der Kraftstoffersparnis fällt im Vergleich der beiden Zugarten weniger stark aus, als dies bei den Hybridkonfigurationen auf elektrostatischer Basis zu verzeichnen war. Der Grund hierfür liegt darin, dass aufgrund der höheren Speicherkapazität der elektrochemischen Speicher im Vergleich mehr Energie während der Bremsvorgänge in starken Gefälleabschnitten rekuperiert und für weitere Beschleunigungsvorgänge innerhalb desselben Fahrspiels genutzt werden kann.

Inwieweit das theoretische Energieeinsparpotential auf den betrachteten Strecken mit den modellierten Hybridkonfigurationen auf Basis elektrochemischer Energiespeicher fahrtrichtungsabhängig ausgenutzt werden konnte, verdeutlicht die Abbildung 7.16.

Ferner bietet die Abbildung 7.14 einen Überblick darüber, welche Kraftstoffeinsparungen auf verschiedenen Teilstrecken in Abhängigkeit der Haltestellenabstände und des qualitativen Längsneigungsverlaufes für die Hybridkonfigurationen EBHVT2DM0 und EBHVT2DM1 ermittelt wurden. Wie in Kapitel 7.2.2 herausgestellt wurde, spielt dabei auch das konkrete Neigungsprofil sowie der Speicherladezustand am Beginn des Fahrspiels eine entscheidende Rolle. Da die Variation des letzteren im Falle der Nutzung elektrochemischer Speicher zu einer weitaus größeren Schwankung der während der Fahrt umgesetzten elektrischen Energie führt, ist die Streuung der Werte insbesondere in Abbildung 7.14(b) größer als in der äquivalenten Abbildung 7.10(b) im vorhergehenden Kapitel.



(a) EBHVT2DM0



(b) EBHVT2DM1

Abbildung 7.14: Teilstreckenbezogene Kraftstoffeinsparungen in Abhängigkeit von Haltstellenabstand und Neigung (qualitativ) für die Hybridkonfigurationen EBHVT2DM0 und EBHVT2DM1

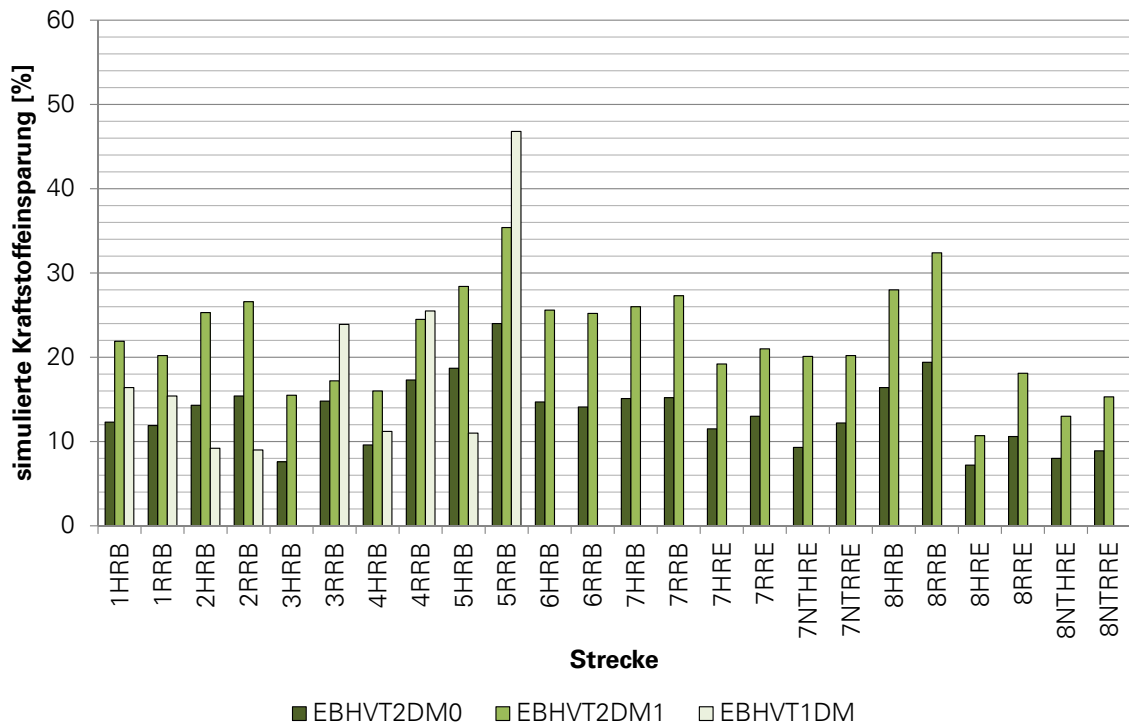


Abbildung 7.15: Simulierte Kraftstoffeinsparung für die Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Energiepeichern in Abhängigkeit von Strecke, Fahrtrichtung und Betriebsart

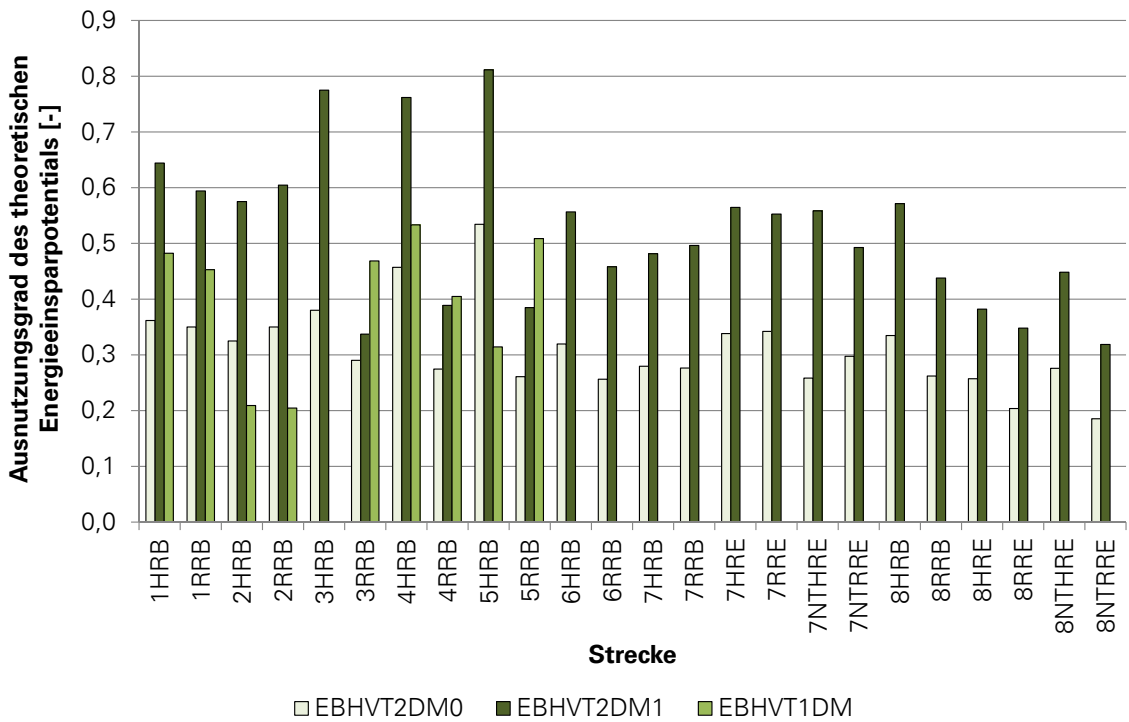


Abbildung 7.16: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die definierten elektrischen Hybridkonfigurationen mit elektrochemischen Energiepeichern



# 8 ERGEBNISDISKUSSION

## 8.1 ZUSAMMENFASSUNG

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln eine detaillierte Diskussion der modellierten Hybridkonfigurationen auf hydrostatischer (HHVT), elektrostatischer (ECHVT) bzw. elektrochemischer Basis (EBHVT) erfolgte, sollen in diesem abschließenden Kapitel die Ergebnisse der Streckensimulationen für alle Hybridvarianten einander gegenübergestellt und Empfehlungen für die praktische Projektierung abgeleitet werden. Ausgangspunkt der Überlegungen zur Dimensionierung der Hybridsysteme war eine Abschätzung, in welchen Grenzen zusätzliche Massen bei der Implementierung der Hybridrüstung auf den Fahrzeugen integrierbar wären (siehe Abschnitt 2.10). Auf Basis definierter vorgegebener Massen wurden je Energiespeichertyp verschiedene Untervarianten (...2DM0, ...2DM1, ...2DMRM und ...1DM) konzipiert, indem eine Kombination von Energiewandlern, -speichern und peripherer Ausrüstung gesucht wurde, die innerhalb der Vorgaben als realisierbar erschien. Die abgeleiteten Hybridkonfigurationen sind technologieübergreifend vergleichbar, da sie hinsichtlich der Masse der hybriden Antriebszweige ähnlich sind. Eine Übersicht über die gravimetrische Leistungs- und Energiedichte aller modellierten Hybridsysteme enthält der Anhang A.50.

Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, mittels Simulationsrechnungen zu eruieren, ob ein hydrostatisches Hybridsystem für dieselhydraulische Triebwagen eine geeignete Alternative zu Hybridvarianten auf elektrischer Basis sein kann. Im folgenden Unterkapitel werden deshalb die Simulationsergebnisse in Bezug auf das Kraftstoffeinsparpotential für die verschiedenen Hybridkonfigurationen mit annähernd gleicher Masse der zusätzlichen Antriebs- und Energiespeicherausrüstung einander gegenübergestellt.

## 8.2 DISKUSSION DES EINFLUSSES FAHRZEUG- UND STRECKENSEITIGER PARAMETER

### 8.2.1 Vergleich verschiedener Hybridkonfigurationen

Die durchgeführten Simulationen haben grundsätzlich gezeigt, dass die elektrischen Systeme den hydrostatischen hinsichtlich der Energiespeicherkapazität und des Systemwirkungsgrades überlegen sind. Wie das im Anhang A.50 enthaltene Ragone-Diagramm zeigt, in dem alle modellierten

Hybridkonfigurationen eingezeichnet wurden, liegt der Vorteil der hydrostatischen Antriebstechnik vor allem in der vergleichsweise hohen verfügbaren Kurzzeitleistung. Bei diesen Systemen stellen also in erster Linie die Energiespeicher, die ihren elektrischen Pendanten sowohl hinsichtlich der gravimetrischen als auch der volumetrischen Energiedichte unterlegen sind, einen stark limitierenden Faktor dar. Hinzu kommt, dass die thermodynamischen Ausgleichsvorgänge, die in den Druckspeichern während und nach jedem Ladungswechsel auftreten, mit hohem Aufwand begrenzt werden müssen, um der vergleichsweise hohen Selbstentladung der Speicher und damit dem Verfall des Systemwirkungsgrades zu begegnen (siehe Kapitel 5.1.4).

Die Abbildungen 8.2(a) und 8.2(b) enthalten jeweils die Gegenüberstellung der streckenabhängig simulierten Kraftstoffeinsparungen für die Hybridklassen HVT2DM0 und HVT2DM1. Bei ersterer handelt es sich um die Klasse mit der im Kontext der modellierten Hybridvarianten geringsten Zusatzmasse. Sie repräsentiert damit Fahrzeuge, bei denen nur eine geringe „Massenreserve“ für die Integration des Hybridzweiges zur Verfügung steht (siehe Abschnitt 2.10). Das können beispielsweise Bestandsfahrzeuge sein, die nachträglich mit einem Hybridantrieb ausgerüstet werden sollen und deren Konstruktion nur einen geringen Spielraum für die Integration zusätzlicher Komponenten bietet.

Aus der Abbildung 8.2(a) geht hervor, dass mit allen Hybridkonfigurationen der Klasse HVT2DM0 strecken- und zugartunabhängig eine Kraftstoffeinsparung von mindestens 5 % in Bezug auf das konventionelle Referenzfahrzeug (siehe Kap. 2.11) mit energiesparender Fahrweise simuliert werden konnte. Während mit der hydrostatischen Hybridkonfiguration (HHVT2DM0) eine maximale Kraftstoffersparnis von etwa 14 % auf Strecke Nr. 5 erreicht werden konnte, erhöhte sich der Einspareffekt bei den vergleichbaren elektrischen Hybridkonfigurationen auf derselben Strecke um etwa die Hälfte auf ca. 20 bzw. 21 %. Während mit den elektrischen Hybridkonfigurationen auf 6 der 8 betrachteten Strecken im Regionalbahnbetrieb ein Kraftstoffeinsparpotential  $\geq 10$  % erschlossen werden konnte, gelang dies mit der hydrostatischen Hybridvariante in nur 3 von 8 Fällen. Die simulierte Kraftstoffeinsparung liegt im Falle der hydrostatischen Hybridvariante generell um etwa 30 % bis 40 % unter den für die elektrischen Hybridkonfigurationen ermittelten Werten. Bei der leistungsfähigeren Hybridklasse (HVT2DM1) verringert sich diese Diskrepanz etwas (um 14 bzw. 30 % geringere Werte, siehe Abbildung 8.2(b)), verbleibt jedoch immer noch auf einem signifikanten Niveau.

Mit der Leistungsfähigkeit des Hybridzweiges vergrößert sich selbstverständlich auch das mittels Hybridisierung erschließbare Kraftstoffeinsparpotential, wie ein Vergleich der Abbildungen 8.2(a) und 8.2(b) verdeutlicht. Wenn genügend Bauraum vorhanden ist und für die Hybridrüstung eine Masse von ca. 5 t veranschlagt werden kann, erreichen die simulierten Kraftstoffeinsparungen für das modellierte hydrostatische System streckenabhängig Werte zwischen 13 und 24 % und während sie bei den elektrischen Hybridvarianten zwischen 16 und 32 % liegen.

## 8.2.2 Einfluss von Streckenparametern

Die höchsten Kraftstoffeinsparungen wurden in beiden bisher diskutierten Hybridklassen auf den Strecken 5 und 8 erzielt. Insbesondere erstere bietet für den Betrieb von Hybridfahrzeugen besonders gute Voraussetzungen, da sie einerseits über einen geringen mittleren Haltestellenabstand von 3,5 km verfügt und die Haltestellen überdies sehr gleichmäßig entlang der Strecke verteilt sind (siehe Tabelle 5.6). Zudem weist sie in einer Fahrtrichtung relativ lange Streckenabschnitte mit starken Gefällen auf (siehe Anhang A.15), sodass während der dort nötigen Beharrungsbremungen größere Energiemengen bei moderatem Bremsleistungsbedarf zurückgewonnen werden können. Dies ist auch der Grund, warum sich mit den Hybridkonfigurationen, die elektrochemische Speicher und damit vergleichsweise große Speicherkapazitäten aufweisen, auf dieser Strecke besonders gute Ergebnisse erzielen lassen.

Strecke 8 weist ebenfalls einen vergleichsweise geringen mittleren Haltestellenabstand von 4 km auf, allerdings ist die Streuung der Haltestellenabstände deutlich größer als bei Strecke 5. Ein Potential für Rekuperationsbremsungen in starken Gefällen ist zwar auch in diesem Fall vorhanden, aber im Vergleich weniger stark ausgeprägt (siehe Anhang A.15). Die simulierten Kraftstoffeinsparungen bleiben deshalb etwas hinter den für Strecke 5 ermittelten zurück.

Die im Vergleich ungünstigsten streckenseitigen Randbedingungen für den Betrieb von Hybridfahrzeugen bietet Strecke 3. Sie verfügt über den größten mittleren Haltestellenabstand aller betrachteten Strecken und weist zudem die inhomogenste Verteilung der Haltestellen entlang der Strecke auf (vgl. Tabelle 5.6). Die simulierten Kraftstoffeinsparungen sind deshalb im Vergleich auf dieser Strecke unabhängig von der Technologie der Hybridsysteme am geringsten.

Die Rekuperation von Energie während Beharrungsbremungen und damit innerhalb der Fahrspiele wirkt sich dann besonders positiv auf die simulierte Kraftstoffersparnis aus, wenn der Anteil von Strecken mit starkem Gefälle an der Gesamtstrecke hoch ist (Strecken 5 und 6). Zudem sollte das Sollgeschwindigkeitsprofil so ausgeprägt sein, dass innerhalb der Fahrspiele mehrere Beschleunigungsvorgänge stattfinden, bei denen die rekuperierte Energie erneut zum Antrieb genutzt werden kann, bevor im Rahmen einer Anhaltebremsung wieder Bremsarbeit durch die Speicher aufgenommen wird. Letzteres trifft insbesondere auf die Strecken 5,7 und 8 zu.

Anhand eines Vergleichs der Simulationsergebnisse für die Strecken 7 und 8 kann der Einfluss einzelner streckenseitiger Faktoren abgeschätzt werden, indem berücksichtigt wird, dass sich die Strecken 7RB/8RB von 7RE/8RE jeweils lediglich hinsichtlich der Haltestellenabstände unterscheiden und die Strecken 7RE/8RE verglichen mit 7RENT/8RENT das gleiche Haltestellenmuster, jedoch ein hinsichtlich des Niveaus und der Anzahl von Geschwindigkeitswechseln abweichendes Soll-Geschwindigkeitsprofil aufweisen (vgl. Tabelle 5.6 und Anhang A.36).

Es bleibt damit zusammenfassend festzuhalten, dass der mittlere Haltestellenabstand und die Streuung der Haltestellenabstände auf einer Strecke die wichtigsten Faktoren sind, die den Kraftstoffeinspareffekt der Hybridisierung streckenseitig beeinflussen. Die Richtigkeit dieser Feststellung wird auch durch die Tatsache bestätigt, dass die Kraftstoffeinsparung auf ein und derselben Strecke deutlich abnimmt, wenn die Fahrzeuge statt als Regionalbahn als Regionalexpress verkehren (siehe Abbildung 8.2), wobei sich dabei als einziger streckenseitiger Parameter der mittlere Haltestellenabstand ändert. Abbildung 8.1 enthält eine Zusammenstellung der simulierten Kraftstoffeinsparungen in Abhängigkeit vom mittleren Haltestellenabstand der Strecke für die Hybridklassen HVT2DM0 und HVT2DM1. Die Werte beziehen sich dabei jeweils auf die Gesamtstrecke (Berücksichtigung beider Fahrtrichtungen). Die Abweichungen von dem mit Hilfe gestrichelter Linien angedeuteten funktionalen Zusammenhang erklärt sich aus den spezifischen Neigungs- und Sollgeschwindigkeitsverläufen.

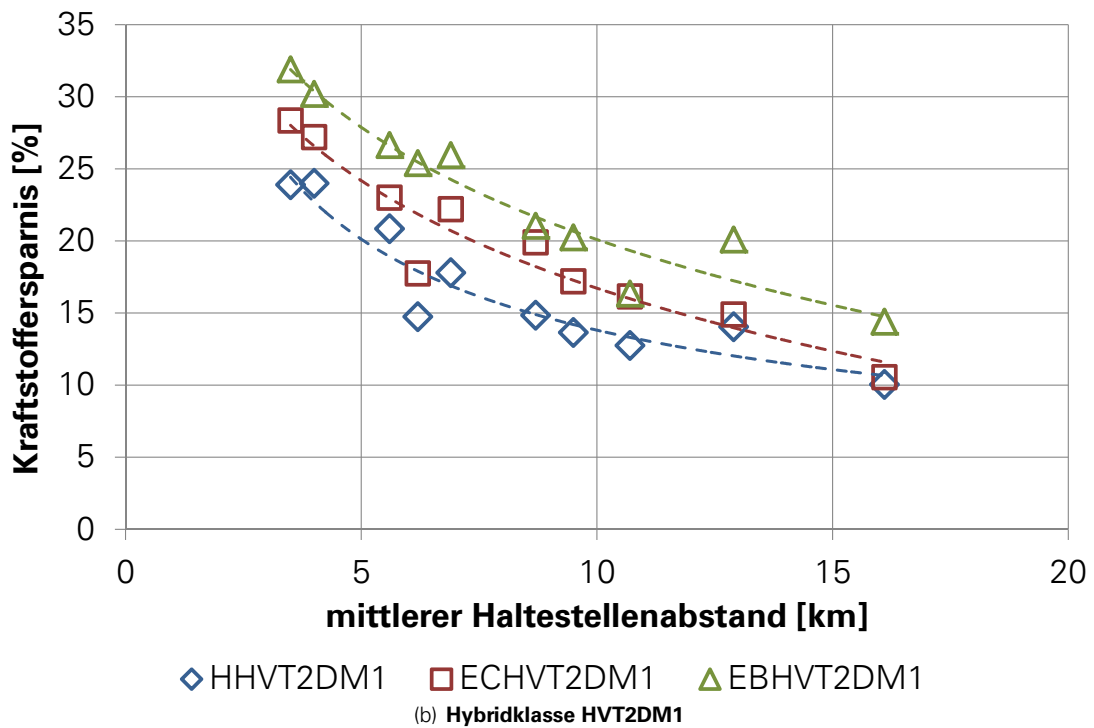
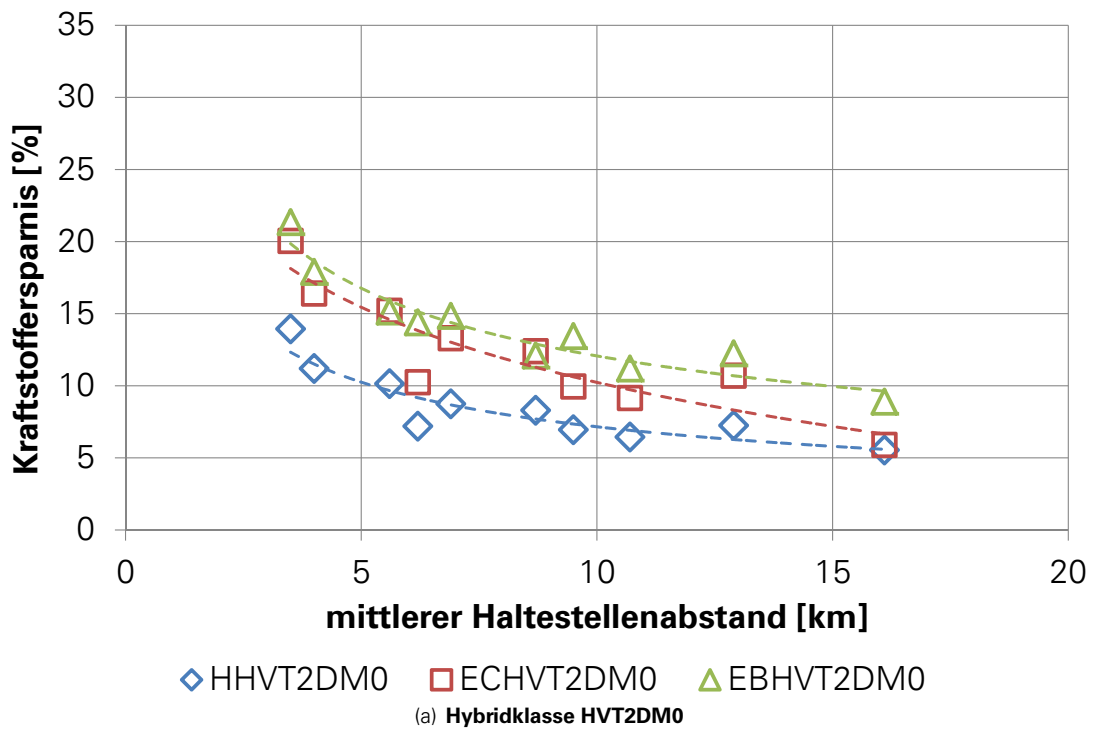


Abbildung 8.1: Simulationsergebnisse hinsichtlich der erzielbaren Kraftstoffeinsparung für die Hybridklassen **HVT2DM0** und **HVT2DM1** in Abhängigkeit der mittleren Haltestellenabstände der betrachteten Strecken



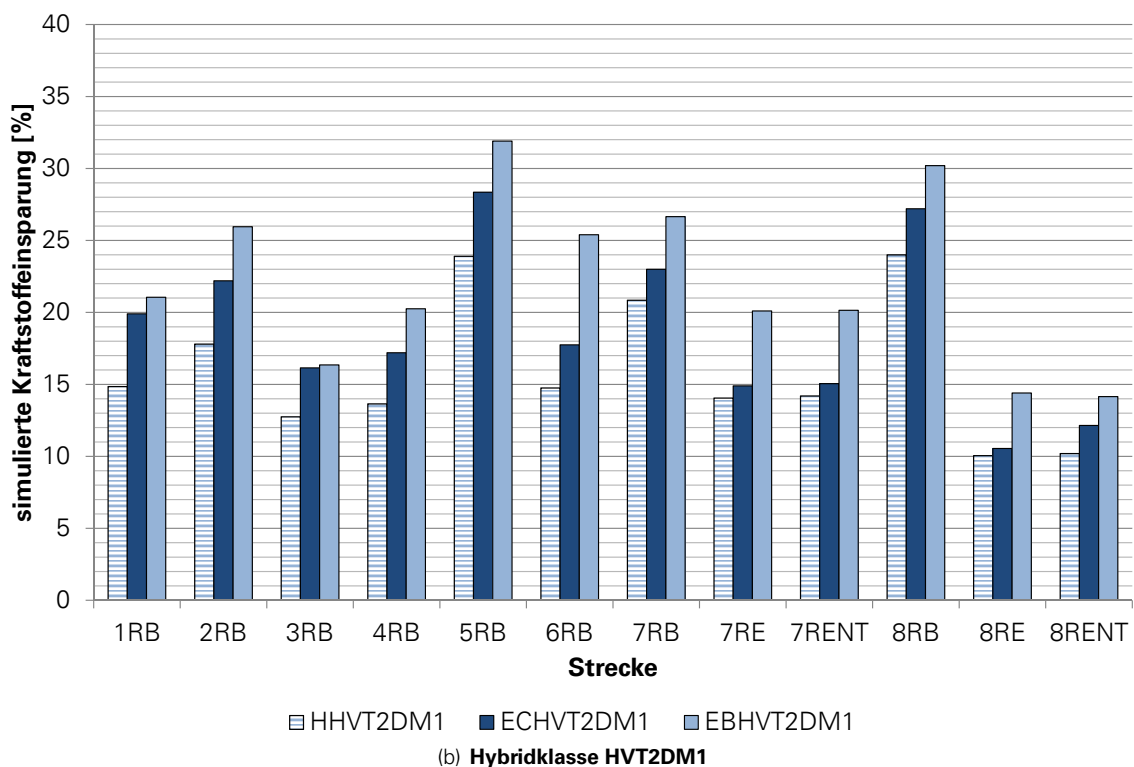
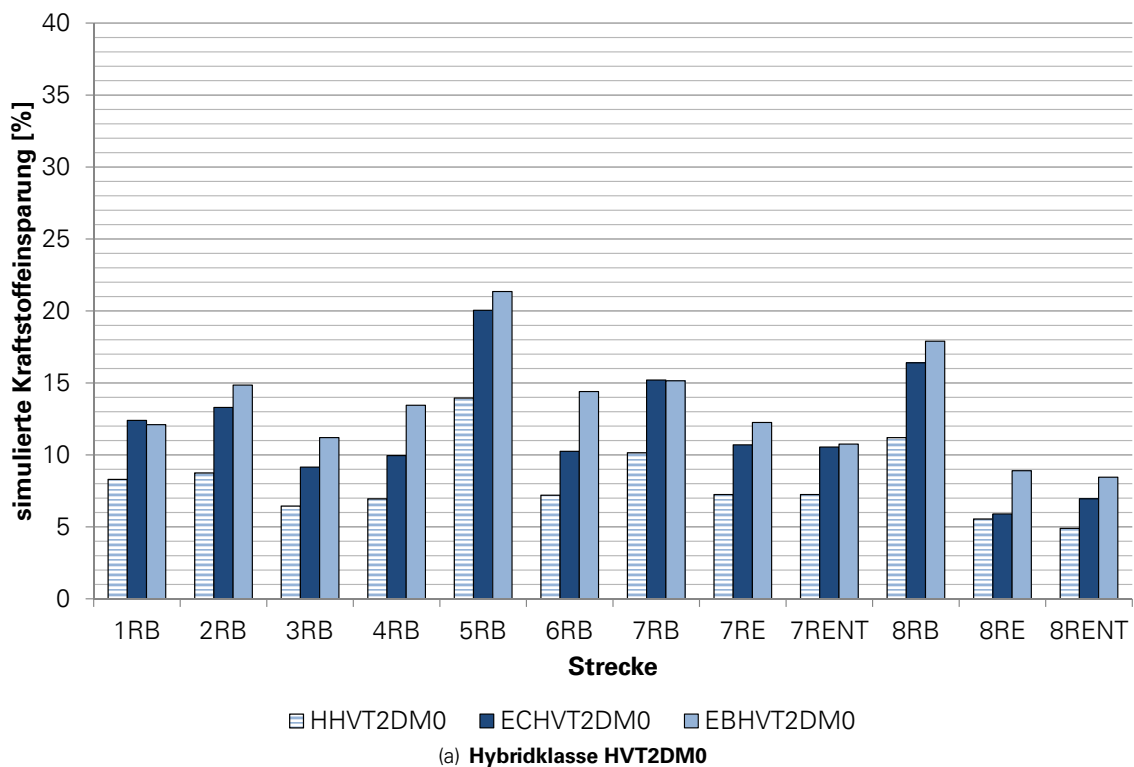


Abbildung 8.2: Vergleich der streckenbezogenen simulierten Kraftstoffeinsparungen für die Hybridkonfigurationen mit je zwei konventionellen Antriebsanlagen und einer Massenbegrenzung des hybriden Antriebszweiges auf ca. 2,4t (Hybridklasse HVT2DM0) bzw. 5,0t (Hybridklasse HVT2DM1)

### 8.2.3 Downsizing

Im Rahmen der Überlegungen zur Hybridisierung stellt sich die Frage, in welchem Ausmaß die konventionelle Antriebsleistung reduziert und durch die Leistung des Hybridzweiges substituiert werden kann. Die Hybridklasse HVT1DM stellt einen vergleichsweise radikalen Ansatz dar, bei dem eine komplette Antriebsanlage entfernt und somit das konventionelle Traktionsleistungsangebot halbiert wird. Dafür bietet sich für die Hybridrüstung ein entsprechend großer Bauraum und es kann eine Masse von 7 t für die Energiespeicher und -wandler nebst der zugehörigen Peripherie veranschlagt werden, ohne dass die Gesamtmasse des Hybridfahrzeuges die des Referenzfahrzeuges übersteigen würde.

Wie aus Abbildung 8.3 hervorgeht, in der die streckenbezogenen simulierten Kraftstoffeinsparun-

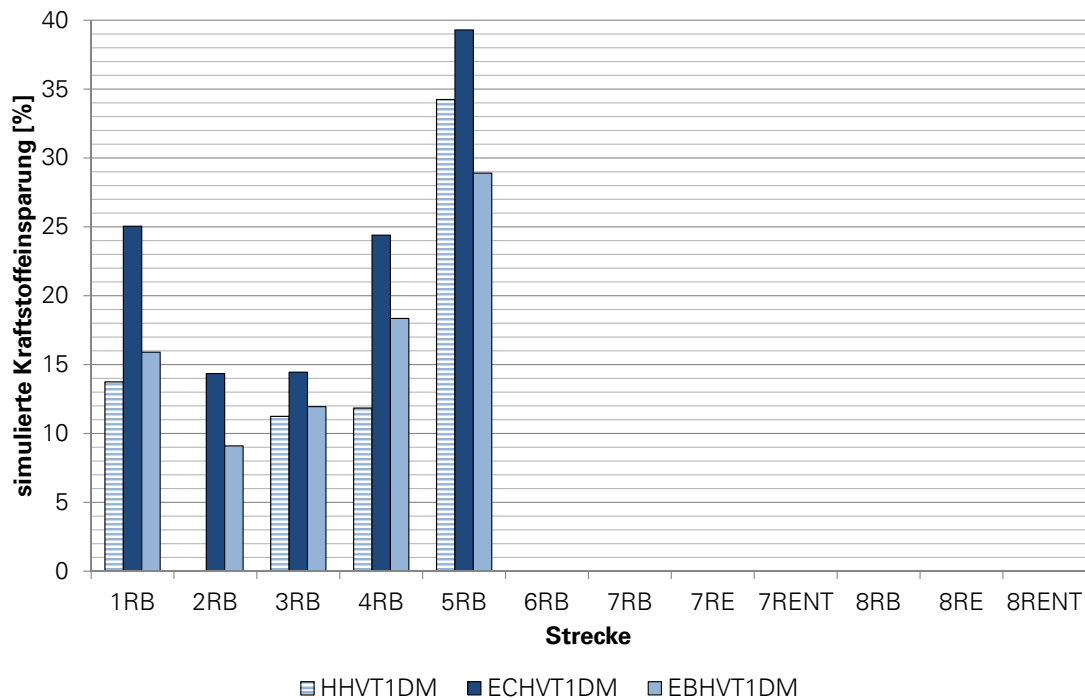


Abbildung 8.3: Vergleich der streckenbezogenen simulierten Kraftstoffeinsparungen für die Hybridkonfigurationen mit einer konventionellen Antriebsanlage und einer Masse des hybriden Antriebszweiges von ca. 7 t

gen für diese Hybridklasse zusammengefasst sind, konnten nur auf 5 von 8 betrachteten Strecken gültige Ergebnisse erzielt werden. Für die Strecken 6,7 und 8 reichte die kombinierte Leistung bei keiner der modellierten Hybridkonfigurationen aus, um die vorgesehenen Fahrzeiten einzuhalten. Während bei den Varianten HHVT1DM und ECHVT1DM vor allem der limitierte Energiespeicher*inhalt* den begrenzenden Faktor darstellte, war es bei der Konfiguration EBHVT1DM die Energiespeicher*leistungsfähigkeit* die dazu führte, dass der ausnutzbare Ladehub gering war, da während der Bremsphasen nicht genügend Energie in den Speicher zurückgespeist werden konnte. Da die verbliebende konventionelle Antriebsanlage mangels ausreichender Leistungsfähigkeit der Hybridzweige im Vergleich zu den übrigen Hybridkonfigurationen der Klasse HVT2DM1 länger unter Volllast betrieben werden musste um die Fahrzeiten einzuhalten, ist der Kraftstoffeinsparereffekt auch auf den Strecken, für die verwertbare Ergebnisse erzielt worden sind, in den meisten Fällen geringer als bei den Hybridvarianten mit zwei Dieselmotoren. So ist die hydrostatische Konfiguration HHVT1DM der Konfiguration HHVT2DM1 lediglich auf der Strecke 5 hinsichtlich der simulierten Kraftstoffersparnis überlegen. Im Falle der Verwendung elektrochemischer Speicher erwies sich die Konfiguration EBHVT1DM auf allen Strecken gegenüber der Konfiguration EBHVT2DM1 als unterlegen. Allein die Hybridvariante ECHVT1DM mit Doppelschichtkondensatorspeicher war hinsichtlich der verfügbaren Speicherenergiemenge und der Leistungsfähigkeit

der elektrischen Maschinen so ausgelegt, dass sie auf den Strecken 1,4 und 5 die im Vergleich aller modellierten Hybridausführungen größten simulierten Kraftstoffeinsparungen aufwies. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die von der Hybridklasse HVT1DM repräsentierte Strategie eines radikalen Downsizings nur dann zum Ziel einer maximalen Kraftstoffersparnis führt, wenn der Hybridzweig gleichzeitig eine hohe Speicher- und Leistungsfähigkeit aufweist. Zudem muss das Hybridfahrzeug für den Betrieb auf den infrage kommenden Strecken über eine ausreichend große Leistungsreserve zur Anwendung der energiesparenden Fahrweise verfügen, ohne dass die vorgegebenen Fahrzeiten überschritten werden. Eine Umsetzung der für diese Hybridklasse modellierten Hybridkonfigurationen sollte deshalb nur erwogen werden, wenn die Fahrzeuge ausschließlich für den Verkehr auf ganz bestimmten Strecken ausgelegt werden oder die Fahrzeitreserve ggf. deutlich vergrößert werden kann. Zudem sollten die Hybridfahrzeuge entweder über elektrostatische Energiespeicher verfügen oder über solche elektrochemischen Speicher, die hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit über die im Rahmen dieser Untersuchung getroffenen Annahmen (siehe Kapitel 6.4.3) deutlich hinausgehen.

### **8.3 ABGELEITETE ERKENNTNISSE FÜR DIE PROJEKTIERUNG PARALLEL-HYBRIDER TRIEBWAGEN**

Die Ergebnisse der Streckensimulationen ergeben eine Überlegenheit der elektrischen Hybridvarianten gegenüber den hydrostatischen Hybridkonfigurationen hinsichtlich der erzielbaren Kraftstoffeinsparungen bezüglich des konventionellen Referenzfahrzeuges. Diese Superiorität manifestierte sich dabei unabhängig von der betrachteten Strecke, Zugart und Hybridklasse. Der Unterschied zwischen Hybridkonfigurationen mit elektrostatischen oder elektrochemischen Energiespeichern fiel demgegenüber weniger deutlich aus.

Die Abbildung 8.4 zeigt für alle 3 Hybridklassen, wie sich die jeweilige Hybridkonfiguration mit elektrochemischen Speichern gegenüber den Hybridvarianten mit hydrostatischen bzw. elektrostatischen Speichern hinsichtlich der simulierten Kraftstoffeinsparungen auf den verschiedenen Strecken verhält. Dabei wurden für jede Strecke die Differenzen aus den Werten für die jeweils simulierte Kraftstoffersparnis gebildet und als Abszissen- bzw. Ordinatenwert zur Positionierung von Punkten in einem kartesischen Koordinatensystem benutzt. Befindet sich der einer spezifischen Strecke zugeordnete Punkt im ersten Quadranten des Koordinatensystems, ist die simulierte Kraftstoffersparnis für die Hybridkonfiguration mit elektrochemischen Speichern größer als bei den beiden übrigen Hybridvarianten in der jeweiligen Hybridklasse. Eine Anordnung des Punktes im 4. Quadranten deutet demgegenüber darauf hin, dass für die vergleichbare Hybridkonfiguration mit elektrostatischem Speicher ein größerer Kraftstoffeinspareffekt simuliert wurde und diese folglich innerhalb der betrachteten Hybridklasse als Vorzugsvariante anzusehen ist. Im 2. Quadranten würde dies analog für die jeweilige hydrostatische Hybridkonfiguration gelten. Hinsichtlich des 3. Quadranten ist es entscheidend, ob sich der durch die errechneten Wertedifferenzen in seiner Lage definierte Punkt für eine Strecke näher an der Abszisse oder näher an der Ordinate befindet. Im ersten Fall stellt die hydrostatische, im zweiten Fall die elektrostatische Hybridkonfiguration die Vorzugsvariante dar. Die Bereiche mit den jeweiligen Präferenzen sind in den in Abbildung 8.4 enthaltenen Diagrammen abgegrenzt und kenntlich gemacht. Dabei wurden die Bereiche von  $\pm 2\%$  um die Koordinatenachsen mit der Bemerkung „bedingte Präferenz“ versehen. Diese Formulierung rührt daher, dass das Zulassen einer gewissen Unschärfe bei der Bewertung der einzelnen Hybridkonfigurationen geboten erscheint, da mit der Simulation hinsichtlich der Annahme verschiedener Parameter einige Unwägbarkeiten verbunden sind. Somit kann der Nachweis nicht erbracht werden, dass die im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Simulationen in der Lage sind, Kraftstoffeinsparungen hochgenau abzubilden. In der genannten Zone um die Koordinatenachsen wird deshalb ein Bereich definiert, in dem die jeweils verglichenen Hybridkonfigurationen als hinsichtlich ihres Kraftstoffeinspareffektes weitgehend äquivalent betrachtet werden können.

Wie aus der Abbildung 8.4(a) ersichtlich ist, kann für viele der betrachteten Strecken bezüglich

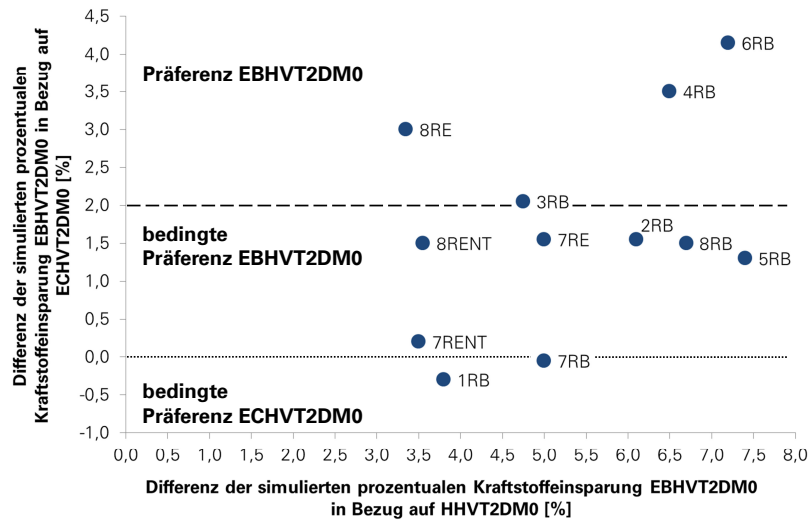
der Hybridklasse HVT2DM0 mit vergleichsweise kleinem Bauraum und geringer Masse des Hybridzweiges keine eindeutige Empfehlung hinsichtlich des zu präferierenden elektrischen Speichertyps erfolgen. Lediglich für die Strecken 3, 4, 6 und 8 ergeben sich deutliche Vorteile bei der Verwendung eines elektrochemischen Energiespeichers.

Bei der Hybridklasse HVT2DM1 (siehe Abbildung 8.4(b)) ergibt sich demgegenüber ein klareres Bild zugunsten der Verwendung elektrochemischer Speicher. Nur im Falle der Strecken 1 und 3 könnte erwogen werden, Doppelschichtkondensatorspeicher einzusetzen.

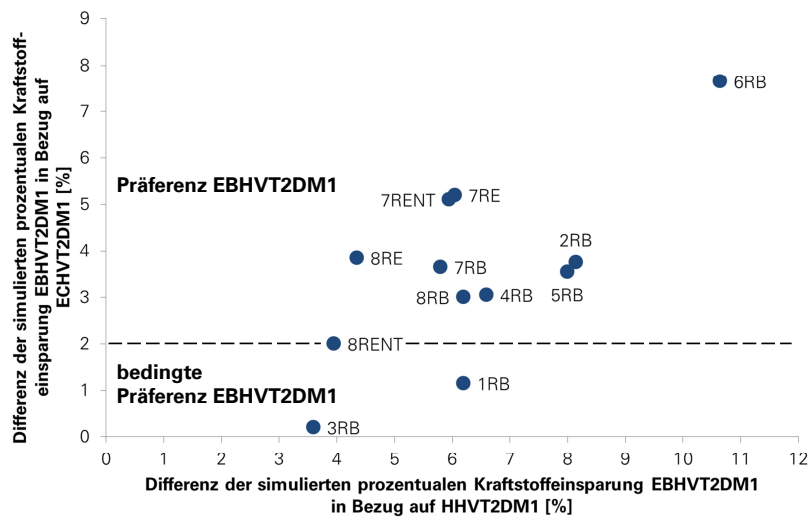
Noch eindeutiger ist die Situation in Bezug auf die Hybridklasse HVT1DM (siehe Abbildung 8.4(c)). Hier ist in jedem Fall die Verwendung elektrostatischer Speicher zu bevorzugen.

Einschränkend und abschließend soll an dieser Stelle hinzugefügt werden, dass die Abbildung 8.4 „lediglich“ den technischen Aspekt bei der Bewertung der Hybridkonfigurationen darstellt. Ökonomische Erwägungen wurden im Rahmen dieser Untersuchung nahezu vollständig ausgeblendet. Unter Berücksichtigung der Lebenszykluskosten für die einzelnen Hybridkonfigurationen könnte sich gegebenenfalls ein etwas anderes Bild ergeben, da die erzielten Kraftstoffeinsparungen groß genug sein müssen, um etwa die technologiespezifischen Anschaffungs-, Wartungs- oder Entsorgungskosten innerhalb der Fahrzeuglebensdauer zu amortisieren. Eine Bewertung dieser Fragen übersteigt jedoch die Expertise des Autors und soll deshalb den entsprechenden Fachleuten überlassen werden.

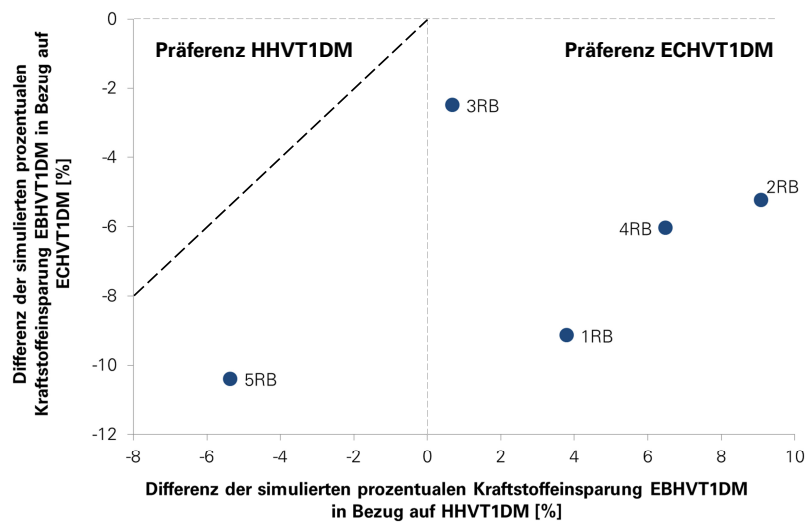
Hinsichtlich des Betriebsregimes der im Rahmen dieser Untersuchung betrachteten Hybridfahrzeuge sollte der Boostbetrieb angestrebt werden, bei dem die Leistungen beider Antriebsstränge während der Beschleunigungsphasen summiert werden. In Verbindung mit der Anwendung der energiesparenden Fahrweise ergeben sich auf diese Weise die besten Ergebnisse hinsichtlich der erzielbaren Kraftstoffeinsparung. Ansätze, den konventionellen Antriebsstrang in Teillast zu betreiben, für die Zeitdauer, während der der alternative Antriebszweig Leistung generiert, haben sich demgegenüber in Bezug auf die betrachtete dieselhydraulische Leistungsübertragung als suboptimal herausgestellt. Ferner ist die Realisierbarkeit eines Null-Emissionsbetriebes mit den vorgestellten Hybridkonfigurationen als kritisch zu bewerten. Im Falle der hydro- und elektrostatischen Hybride begrenzt die gespeicherte Energie den Spielraum, der sich betrieblich innerhalb der Fahrzeitvorgaben für eine solche Betriebsweise bieten würde. Auch bei den Hybridvarianten auf elektrochemischer Basis wäre die emissionsfreie Befahrung längerer Streckenabschnitte nur denkbar, wenn die Speicher extern nachgeladen werden könnten, da sich aufgrund der Leistungsbegrenzung zur Limitierung der Speicherströme während der Bremsphasen nur geringe Ladehübe realisieren lassen, sofern keine längeren Streckenabschnitte vorhanden sind, die Beharrungsbremungen erfordern.



(a) Hybridklasse HVT2DM0



(b) Hybridklasse HVT2DM1



(c) Hybridklasse HVT1DM

Abbildung 8.4: Vergleich der Hybridkonfigurationen auf Basis elektrochemischer Energiespeicher mit solchen auf Basis hydro- oder elektrostatischer Energiespeicher hinsichtlich der simulierten Kraftstoffeinsparungen für unterschiedliche Strecken und Hybridklassen

## 8.4 AUSBLICK

Die vorliegende Untersuchung zeigt, dass auf Basis der zum Zeitpunkt Ihrer Durchführung verfügbaren Antriebs- und Speichertechnologien eine deutliche Steigerung der Energieeffizienz dieselhydraulischer Triebwagen durch Hybridisierung denkbar ist. Die entwickelten Modelle dienen dazu, verschiedene Technologien prinzipiell miteinander zu vergleichen und den Einfluss von Streckenparametern wie Haltestellenabstand oder Neigungsprofil auf das Leistungsvermögen der modellierten Hybridkonfigurationen zu zeigen.

Die Simulationsmodelle sind dabei modular und flexibel aufgebaut und können damit an eine Vielzahl denkbarer Szenarien angepasst werden. Insbesondere hinsichtlich der entwickelten Modelle für die elektrischen Maschinen und die elektrochemischen Speicher wäre eine Vergrößerung der Datengrundlage wünschenswert, um weitere Konfigurationen im Rahmen der gesteckten Grenzen abbilden zu können. Die Entwicklung der präsentierten Modelle ist deshalb nicht als abgeschlossen zu betrachten. So wäre es denkbar und lohnenswert, weitere elektrische Maschinen unterschiedlicher Leistungsklassen und Bauarten zu modellieren, wenn die entsprechenden Parameter dafür von Dritten zur Verfügung gestellt werden können. Wenn es gelingt, die Leistung der modellierten elektrischen Maschinen frei zu skalieren ohne dabei die Abbildung ihres energetischen Verhaltens zu verfälschen, könnte die Abstimmung der Leistungsfähigkeit von elektrischen Speichern und Energiewandlern weiter optimiert werden. Zudem könnte insbesondere die Verwendung permanenterregter Synchronmaschinen anstelle von Drehstromasynchronmaschinen zu einer weiteren Verbesserung der Effizienz der elektrischen Hybridzweige und damit zu weiteren Einspareffekten bezüglich des Kraftstoffverbrauches führen.

Auch hinsichtlich der Energiespeicher schreitet die Entwicklung derzeit zügig voran und wird vor allem durch den Automobilsektor vorangetrieben. Die bei der Modellierung der elektrochemischen Speicher getroffenen Annahmen sind vorsichtig gewählt worden und sollten dazu führen, die Leistungsfähigkeit dieser Speicher nicht zu überschätzen. Es ist jedoch absehbar, dass die Schnellladefähigkeit insbesondere von Lithium-Ionen-Zellen in den nächsten Jahren weiterentwickelt wird und somit die Lücke zwischen der Leistungsfähigkeit elektrochemischer und elektrostatischer Speicher weiter geschlossen wird.

Ein offene Frage, die bereits an anderer Stelle gestreift wurde, ist die nach der ökonomischen Bewertung der verschiedenen Hybridtechnologien. Die im Rahmen dieser Untersuchung durchgeführten Streckensimulationen können dabei die Grundlage für eine umfassende Prognose der Lebenszykluskosten verschiedener Hybridfahrzeuge bilden. Die Frage, ob hydrostatische Hybridvarianten unter Umständen eine Alternative zu elektrischen Hybridkonfigurationen sein können, ist aus technischer Sicht für die meisten der betrachteten Einsatzfälle zu verneinen. Für einige betrachtete Strecken ist die Differenz der simulierten Kraftstoffeinsparungen zwischen elektrischen und hydrostatischen Hybridkonfigurationen jedoch relativ gering ( $\leq 5\%$ ), sodass eine ökonomische Analyse der Fragestellung unter Umständen ein anderes Gesamtbild ergeben könnte.

Selbstverständlich wäre es wünschenswert, auf Basis der entwickelten Modelle eine Projektierung realer Hybridfahrzeuge vorzunehmen und die Modelle auf Systemebene mit der Realität abzugleichen und dadurch weiter zu verbessern. Dazu bedürfte es natürlich Projektpartner mit unternehmerischer Risikobereitschaft und einem *strategischen* Interesse an der behandelten Thematik.

# GLOSSAR

## Anfahrsicherheit

Unter der Anfahrsicherheit wird die Sicherheit gegen Schleudern (Durchdrehen der Antriebsräder) bei aufgeschalteter Traktionsleistung verstanden. Sie ist der Schleuderwahrscheinlichkeit direkt antiproportional und eng mit dem effektiv ausgenutzten Kraftschluss verbunden. Dieser ergibt sich aus dem Verhältnis der erzeugten Traktionskraft an den Treibrädern zu der anteiligen Normalkraft, die auf diese wirkt. Der ausgenutzte Kraftschluss muss stets kleiner oder gleich dem verfügbaren Kraftschluss sein, um eine störungsfreie Beschleunigung (d.h. ohne Schleudervorgänge) zu erzielen. Der verfügbare Kraftschluss ist wiederum eine stochastische Größe, die von einer Vielzahl von Randbedingungen abhängig ist. Generell gilt, dass die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Schleudervorgängen umso geringer ist, desto geringer der ausgenutzte Kraftschluss ist.

## Anhaltebremsung

Bremsung mit dem Ziel, das Fahrzeug anzuhalten, und damit die Fahrzeuggeschwindigkeit auf 0 herabzusetzen.

## Auslaufabschnitte

Als Auslaufabschnitte werden die Abschnitte innerhalb eines  $\rightarrow$  Fahrspiels bezeichnet, in denen sich das Fahrzeug ohne die Einwirkung von Traktions- oder Bremskräften entlang seiner Fahrstrecke bewegt.

## Automatische Fahr- und Bremssteuerung (AFB)

Bei der Automatischen Fahr- und Bremssteuerung handelt es sich um eine Einrichtung auf modernen Triebfahrzeugen, die die Zugkraft derart regelt, dass eine vorgegebene Soll-Geschwindigkeit konstant gehalten wird, sobald sie einmal erreicht wurde. In starken Gefällen werden auch die Fahrzeugbremsen angesprochen, um dieses Ziel zu erreichen. In Verbindung mit der linienförmigen Zugbeeinflussung (LZB) ermöglicht die AFB zudem ein automatisches Abbremsen auf die signalisierte Geschwindigkeit. Die Installation eines solchen Systems beschränkt sich aktuell vor allem auf elektrische Fahrzeuge.

## Beharrungsbremsung

Bremsung mit dem Ziel, die Fahrzeuggeschwindigkeit konstant zu halten. Beharrungsbremsungen finden praktisch nur in starken Gefälleabschnitten statt, in denen der Betrag der Streckenwiderstandskraft den der Fahrzeugwiderstandskraft überschreitet.

### Depth of Discharge (DoD)

Es handelt sich um die englische Bezeichnung für die Entladetiefe. Diese ergibt sich aus dem Verhältnis des Zeitintegrals des Speicherstromes zu seiner Nennkapazität und verhält sich komplementär zum Ladezustand ( $\rightarrow$  SoC). Aufgrund der Abhängigkeit der tatsächlich verfügbaren Kapazität von der Temperatur und dem Entladestrom gestaltet sich die genaue Bestimmung der Entladetiefe in der Praxis oft schwierig und beruht in vielen Fällen auf fundierten Schätzungen.

### Drehmomentenwandlung

Unter der Drehmomentenwandlung  $\mu$  wird bei hydrodynamischen Kreisläufen das Verhältnis des Drehmomentes am Turbinenrad zum Drehmoment am Pumpenrad verstanden. Dieses ist abhängig vom inneren Aufbau des hydrodynamischen Wandlers, der Beschauelung der Räder sowie vom Drehzahlverhältnis zwischen Turbinen- und Pumpenrad. Bei hydrodynamischen Kupplungen nimmt die Drehmomentenwandlung einen Wert von 1 an, da ein Differenzmoment zwischen An- und Abtrieb nicht abgestützt werden kann. Bei Drehmomentwandlern wird diese Funktion von dem fest mit dem Getriebegehäuse verbundenen Leitrad erfüllt.

### Drehzahlverhältnis

Das Drehzahlverhältnis  $\nu$  ist bei Strömungswandlern und -kupplungen als Verhältnis von Turbinen- zu Pumpendrehzahl definiert. Erstere ist über nachgeschaltete mechanische Übersetzungsstufen an die Drehzahl der Antriebsräder und damit an die Fahrzeuggeschwindigkeit gebunden, während letztere proportional zur Dieselmotordrehzahl ist. Bei stehendem Fahrzeug nimmt das Drehzahlverhältnis deshalb den Wert „0“ an.

### Downsizing

Unter dem Begriff Downsizing wird im Kontext der Hybridisierung von Fahrzeugen die Reduzierung der konventionellen Antriebsleistung verstanden. Diese Maßnahme wird immer dann in Betracht gezogen, wenn das Leistungsvermögen des alternativen Antriebsstranges ausreichend ist, um in Kombination mit dem verbrennungsmotorischen Antrieb die gleichen Fahrleistungen wie ein vergleichbares konventionelles Fahrzeug zu erzielen. Ein Downsizing kann sowohl mittels der Reduzierung der Anzahl der Motoren (bei Mehrmotoren-Antrieben) als auch durch den Austausch der Verbrennungsmotoren gegen solche geringerer Leistung vorgenommen werden.

### Energiesparende Fahrweise (ESF)

Als energiesparende Fahrweise wird in der Fahrdynamik eine Fahrstrategie bezeichnet, bei der die Zugfahrt durch den Triebfahrzeugführer durch planvolles Zu- und Abschalten der Traktionsleistung dahingehend beeinflusst wird, dass die im Fahrplan vorgesehene Fahrzeitreserve am Ende der Zugfahrt voll ausgeschöpft wird. Die allgemein hohen Fahrzeugmassen in Verbindung mit geringen spezifischen Fahrwiderständen erlauben es, bei der Fahrt von Eisenbahnfahrzeugen zwischen Beschleunigungs- und Bremsphasen  $\rightarrow$  Auslaufabschnitte einzufügen, bei denen die Traktionsleistung abgeschaltet und damit Traktionsenergie eingespart wird. Die damit verbundene Fahrzeitverlängerung soll den Betrag der Fahrplanreserve nicht überschreiten.

Die Entscheidung darüber, die Traktionsleistung abzuschalten, kann entweder von speziell geschulten Triebfahrzeugführern oder einem Fahrerassistenzsystem getroffen werden.

### Fahrdynamische Grundgleichung

In der Fahrdynamischen Grundgleichung (auch: Fahrdynamisches Grundgesetz) werden alle maßgeblichen, während der Fahrt eines Fahrzeuges in Längsrichtung auftretenden, Kräfte zusammengefasst. Dazu gehören die Massenträgheitskraft  $\xi \ddot{x}m$ , die Traktionskraft  $F_T$ , die Fahrzeugwiderstandskraft  $F_{WF}$ , die Streckenwiderstandskraft  $F_{WS}$  sowie die Bremskraft  $F_B$ . Die allgemeine Formulierung der Fahrdynamischen Grundgleichung lautet:

$$0 = -\xi \ddot{x}m + F_T - F_{WF} - F_{WS} - F_B$$

Aus dieser lässt sich für alle Bewegungsabschnitte die Differentialgleichung der Bewegung ableiten.



### Fahrspiel

Unter Fahrspiel wird in der Fahrdynamik die Aufeinanderfolge von Beschleunigungs-, Beharrungs-, Auslauf- und Bremsphasen zwischen zwei Fahrzeughalten verstanden.

### Hilfsbetriebe

Als Hilfsbetriebe werden auf Triebfahrzeugen alle Einrichtungen bezeichnet, die für den sicheren Betrieb des Fahrzeuges nötig sind. Neben der Kühlanlage, der Kraftstoffanlage und dem Luftpresser sind dies unter anderem auch die Zugsicherungssysteme.

### Leistungszahl

Die Leistungszahl ist eine charakteristische Größe, mit deren Hilfe die Leistungsaufnahme eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers beschrieben werden kann. Sie ist eine Funktion des Drehzahlverhältnisses  $\nu$  von Turbinen- und Pumpenrad. Die Funktion  $\lambda = f(\nu)$  ist abhängig von der Wandlerkonstruktion und wird durch Versuche ermittelt.

### Meterlast

Kennzahl, die zur Bewertung der Zulässigkeit des Fahrzeugeinsatzes auf Eisenbahnstrecken verwendet wird. Sie ist für die Belastung von Brückenbauwerken ausschlaggebend und wird ermittelt, indem die Fahrzeug(gesamt)masse auf die Länge über Puffer bezogen wird.

### Nachsaltgeschwindigkeit

Die Nachsalthgeschwindigkeit stellt die untere Grenze des Geschwindigkeitsbandes dar, in dem die Fahrzeuggeschwindigkeit während der → Sägezahnfahrt pendelt. Wird die Nachsalthgeschwindigkeit erreicht bzw. unterschritten erfolgt ein erneutes Umschalten der Zugkraft, um das Fahrzeug auf die höchste zulässige Geschwindigkeit zu beschleunigen.

### Nebenbetriebe

Als Nebenbetriebe werden auf Triebfahrzeugen alle Einrichtungen bezeichnet, die zusätzlich zu den → Hilfsbetrieben mit Energie versorgt werden müssen und der Information bzw. dem Komfort von Reisenden und Personal dienen, für die eigentliche Fahrtüchtigkeit jedoch weniger oder nicht relevant sind. Dazu zählen u.a. das Fahrgastinformationssystem, sanitäre Einrichtungen und die Klimaanlage.

### Nutzbremfaktor

Der sogenannte Nutzbremfaktor ist definiert als das Verhältnis der zur Realisierung eines bestimmten Fahrspiels benötigten Arbeit zu der während der Bremsphasen verrichteten Arbeit. Dabei bietet sich der Treibradumfang als Bezugspunkt für beide Arten der Arbeit an. Je mehr sich der Nutzbremfaktor einem Wert von 1 annähert, desto größer ist das Potential der Energieeinsparung durch Hybridisierung.

### Powerpack

Unter einem Powerpack wird in der Eisenbahntechnik die Zusammenfassung des Dieselmotors und seiner Peripherie sowie der Leistungsübertragungsanlage in einem Rahmen zur unterflurigen Montage auf Dieseltriebwagen verstanden. Die Zusammenfassung der Antriebsanlagen in Powerpacks ermöglicht es, einige wenige Schnittstellen zwischen Fahrzeug und Antrieb zu definieren und somit den einfachen Ein- und Ausbau zu Wartungs- und Reparaturzwecken zu gewährleisten.

### Radsatzlast

Anteil der Fahrzeugmasse, die von einem bestimmten Radsatz abgestützt wird. Überschlägig erfolgt die Bestimmung der Radsatzlast über die Bildung des Quotienten aus der Fahrzeugmasse und der Anzahl der verbauten Radsätze. Im allgemeinen Fall liegt der Fahrzeugschwerpunkt jedoch nicht äquidistant zu den Radaufstandspunkten, sodass sich eine Differenz zwischen realer und überschlägiger Radsatzlast ergibt. Erstere wird dabei meist mittels Messung bestimmt.

### Regionalbahn

Der Begriff Regionalbahn ist eine eingetragene Marke der Deutschen Bahn AG. Es werden damit im Allgemeinen Nahverkehrszüge bezeichnet, die an allen oder fast allen Haltepunkten und Bahnhöfen entlang einer Eisenbahnstrecke zum Zwecke des Fahrgastwechsels anhalten. Sie verbinden ländliche Regionen mit den Unter-, Mittel- und Oberzentren im Sinne der Raumordnung. Sie entsprechen, historisch gesehen, den klassischen Personenzügen.

### Regionalexpress

Der Begriff Regionalexpress ist eine eingetragene Marke der Deutschen Bahn AG. Es werden damit im Allgemeinen Nahverkehrszüge bezeichnet, die nur an ausgewählten Unterwegsbahnhöfen halten und deshalb im Vergleich zu → Regionalbahnen kürzere Fahrzeiten erzielen. Sie verbinden Unter-, Mittel- und Oberzentren im Sinne der Raumordnung. Sie entsprechen, historisch gesehen, den klassischen Eilzügen.

### Regulierungsbremsung

Regulierungsbremsungen sind Bremsungen, die der Geschwindigkeitsregulierung dienen. Dabei wird die Geschwindigkeit in der Regel abgesenkt. Regulierungsbremsungen in starkem Gefälle mit dem Ziel, die Geschwindigkeit konstant zu halten, stellen einen Spezialfall dar. Sie werden auch als Beharrungsbremsungen bezeichnet.

### Retarder

Als hydrodynamische Retarder werden Strömungsbremsen mit Öl oder Wasser als Arbeitsmedium bezeichnet, die eine verschleißfreie Reduktion oder Regulierung der Fahrzeuggeschwindigkeit erlauben. Sie entsprechen in ihrem Aufbau einer Strömungskupplung, deren Turbinenrad fest mit dem Getriebegehäuse verbunden ist. Die durch das Pumpenrad in das Getriebeöl eingebrachte Energie wird in einem Retarder aufgrund der inneren Reibung des Mediums vollständig in Wärme umgewandelt. Die maximale Bremsleistung ist deshalb von der Leistungsfähigkeit der mit dem Strömungsgetriebe verbundenen Kühlanlage abhängig. Eine stufenlose Bremskraftregulierung wird durch eine Variation der in der Strömungsbremse zirkulierenden Flüssigkeitsmenge vorgenommen.

### Reynoldszahl

Die Reynoldszahl stellt das Verhältnis der an den Strömungsteilchen angreifenden Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften dar. Sie dient in der Rohrhydraulik als Kriterium für das Vorliegen einer laminaren oder turbulenten Strömung und der Bestimmung von Strömungswiderstandsbeiwerten.

### Sägezahnfahrt

Von einer Sägezahnfahrt wird gesprochen, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit über eine längere Zeit in einem Geschwindigkeitsband unterhalb der streckenseitigen Höchstgeschwindigkeit pendelt. Dieser Fall tritt immer dann ein, wenn Zug- oder Bremskräfte nicht stufenlos an die Fahrwiderstände angepasst werden können, um eine konstante Geschwindigkeit zu realisieren.

### Speicherbatterie

Die Bezeichnung „Batterie“ wird umgangssprachlich für alle Arten elektrochemischer Speicher verwendet. Im Kontext dieser Arbeit wird mit dem Begriff Speicherbatterie jedoch die Gesamtheit der Anordnung elektrochemischer Speicherzellen verstanden. Eine Speicherbatterie besteht also aus einer bestimmten Anzahl von parallel angeordneten Strängen seriell geschalteter Speicherzellen. Diese können wiederum in Modulen zusammengefasst sein, sodass sich, von der größten zur kleinsten Baugröße elektrochemischer Speicher sortiert, folgende Hierarchie ergibt: Speicherbatterie → Speichermodul → Speicherzelle.

### Spitzfahrt

Als Spitzfahrten werden in der Fahrdynamik Fahrspiele bezeichnet, die keine Auslaufabschnitte enthalten. Sie setzen sich deshalb idealisiert nur aus den Abschnitten Beschleunigung, Beharrung und Bremsen zusammen, wodurch die kürzest mögliche Fahrzeit erreicht wird. Diese ist vor allem von der Leistungsfähigkeit des/der Triebfahrzeuge sowie von der Streckentopographie abhängig.

### Steigfähigkeit

Als Steigfähigkeit wird in der Fahrdynamik das Vermögen eines Triebfahrzeuges verstanden, eine Steigung in Beharrung bei vorgegebener Geschwindigkeit zu befahren. Die jeweilige Geschwindigkeit muss also schon erreicht sein, wenn in den Steigungsabschnitt eingefahren wird. Die Steigfähigkeit ergibt sich durch Umstellung der → Fahrdynamischen Grundgleichung nach der Neigung  $i$  unter der Annahme, dass die Fahrzeugbeschleunigung den Wert 0 annimmt (Beharrungsfahrt).

### State of Charge

Es handelt sich um die englische Bezeichnung für Ladezustand (Abkürzung: SoC). Die Angabe des Ladezustandes erfolgt meist in Prozent der Nennkapazität und verhält sich komplementär zur Entladetiefe (engl. Depth of Discharge, DoD). Es gilt:

$$SoC = 100\% - DoD$$

### Strömungskavitation

Bildung von Dampf- und Luftblasen in einem Fluid, wenn dessen Dampfdruck unterschritten wird. Dabei kommt es zur Bildung von Blasen, die kollabieren, wenn Gebiete höheren Druckes durchströmt werden. Dies ist mit starker Geräuschbildung und der Gefahr von Beschädigungen der strömungsführenden Bauteile verbunden.

### Superkomponente

Als Superkomponenten werden in der Simulationsumgebung AMESim® zusammengefasste Teilmodelle bezeichnet. Dabei werden Gruppen von Einzel- oder Superkomponenten mit definierten Schnittstellen und Parametern in einer separaten Datei abgespeichert und einer bildhaften Darstellung (icon) zugeordnet. Der Benutzer wird so in die Lage versetzt, komplexe Teilmodelle miteinander zu vernetzen und diese dabei wie eine einfache Einzelkomponente zu behandeln.

### Verzögerungsbremmung

Eine Verzögerungsbremmung ist eine Bremsung mit dem Ziel, das Fahrzeug auf eine Zielgeschwindigkeit  $v_{\text{ziel}} > 0$  zu verzögern.

### Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die Zähigkeit von Flüssigkeiten. Man unterscheidet zwischen der *dynamischen* ( $\eta$ ) und der *kinematischen* ( $\nu$ ) Viskosität. Erstere ist definiert als der Proportionalitätsfaktor zwischen dem aufgrund innerer Reibung auftretenden Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Hauptströmungsrichtung des Fluides und der sich zwischen den Fluidschichten aufbauenden Schubspannung. Die kinematische Viskosität ergibt sich demgegenüber aus dem Verhältnis von dynamischer Viskosität und Dichte. Sie ist eine der Eingangsgrößen zur Berechnung der → Reynoldszahl. Bei Ölen ist die Viskosität vom Druck und sehr stark von der Temperatur abhängig.

### Volumenausnutzungsgrad

Als Volumenausnutzungsgrad wird das Verhältnis von effektiv austauschbarem Ölvolumen zum theoretischen (Nenn-)Volumen eines Hydrospeichers bezeichnet. Es nimmt in der Regel Werte  $< 1$  an, da ein vollständiger Transfer des Speicheröls vermieden werden muss, um ein Anschlagen der Membran oder des Kolbens an die Ein- bzw. Ausström-Öffnungen im Speicher zu verhindern.

### Zyklusfestigkeit

Die Zyklusfestigkeit charakterisiert die Fähigkeit von Energiespeichern, eine bestimmte Anzahl von Lade- und Entladevorgängen zu ertragen ohne signifikant an Speicherkapazität zu verlieren. Je größer die Anzahl kompletter Lade- und Entladevorgänge ist, bevor ein bestimmter unterer Grenzwert für die Speicherkapazität unterschritten wird, desto höher ist die Zyklusfestigkeit.



# LITERATURVERZEICHNIS

- [1] ABU-SHARKH, Suleiman ; DOERFFEL, Dennis: Rapid test and non-linear model characterisation of solid-state lithium-ion batteries. In: *Journal of Power Sources* 130 (2004), Nr. 1-2, S. 266 – 274. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2003.12.001>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2003.12.001. – ISSN 0378–7753
- [2] AKIYAMA, Satoru ; TSUTSUMI, Kazuo ; MATSUKI, Shinya: The development of low floor battery-driven LRV SWIMO. In: *Proceedings of the 8th World Congress on Railway Research*. Seoul, Korea : International Railway Research Board, Mai 2008
- [3] AKLI, Cossi R.: *Conception systématique d'une locomotive hybride*, Université de Toulouse, Institut National Polytechnique Toulouse, Dissertation, Juni 2008
- [4] AL-HALLAJ, Said ; SELMAN, J.R.: Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications. In: *Journal of Power Sources* (2002), S. 341–348
- [5] ALBRECHT, Thomas ; HANSEN, Ingo A. (Hrsg.) ; PACHL, Jörn (Hrsg.): *Railway Timetable & Traffic - Analysis, Modelling, Simulation*. 1. Auflage. Eurailpress, 2008. – S. 83-105
- [6] ALCICEK, G. ; GUALOUS, H. ; VENET, P. ; GALLAY, R. ; MIRAOUI, A.: Experimental study of temperature effect on ultracapacitor ageing. In: *European Conference on Power Electronics and Applications*, 2007, S. 1–7
- [7] ALSTOM: *Triebfahrzeugführerhandbuch LINT 41*. 2000
- [8] BARRERO, R. ; MIERLO, J. ; TACKOEN, X.: Energy savings in public transport. In: *Vehicular Technology Magazine, IEEE* 3 (2008), September, Nr. 3, S. 26 –36. <http://dx.doi.org/10.1109/MVT.2008.927485>. – DOI 10.1109/MVT.2008.927485. – ISSN 1556–6072
- [9] BAUER, Gerhard: *Ölhydraulik / mit 11 Tabellen und 50 Beispielen*. 7., vollst. neubearb. und erw. Aufl. Stuttgart : Teubner, 1998. – ISBN 3519101440
- [10] BAVENDIEK: Neue Methode zur Bestimmung der Verluste (Wirkungsgrade) an hydrostatischen Maschinen. In: *o+p »Ölhydraulik und Pneumatik«* 31 (1987), Nr. 11, S. 861–866
- [11] BEHMANN, Uwe: Kraftschlußausnutzung bei Nahverkehrstriebzügen. In: *Elektrische Bahnen (eb)* 92 (1994), Dezember, Nr. 12, S. 328–336
- [12] BEN AHMED, H ; MULTON, B. ; BERNARD, N ; KERZREHO, C.: Le stockage inertiel électromécanique. In: *La Revue 3E.I* 14 (2007), März, Nr. 48, 18-29. [http://www.hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/67/61/30/PDF/Stockage-inertiel\\_3EI\\_2007.pdf](http://www.hal.archives-ouvertes.fr/docs/00/67/61/30/PDF/Stockage-inertiel_3EI_2007.pdf)

- [13] BENDEL, Helmut: *Die elektrische Lokomotive - Aufbau, Funktion, Technik*. 2., bearbeitete und ergänzte Auflage. transpress-Verlag Berlin, 1994
- [14] BIERMANN, Jan W. ; SCHRAUT, Rolf: Schwungradspeicher als Antriebselement für Schienenfahrzeuge. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau*, 32 (1983), Nr. 1/2, S. 99–104
- [15] BOEHM, Daniel ; HOLLÄNDER, Claus ; LANDMANN, Thomas: Hybrid-Antriebe bei Raupenbaggern - Konzepte und Lösungen. In: GEIMER, Marcus (Hrsg.): *Tagungsband: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 3. Fachtagung des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie, 17. Februar 2011, Karlsruhe*, KIT Scientific Publishing, 2011 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik / Institut für Fahrzeugsystemtechnik 7). – S. 117-124, ISBN: 978-3-86644-599-4
- [16] BOSCH REXROTH AG - HYDRAULICS: *Axialkolben-Verstellpumpe A4VSO (RD 92050/04.09)*. RD 92050. An den Kelterwiesen 14, 72160 Horb a.N., 04 2009. [http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat\\_id=30050&remindCcat=on&search\\_action=submit&search\\_query=92050&MEDIA\\_TYPE=Datenblatt](http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp?publication=NET&ccat_id=30050&remindCcat=on&search_action=submit&search_query=92050&MEDIA_TYPE=Datenblatt)
- [17] BROUSSELY, M. ; BIENSAN, Ph. ; BONHOMME, F. ; BLANCHARD, Ph. ; HERREYRE, S. ; NECHEV, K. ; STANIEWICZ, R.J.: Main aging mechanisms in Li ion batteries. In: *Journal of Power Sources* 146 (2005), Nr. 1-2, S. 90–96. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2005.03.172>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2005.03.172. – ISSN 0378–7753. – Selected papers presented at the 12th International Meeting on Lithium Batteries
- [18] BROUSSELY, M ; HERREYRE, S ; BIENSAN, P ; KASZTEJNA, P ; NECHEV, K ; STANIEWICZ, R.J.: Aging mechanism in Li ion cells and calendar life predictions. In: *Journal of Power Sources* 97-98 (2001), Nr. 0, 13-21. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775301007224>. – ISSN 0378–7753. – Proceedings of the 10th International Meeting on Lithium Batteries
- [19] BURKE, A.F.: Batteries and Ultracapacitors for Electric, Hybrid, and Fuel Cell Vehicles. In: *Proceedings of the IEEE* 95 (2007), april, Nr. 4, S. 806–820. <http://dx.doi.org/10.1109/JPROC.2007.892490>. – DOI 10.1109/JPROC.2007.892490. – ISSN 0018–9219
- [20] BURKE, Andrew: Ultracapacitors: why, how, and where is the technology. In: *Journal of Power Sources* 91 (2000), Nr. 1, 37 - 50. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775300004857>. – ISSN 0378–7753
- [21] BURKE, Andrew ; MILLER, Marshal: Electrochemical Capacitors as Energy Storage in Hybrid-Electric Vehicles: Present Status and Future Prospects. In: *Proceedings of the EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Stavanger*, 2009, S. 1–11
- [22] BURKE, Andrew ; MILLER, Marshal: Performance Characteristics of Lithium-ion Batteries of Various Chemistries for Plug-in Hybrid Vehicles. In: *Proceedings of the EVS24 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium, Stavanger*, 2009, S. 1–13
- [23] CHEN, Min ; RINCON-MORA, G.A.: Accurate electrical battery model capable of predicting runtime and I-V performance. In: *Energy Conversion, IEEE Transactions on* 21 (2006), june, Nr. 2, S. 504 – 511. <http://dx.doi.org/10.1109/TEC.2006.874229>. – DOI 10.1109/TEC.2006.874229. – ISSN 0885–8969
- [24] CHENG, K. W E. ; DIVAKAR, B. P. ; WU, Hongjie ; DING, Kai ; HO, Ho F.: Battery-Management System (BMS) and SOC Development for Electrical Vehicles. In: *Vehicular Technology, IEEE Transactions on* 60 (2011), Nr. 1, S. 76–88. <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2010.2089647>. – DOI 10.1109/TVT.2010.2089647. – ISSN 0018–9545
- [25] CIRY, Bernard: Les locomotives hybrides d'Alstom. In: *Revue générale des chemins de fer* (2011), Januar, S. 56–57

- [26] CONWAY, B.E. ; PELL, W.G.: Double-layer and pseudocapacitance types of electrochemical capacitors and their applications to the development of hybrid devices. In: *Journal of Solid State Electrochemistry* 7 (2003), 637-644. <http://dx.doi.org/10.1007/s10008-003-0395-7>. – ISSN 1432–8488
- [27] COUSINEAU, R.: Development of a hybrid switcher locomotive the Railpower Green Goat. In: *Instrumentation Measurement Magazine, IEEE* 9 (2006), Februar, Nr. 1, S. 25 – 29. <http://dx.doi.org/10.1109/MIM.2006.1634954>. – DOI 10.1109/MIM.2006.1634954. – ISSN 1094–6969
- [28] DANGL, F. ; NEUDORFER, H.: Einfluss der umrichterbedingten Zusatzverluste auf das thermische Verhalten von Asynchronmaschinen für Traktionsantriebe. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 128 (2011), 151-160. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-011-0825-7>. – ISSN 0932–383X
- [29] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Bahnanwendungen - Streckenklassen zur Bewerksstelligung der Schnittstelle zwischen Lastgrenzen der Fahrzeuge und Infrastruktur (EN 15528)*. Juli 2009
- [30] DHAMEJA, Sandeep: *Electric Vehicle Battery Systems*. 1. Auflage. Newnes, 2002 <http://www.dbod.de/login?url=http://www.sciencedirect.com/science/book/9780750699167>. – ISBN 9780750699167
- [31] DISCHER, Andreas: *Prototyp zur hydrostatischen Energie-Rekuperation bei Dieseltriebwagen*, TU Dresden, Dissertation, 2010
- [32] DITTUS, Holger ; HÜLSEBUSCH, Dirk ; UNGETHÜM, Jörg: Reducing DMU fuel consumption by means of hybrid energy storage. In: *European Transport Research Review* 3 (2011), 149-159. <http://dx.doi.org/10.1007/s12544-011-0053-6>. – ISSN 1867–0717
- [33] DOUGAL, R.A. ; GAO, L. ; LIU, S.: Ultracapacitor model with automatic order selection and capacity scaling for dynamic system simulation. In: *Journal of Power Sources* 126 (2004), Nr. 1?2, 250 - 257. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775303009169>. – ISSN 0378–7753
- [34] DOUGLAS, H. ; PILLAY, P.: Sizing ultracapacitors for hybrid electric vehicles. In: *Industrial Electronics Society, 2005. IECON 2005. 31st Annual Conference of IEEE, 2005*, S. 6 ff.
- [35] DU, Lingling: Study on supercapacitor equivalent circuit model for power electronics applications. In: *Power Electronics and Intelligent Transportation System (PEITS), 2009 2nd International Conference on* Bd. 2, 2009, S. 51 –54
- [36] DUBE, Nils ; HÖRL, Franz ; KÖHLER, Thomas ; SEIFERT, Arno: Vermeidung von Dieselausgas-Emissionen - Herausforderungen und Lösungsansätze aus Sicht eines Betreibers. In: *ZEVrail* 134 (2010), März, Nr. 3, S. 76–85
- [37] DUEWAG/AEG/LHB: *Typ VT 628.4/VS 928.4 Daten*. 1992. – Fahrzeug-Datenblatt des Herstellerkonsortiums
- [38] EMADI, Ali (Hrsg.): *Handbook of automotive power electronics and motor drives*. CRC Press / Taylor & Francis Group, 2005
- [39] FEIHL, Johannes: *Die Diesellokomotive / Aufbau, Technik und Auslegung*. 2., bearb. und erg. Aufl. Stuttgart : Transpress-Verl., 2009. – ISBN 9783613713703
- [40] FILIPOVIČ, Žarko: *Elektrische Bahnen / Grundlagen, Triebfahrzeuge, Stromversorgung*. 4., überarb. Aufl. Berlin ; Heidelberg [u.a.] : Springer, 2005. – ISBN 3540213104
- [41] FINDEISEN, Dietmar: *Ölhydraulik - Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2006

- [42] FRANKE, R. ; MEYER, M. ; TERWIESCH, P.: Optimale Steuerung der Fahrweise von Zügen. In: *Automatisierungstechnik - at* 50 (2002), Nr. 12, 606–613. <http://dx.doi.org/10.1524/auto.2002.50.12.606>. – ISSN 0178–2312
- [43] FUJII, Taketo ; TERAYA, Nobutsugu ; OSAWA, Mitsuyuki: Development of an NE train. In: *JR East Technical Review* (2004), Nr. 4, S. 62–70
- [44] FURUTA, Ryosuke ; KAWASAKI, Junji ; KONDO, Keiichiro: Hybrid Traction Technologies with Energy Storage Devices for Nonelectrified Railway Lines. In: *IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering* 5 (2010), Nr. 3, 291-297. <http://dx.doi.org/10.1002/tee.20532>. – ISSN 1931–4981
- [45] GIRARD, Hervé: Hybrid Shunter Locomotive. In: *Proceedings of the 8th World Congress on Railway Research*. Soul, Korea : International Railway Research Board, Mai 2008. – [http://www.uic.org/cdrom/2008/11\\_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.1.pdf](http://www.uic.org/cdrom/2008/11_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.1.pdf) - abgerufen am 21.11.2012
- [46] GRANTHAM, Andrew: *Hybrid High Speed Train unveiled*. Online-Ausgabe der Railway Gazette International. <http://www.railwaygazette.com/news/single-view/view/hybrid-high-speed-train-unveiled.html>. Version:04. Mai 2007. – abgerufen am: 21.11.2012
- [47] GRANTHAM, Andrew: *Hybrid technology enters the real world*. Online-Ausgabe der Railway Gazette International. <http://www.railwaygazette.com/news/business/single-view/view/hybrid-technology-enters-the-real-world.html>. Version:01. Juli 2007. – abgerufen am: 21.11.2012
- [48] GRIESMEIER, Uwe ; BLATTNER, Stefan ; MITTELBERGER, Christian: Parallelhybrid mit automatisiertem Schaltgetriebe in einer Transporter-Anwendung. Systemarchitektur, Erfahrungen, Perspektiven. In: *VDI-Berichte 2030 »Innovative Fahrzeugantriebe 2008«*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2008. – ISSN ISBN 978–3–18–092030–6, S. 95–110
- [49] GUZZELLA, Lino ; SCIARRETTA, Antonio: *Vehicle propulsion systems / introduction to modeling and optimization ; ...30 tables*. 2. Auflage. Berlin ; Heidelberg [u.a.] : Springer, 2007. – ISBN 3540746919
- [50] HACKMANN, Wilhelm: *Systemvergleich unterschiedlicher Radnabenantriebe für den Schienenverkehr: Asynchronmaschine, permanenterregte Synchronmaschine, Transversalflussmaschine*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2003
- [51] HAUBROCK, André: *Degradationsuntersuchungen von Lithium-Ionen Batterien bei deren Einsatz in Elektro- und Hybridfahrzeugen*, Technische Universität Clausthal, Dissertation, Juni 2011
- [52] HENKEL, Georg: *Moderne Dieseltriebwagen für den Nah- und Regionalverkehr - Technik und Einsatzgebiete*, Berufsakademie Eisenach, TU Dresden, Studienarbeit, 2008. – (unveröffentlicht)
- [53] HILLMANSEN, S ; ROBERTS, C: Energy storage devices in hybrid railway vehicles: a kinematic analysis. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 221 (2007), Januar, Nr. 1, 135–143. <http://dx.doi.org/10.1243/09544097JRR99>
- [54] HO, TrietHung ; AHN, KyoungKwan: Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 24 (2010), Nr. 5, 1163-1175. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-010-0313-8>. – ISSN 1738–494X
- [55] HOFMANN, Lars ; LEOHOLD, Jürgen ; STEIGER, Wolfgang ; BÖHM, Tobias: twinDRIVE Ein Schritt in Richtung Elektromobilität. In: *VDI-Berichte 2030 »Innovative Fahrzeugantriebe 2008«* Bd. 2030. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2008. – ISSN ISBN 978–3–18–092030–6, S. 3–20
- [56] HOFMANN, Peter: *Hybridfahrzeuge*. 1. Auflage. Springer Verlag Wien New York, 2010



- [57] HONDIUS, Harry: Energierückgewinnung und Energiespeicher bei Straßenbahnen. In: *ÖPNV aktuell* (2011), Nr. Spezial 1/2011 - Nahverkehr auf der Schiene, S. 37–40
- [58] HORAK, Peter-Jürgen: Der neue Dieseltriebzug Baureihe 612. In: *Der Nahverkehr* (1996), September, Nr. 9, S. 69–73
- [59] HORN, Peter: Experimentelle Simulationsstudien zur energieoptimalen Zugsteuerung. In: *DET - Die Eisenbahntechnik* 21 (1973), Nr. 11, S. 517–519
- [60] HORN, Peter: Energieoptimale Fahrweisen und ein Verfahren zur energiesparenden Zuglaufmodifikation. In: *Schienefahrzeuge* (1976), Nr. 11, S. 388–390
- [61] HORN, Peter ; WINKLER, Axel: Zur energieoptimalen Zugsteuerung und Fahrplanmodifikation. In: *DET - Die Eisenbahntechnik* 26 (1978), Nr. 8, S. 324–328
- [62] HUSAIN, Iqbal: *Electric and Hybrid Vehicles - Design Fundamentals*. Bd. 2. Auflage. CRC Press / Taylor & Francis Group, 2011. – ISBN: 978-1-4398-1175-7
- [63] IHARA, H. ; KAKINUMA, H. ; SATO, I. ; INABA, T. ; ANADA, K. ; MORIMOTO, M. ; ODA, T. ; KOBAYASHI, S ; ONO, T. ; KARASAWA, R: Development of Motor-Assisted Hybrid Traction System. In: *Proceedings of the 8th World Congress on Railway Research*. Soul, Korea : International Railway Research Board, 2008. – [http://www.uic.org/cdrom/2008/11\\_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.4.pdf](http://www.uic.org/cdrom/2008/11_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.4.pdf) - abgerufen am 21.11.2012
- [64] INFINEON TECHNOLOGIES AG: *Dimensioning program IPOSIM for loss and thermal calculation of Infineon IGBT modules*. Max-Planck-Straße, D-59581 Warstein, 2008. [ftp://ftp.efo.ru/pub/efo-ftp/TMP/pub/power/IGBT/prog\\_raschet/IPOSIM6.pdf](ftp://ftp.efo.ru/pub/efo-ftp/TMP/pub/power/IGBT/prog_raschet/IPOSIM6.pdf). – Aufruf: 11.03.2013
- [65] IVANTYSYN, Jaroslav ; IVANTYSYNOVA, Monika: *Hydrostatische Pumpen und Motoren / Konstruktion und Berechnung*. 1. Aufl. Würzburg : Vogel, 1993. – ISBN 3802304977
- [66] JAPAN OVERSEAS ROLLING STOCK ASSOCIATION: *Japanese Railway Information No. 119*. <http://jorsa.or.jp/en/jri/>, März 2012
- [67] JEUNESSE, Alain: Plathée: la locomotive hybride de la SNCF. In: *Revue générale des chemins de fer* (2012), Avril (April), Nr. 4, S. 6–45
- [68] KEILAU, Eric: *Beitrag zur Analyse des Betriebsregimes dieselhydraulischer Triebwagen für den Nah- und Regionalverkehr*, TU Dresden, Großer Beleg, 2011. – unveröffentlicht
- [69] KELLY, K.J. ; MIHALIC, M. ; ZOLOT, M.: Battery usage and thermal performance of the Toyota Prius and Honda Insight during chassis dynamometer testing. In: *Battery Conference on Applications and Advances, 2002. The Seventeenth Annual*, 2002. – ISSN 1089–8182, S. 247–252
- [70] KERSCHL, Stefan ; HIPPE, Eberhard ; LEXEN, Gerald: Effizienter Hybridantrieb mit Ultracaps für Stadtbusse. In: *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2005, S. 1–17
- [71] KÜGLER, Hubert ; LORENZEN, Carsten: Netzinfrastruktur für NeiTech-Züge auf 3500 Streckenkilometern. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau* 51 (2002), März, Nr. 3, S. 127–139
- [72] KIZILEL, Riza ; SABBABH, Rami ; SELMAN, J. R. ; AL-HALLAJ, Said: An alternative cooling system to enhance the safety of Li-ion battery packs. In: *Journal of Power Sources* 194 (2009), Nr. 2, 1105 - 1112. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.06.074>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2009.06.074. – ISSN 0378–7753
- [73] KLIFKEN, Markus G.: *Hydrostatisch Regeneratives Bremssystem*. Vortrag auf dem 6. Braunschweiger Symposium »Hybridfahrzeuge und Energiemanagement«, Februar 2009
- [74] KORKMAZ, Feridun: *Hydrospeicher als Energiespeicher*. 1. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 1982

- [75] KOTTENHAHN, Volker: Der neue Dieseltriebzug VT 628.4/VS 928.4 der DB. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau* 43 (1994), Juni, Nr. 6, S. 361–368
- [76] KOWAL, Julia ; AVAROGLU, Esin ; CHAMEKH, Fahmi ; ŠENFELDS, Armands ; THIEN, Tjark ; WIJAYA, Dhanny ; SAUER, Dirk U.: Detailed analysis of the self-discharge of supercapacitors. In: *Journal of Power Sources* 196 (2011), Nr. 1, 573 - 579. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.12.028>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2009.12.028. – ISSN 0378–7753
- [77] KRAUSS, Michael: The Full Hybrid Powertrain for BMW ActiveHybrid X6. In: *7th Braunschweig Symposium Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management, Intelligente Transport- und Verkehrssysteme und -dienste Niedersachsen e.V.*, 2010, S. 193–210
- [78] KRAUS, Günther D. ; ROCKENFELT, Bernd R.: Einsparung von Traktionsenergie durch energiesparende Fahrweise bei S-Bahnen. In: *Elektrische Bahnen* 82 (1984), Nr. 6, S. 172–178
- [79] KÖTZ, R. ; DIETRICH, Ph. ; HAHN, M ; BÜCHI, F: Supercaps - Eigenschaften und Fahrzeuganwendungen. In: *Tagungsband 5. VDI-GET Fachtagung Brennstoffzelle*. Hamburg : VDI-Verlag, 2005 (VDI-Berichte/VDI-Tagungsbände Nr. 1874), S. 175–188
- [80] KÖTZ, R. ; HAHN, M. ; GALLAY, R.: Temperature behavior and impedance fundamentals of supercapacitors. In: *Journal of Power Sources* 154 (2006), Nr. 2, 550 - 555. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775305014266>. – ISSN 0378–7753
- [81] KÖTZ, R. ; RUCH, P.W. ; CERICOLA, D.: Aging and failure mode of electrochemical double layer capacitors during accelerated constant load tests. In: *Journal of Power Sources* 195 (2010), Nr. 3, 923 - 928. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.08.045>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2009.08.045. – ISSN 0378–7753
- [82] LACÔTE, François: Alstom - Future Trends in Railway Operation. In: *Japan Railway and Transport Review* 42 (2005), Dezember, 4-9. [http://www.jrtr.net/jrtr42/pdf/f04\\_lac.pdf](http://www.jrtr.net/jrtr42/pdf/f04_lac.pdf)
- [83] LARMINIE, James ; LOWRY, John: *Electric Vehicle Technology Explained*. 2. Auflage. John Wiley & Sons Ltd., 2012. – ISBN: 978-1-1199-4273-3
- [84] LEHMANN, Helmut: *Fahrdynamik der Zugfahrt / Theorie und Anwendung ; einschließlich einer Einführung in einige Aspekte der Fahrplankonstruktion und der Leistungsfähigkeit von Bahnanlagen*. 2., durchges., überarb. Aufl. Aachen : Shaker, 2006. – ISBN 3832243844
- [85] LEHMANN, Helmut: Energiesparende Fahrweise bei der Deutschen Bahn. In: *eb - Elektrische Bahnen* 105 (2007), Nr. 7, S. 397–402
- [86] LEHMANN, Ingo ; SCHMALZING, Claus-Oliver ; WERNER, Claus ; BOLD, Uwe: Hybrid-Powerpack für nachhaltigen und umweltfreundlichen Triebwagenantrieb. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau* 60 (2011), November, Nr. 11, S. 18–23
- [87] LESKA, Maik ; PRABEL, Robert ; RAUH, Andreas ; ASCHEMANN, Harald: Simulation and Optimization of the Longitudinal Dynamics of Parallel Hybrid Railway Vehicles. In: SCHNIEDER, Eckehard (Hrsg.) ; TARNAI, Geza (Hrsg.): *FORMS/FORMAT 2010*. Springer Berlin Heidelberg, 2011. – ISBN 978–3–642–14260–4, S. 155–164
- [88] LINDE-HYDRAULICS: *Optimale Leistung zählt. Produktkatalog Antriebstechnik*. Broschüre, 2010
- [89] LINDER, Ulrich: *Optimierung von Fahrweisen im spurgeführten Verkehr und deren Umsetzung*, TU-Berlin, Dissertation, 2004
- [90] LINZEN, D. ; BULLER, S. ; KARDEN, E. ; DE DONCKER, R.W.: Analysis and evaluation of charge balancing circuits on performance, reliability and lifetime of supercapacitor systems. In: *Industry Applications Conference, 2003. 38th IAS Annual Meeting. Conference Record of the Bd. 3, 2003*, S. 1589–1595

- [91] LOCOMOTIVE TECHNOLOGY TASKFORCE: Locomotive Vehicle/Technology Overview / AASHTO - American Association of State Highway and Transport Officials. Version: August 2011. [http://www.highspeed-rail.org/Documents/technology-vehicle\\_report-final-2011aug11.pdf](http://www.highspeed-rail.org/Documents/technology-vehicle_report-final-2011aug11.pdf). 2011. – Report. – abgerufen am: 21.11.2012
- [92] LU, S. ; MEEGAHAWATTE, D. H. ; GUO, S. ; HILLMANSEN, S. ; ROBERTS, C. ; GOODMAN, C. J.: Analysis of energy storage devices in hybrid railway vehicles. In: *International Conference on Railway Engineering - Challenges for Railway Transportation in Information Age, 2008. ICRE 2008.*, 2008. – ISSN 0537-9989, S. 1 –6
- [93] LUSTBADER, Jason: *Thermal evaluation of a High-Voltage Ultracapacitor Module for Vehicle Applications*. Präsentation - Advanced Capacitor World Summit, San Diego. <http://www.nrel.gov/vehiclesandfuels/energystorage/pdfs/43564.pdf>. Version: Juli 2008
- [94] LÖWENSTEIN, Lars ; WANGELIN, Frank von ; TEICHMANN, Martin ; HOFFMANN, Thilo ; JÖCKEL, Andreas: Syntegra - Antriebs-, Fahrwerk- und Bremstechnologie komplett integriert. In: *El - Der Eisenbahningenieur* 58 (2007), Mai, Nr. 5, S. 40–46
- [95] MAREI, M.I. ; SAMBORSKY, S. J. ; LAMBERT, S.B. ; SALAMA, M. M.A.: On the Characterization of Ultracapacitor Banks Used for HEVs. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, 2006, 1-6
- [96] MATSUO, Hiroshi ; OGIHARA, Takashi ; AIKIYO, Hitoshi ; YAMANAKA, Shigenobu: Characterization of Large Lithium Ion Battery and Its Application to Railcar. In: *Journal of Asian Electric Vehicles* 7 (2009), Dezember, Nr. 2, 1333-1336. [https://www.jstage.jst.go.jp/article/jaev/7/2/7\\_2\\_1333/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/jaev/7/2/7_2_1333/_article)
- [97] MEINERT, M.: New mobile energy storage system for rolling stock. In: *EPE '09. 13th European Conference on Power Electronics and Applications*, 2009, S. 1–10
- [98] MELZER, Michael: Entwicklung eines Modells zur Alterung von Doppelschichtkondensatoren. In: *eb - Elektrische Bahnen* 110 (2012), Mai, Nr. 5, S. 194–199
- [99] MESTHA, L.K. ; EVANS, P.D.: Analysis of on-state losses in PWM inverters. In: *Electric Power Applications, IEE Proceedings Part B* 136 (1989), July, Nr. 4, S. 189–195
- [100] MICHEL, Hartmut: Temperature and dynamics problems of ultracapacitors in stationary and mobile applications. In: *Journal of Power Sources* 154 (2006), Nr. 2, 556 - 560. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775305014205>. – ISSN 0378-7753
- [101] MICHEL, Manfred: *Leistungselektronik - Einführung in Schaltungen und deren Verhalten*. 3., aktual. u. erw. Auflage. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2003
- [102] MILLER, A.R. ; HESS, K.S. ; BARNES, D.L. ; ERICKSON, T.L.: System design of a large fuel cell hybrid locomotive. In: *Journal of Power Sources* 173 (2007), Nr. 2, 935 - 942. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775307015856>. – ISSN 0378-7753
- [103] MILLER, A.R. ; HESS, K.S. ; BARNES, D.L. ; ERICKSON, T.L.: Zero-Emission, Hydrogen-Fuelcell Locomotive for Urban Rail. In: *Proceedings of the 8th World Congress on Railway Research*. Seoul, Korea : International Railway Research Board, 2008. – [http://www.uic.org/cdrom/2008/11\\_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.3.pdf](http://www.uic.org/cdrom/2008/11_wcrr2008/pdf/R.2.2.3.3.pdf) - abgerufen 13.04.2012
- [104] MILLER, Arnold R. ; HESS, Kris S. ; ERICKSON, Timothy L. ; DIPPO, James L.: Fuelcell-Hybrid Shunt Locomotive: Largest Fuelcell Land Vehicle. In: *Railway Traction Systems (RTS 2010), IET Conference on*, 2010, 1 -5
- [105] MILLER, Arnold R. ; PETERS, John ; SMITH, Brian E. ; VELEV, Omourtag A.: Analysis of fuel cell hybrid locomotives. In: *Journal of Power Sources* 157 (2006), S. 855–861

- [106] MÜLLER, Patrick: The MINI E; a Further Step of the BMW AG towards Sustainable Individual Mobility. In: VERKEHR BRAUNSCHWEIG E.V., Gesamtzentrum für (Hrsg.): *Hybrid Vehicles and Energy Management*. Braunschweig : Intelligente Transport- und Verkehrssysteme und -systeme Niedersachsen e.V. (ITS), Februar 2009 (6th Symposium on Hybrid Vehicles and Energy Management), S. 288–299. – ISBN 978-3-937655-20-8
- [107] MOSKOWITZ, J.-P. ; COHUAU, J.-L.: STEEM: ALSTOM and RATP experience of supercapacitors in tramway operation. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE*, 2010, S. 1–5
- [108] NAUNHEIMER, Harald ; BERTSCHE, Bernd ; LECHNER, Gisbert: *Fahrzeuggetriebe / Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2., bearb. und erw. Aufl. Springer, 2007. – ISBN 3540306250
- [109] NELSON, Paul ; DEES, Dennis ; AMINE, Khalil ; HENRIKSEN, Gary: Modeling thermal management of lithium-ion {PNGV} batteries. In: *Journal of Power Sources* 110 (2002), Nr. 2, 349 - 356. [http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7753\(02\)00197-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7753(02)00197-0). – DOI 10.1016/S0378-7753(02)00197-0. – ISSN 0378-7753
- [110] NEUBAUER, M. ; NEUDORFER, H.: Simulation des Einsatzes neuer Technologien im Antriebsstrang eines dieselelektrischen Triebfahrzeuges. In: *Elektrotechnik und Informationstechnik* (2009), April, S. 19–26
- [111] NEUBAUER, M. ; NEUDORFER, H.: Permanentmagneterregte Generatoren und Motoren für den Einsatz in Traktionsantrieben. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 128 (2011), 60-67. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-011-0808-8>. – DOI 10.1007/s00502-011-0808-8. – ISSN 0932-383X
- [112] NEUDORFER, H. ; SCHMIDT, E. ; MÜLLNER, F.: Analytische Berechnung und messtechnischer Vergleich von Zusatzverlusten stromrichtergespeister Asynchron-Traktionsmaschinen. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 128 (2011), 142-150. <http://dx.doi.org/10.1007/s00502-011-0824-8>. – DOI 10.1007/s00502-011-0824-8. – ISSN 0932-383X
- [113] NICK, Manfred: Antriebsanlagen für Dieseltriebwagen. In: *El - Der Eisenbahningenieur* 45 (1994), Dezember, Nr. 12, S. 867–874
- [114] NICK, Manfred: Hybridantrieb mit Nutzung der Bremsarbeit bei Dieseltriebwagen. In: *El - Der Eisenbahningenieur* 53 (2002), September, Nr. 9, S. 76–87
- [115] N.N.: *Handbuch Dynamis*. Version 1.9. Ingenieurgesellschaft für Verkehrs- und Eisenbahnwesen (IVE) mbH, Lützerodestraße 10, 30161 Hannover, Oktober 2006
- [116] N.N.: *AMESim Reference Manual*. Rev 7. Leuven: LMS International NV, Mai 2007
- [117] N.N.: Battery hybrid trial ends. In: *Railway Gazette International* 164 (2008), Nr. 10, 763. <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=bth&AN=34843962&site=ehost-live>. – ISSN 03735346
- [118] N.N.: *BSD Kolbenspeicher-Spezifikation KAK/AK*. Version: Januar 2008. <http://www.boelenz-schaefer.de/de/download.htm>, Abruf: 06.08.2010. Produktbroschüre
- [119] N.N.: Alstom entwickelt neue Plattform für Rangierlokomotiven. In: *ZEVrail* 135 (2012), November-Dezember, Nr. 11-12, S. 478
- [120] N.N.: Deutsche Bahn und MTU stellen Hybridtriebzug vor. In: *ETR* 61 (2012), September, Nr. 9, S. 36–37
- [121] N.N.: DMUs to test regenerative braking. In: *Railway Gazette International* 168 (2012), Nr. 6, 46. <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=bth&AN=77049745&site=ehost-live>. – ISSN 03735346
- [122] N.N.: Hybrid-Rangierloks aus Russland. In: *El - Der Eisenbahningenieur* 43 (2012), Februar, Nr. 2, S. 59

- [123] N.N.: *Hybrid shunting locomotive offers 45% fuel saving*. Online-Ausgabe der Railway Gazette International. <http://www.railwaygazette.com/news/single-view/view/hybrid-shunting-locomotive-offers-45-fuel-saving.html>. Version: November 2012. – abgerufen am: 23.11.2012
- [124] N.N.: *JR East announces hybrid train fleet*. Online-Ausgabe der Railway Gazette International. <http://www.railwaygazette.com/news/single-view/view/jr-east-announces-hybrid-train-fleet.html>. Version: 19. Februar 2012. – abgerufen am: 22.11.2012
- [125] NOVALES, Margarita: Light Rail Systems Free of Overhead Wires. In: *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board* 2219 (2011), Jan., Nr. 1, 30-37. <http://dx.doi.org/10.3141/2219-04>. – DOI 10.3141/2219-04
- [126] NUSS, Joachim: *Untersuchung hybrider Antriebskonzepte für Triebwagen mit Dieselmotor im Nahverkehr*, RWTH Aachen, Dissertation, 1991
- [127] OFFER, Gregory J. ; YUFIT, Vladimir ; HOWEY, David A. ; WU, Billy ; BRANDON, Nigel P.: Module design and fault diagnosis in electric vehicle batteries. In: *Journal of Power Sources* 206 (2012), Nr. 0, 383 - 392. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2012.01.087>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2012.01.087. – ISSN 0378-7753
- [128] OGASA, M: Onboard storage in Japanese electrified lines. In: *14th International Power Electronics and Motion Control Conference (EPE/PEMC)*, 2010, S7-9 - S7-16
- [129] OGASA, Masamichi: Application of Energy Storage Technologies for Electric Railway Vehicles-Examples with Hybrid Electric Railway Vehicles. In: *IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering* 5 (2010), Nr. 3, 304-311. <http://dx.doi.org/10.1002/tee.20534>. – DOI 10.1002/tee.20534. – ISSN 1931-4981
- [130] OGAWA, T. ; KANNO, H. ; SOEDA, T. ; SUGIYAMA, Y.: Environmental evaluation of a diesel hybrid shunting locomotive. In: *Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion (ESARS), 2012*, 2012. – ISSN 2165-9400, S. 1-6
- [131] OMAR, Noshin ; DAOWD, Mohamed ; BOSSCHE, Peter van d. ; HEGAZY, Omar ; SMEKENS, Jelle ; COOSEMANS, Thierry ; MIERLO, Joeri v.: Rechargeable Energy Storage Systems for Plug-in Hybrid Electric Vehicles-Assessment of Electrical Characteristics. In: *Energies* 5 (2012), Nr. 8, 2952-2988. <http://www.mdpi.com/1996-1073/5/8/2952>. – ISSN 1996-1073
- [132] OZAWA, Hironori ; OGIHARA, Takashi: Running Test of Contactwire-less Tramcar Using Lithium Ion Battery. In: *IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering* 3 (2008), Nr. 3, 360-362. <http://dx.doi.org/10.1002/tee.20279>
- [133] OZAWA, Hironori ; OGIHARA, Takashi ; OOKAWA, Takashi ; OZAWA, Kazunori: Development and Characterization of Railcar Using Mn type of Lithium Ion Battery. In: *Electrochemistry* 76 (2008), Nr. 3, 184-186. [https://www.jstage.jst.go.jp/article/electrochemistry/76/3/76\\_3\\_184/\\_article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/electrochemistry/76/3/76_3_184/_article)
- [134] PALMEN, André ; MURRENHOF: Experimentelle Wirkungsgraduntersuchungen - Am Beispiel einer Axialkolbenpumpe. In: *o+p »Ölhydraulik und Pneumatik«* 51 (2007), Nr. 9, S. 2-7
- [135] PESARAN, Ahmad A.: Battery Thermal Management in EVs and HEVs: Issues and Solutions. In: *Advanced Automotive Battery Conference*. Las Vegas, Nevada : Advanced Automotive Batteries, Februar 2001
- [136] PESARAN, Ahmad A.: Battery thermal models for hybrid vehicle simulations. In: *Journal of Power Sources* 110 (2002), Nr. 2, 377 - 382. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775302002008>. – ISSN 0378-7753

- [137] PIPPERT, Horst: *Antriebstechnik / Strömungsmaschinen für Fahrzeuge ; Strömungswandler und Strömungskupplungen, Gasturbinen, Strömungsbremsen, Abgasturbolader*. Würzburg : Vogel-Verl., 1974. – ISBN 3802305272
- [138] POETSCH, Gero: Das System Energiesparende Fahrweise (ESF) bei der Deutschen Bahn AG. In: *ETG-Fachbericht 107* (2007), Oktober, S. 375–379. – Tagungsband
- [139] PONEDER, Gerhard: *Triebfahrzeuge bedienen, Richtlinie 493.0612Z01 - BR 612 - Bedienen lernen*. Februar 2008. – Arbeitsmappe für die Aus- und Fortbildung, Deutsche Bahn Regio AG
- [140] PROBST, Uwe: *Leistungselektronik für Bachelors / Grundlagen und praktische Anwendungen*. Leipzig ; München : Fachbuchverl. Leipzig im Hanser Verl., 2008. – ISBN 9783446407848
- [141] PROSKE, Jens: AC contra DC - Neue Traktionsmotoren für modernisierte Tatra-Fahrzeuge. In: *Railvolution 5* (2005), November, Nr. 6
- [142] PROSKE, Jens: Innovative Fahrmotoren-Baureihe für Niederflurfahrzeuge. In: *Railvolution 5* (2005), Mai, Nr. 3
- [143] READ, M. G. ; GRIFFITHS, C ; SMITH, R. A.: The effect of driving strategy on hybrid regional diesel trains. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 224* (2010), S. 1–9. <http://dx.doi.org/10.1243/09544097JRRT374>. – DOI 10.1243/09544097JRRT374
- [144] REMMELE: Hohe Anfahrbeschleunigung - geringer Energieverbrauch. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau* (1956), März, S. 127
- [145] RIEGGER, Peter ; LEHMANN, Ingo ; WERNER, Claus ; KOHL, Thomas: Alternative Antriebskonzepte für Diesel-Triebwagen unter Verwendung eines Hybrid-PowerPacks und Nachweis der technischen Alltagstauglichkeit. In: *Tagungsband 11. Internationale Schienenfahrzeugtagung Rad-Schiene, Dresden*, DVV Media Group GmbH / Eurailpress, 2011, S. 50–52
- [146] ROSENKRANZ, C. ; KOEHLER, U. ; LISKA, J.-L.: Modern Battery Systems for Plug In Hybrid Vehicles. In: *23rd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS-23)*. Anaheim : Curran Associates, Inc, Dezember 2007
- [147] ROTTHÄUSER, Siegfried: *Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher*, RWTH Aachen, Dissertation, 1993
- [148] RUPPRECHT, Karl-Rudolf: *HYDROSPEICHER - Experimentelle und analytische Untersuchungen zur Energiespeicherung*, RWTH Aachen, Dissertation, 1988
- [149] SABBAH, Rami ; KIZILEL, R. ; SELMAN, J.R. ; AL-HALLAJ, S.: Active (air-cooled) vs. passive (phase change material) thermal management of high power lithium-ion packs: Limitation of temperature rise and uniformity of temperature distribution. In: *Journal of Power Sources 182* (2008), Nr. 2, 630 - 638. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2008.03.082>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2008.03.082. – ISSN 0378–7753
- [150] SAMESHIMA, Hoiroschi ; OGASA, Masamichi ; YAMAMOTO, Takamitsu: On-board Characteristics of Rechargeable Lithium Ion Batteries for Improving Energy Regenerative Efficiency. In: *Quarterly Report of the Railway Technical Research Institute 45* (2004), Mai, Nr. 2, S. 45–52
- [151] SANFTLEBEN, D. ; SONNTAG, H. ; WEBER, K.: Verfahren Energiesparende Fahrweise - ESF. In: *ETR - Eisenbahntechnische Rundschau 50* (2001), Nr. 9, S. 510–517. – ISSN 0013–2845
- [152] SARRE, Guy ; BLANCHARD, Philippe ; BROUSSELY, Michel: Aging of lithium-ion batteries. In: *Journal of Power Sources 127* (2004), Nr. 1-2, 65-71. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2003.09.008>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2003.09.008. – ISSN 0378–7753

- [153] SCHELP, Nils: *Auslegung einer Zweikraftlok mit Mittelführerhaus*, TU Dresden, Diplomarbeit, November 2010. – unveröffentlicht
- [154] SCHIFFER, Julia ; LINZEN, Dirk ; SAUER, Dirk U.: Heat generation in double layer capacitors. In: *Journal of Power Sources* 160 (2006), Nr. 1, 765 - 772. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775306000462>. – ISSN 0378-7753
- [155] SCHIMKE, Robert: *Optimierung des Betriebsverhaltens und der Konfiguration von diesel-elektrischen Lokomotiven*. Fakultät für Verkehrswissenschaften Friedrich List; TU Dresden, Dissertation, 2012
- [156] SCHLÖSSER, W.M.J.: Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. In: *Ölhydraulik und Pneumatik* 12 (1968), Nr. 10, S. 415–420
- [157] SCHMIDT, Günther ; TORRES-PERAZA, Mario: Energieoptimale Fahrprogramme für Schienenfahrzeuge - Eine Behandlung des Problems mit Hilfe der modernen Optimierungstheorie. In: *ZEV Rail - Glasers Annalen* 93 (1969), September, Nr. 9, S. 265–270
- [158] SCHMITZ, Martin: *Vossloh Kiepe Super Caps in Trolleybussen*. Präsentation auf der 22nd Swiss Trolleybus Convention 2006, Genf, August 2006
- [159] SCHNABEL, Heinz: Wirtschaftliche Fahrweise des Triebfahrzeugführers. In: *Schienenfahrzeuge* 20 (1976), Oktober, Nr. 10, S. 339–341
- [160] SCHNABEL, Heinz: Energieoptimale Fahrweise und ihre Realisierung im praktischen Zugförderdienst. In: *Schienenfahrzeuge* 23 (1979), März, Nr. 3, S. 111–114
- [161] SCHNABEL, Heinz: Zusammenhänge zwischen Fahrtechnik und Energieverbrauch. In: *Schienenfahrzeuge* 26 (1982), Februar, Nr. 2, S. 57–59
- [162] SCHÖNING, Jürg: *Aktuelle Projekte, Entwicklungen, Konzepte - Aktuelle Entwicklungen in der Traktionstechnik*. Präsentation auf der Fachtagung Zahnradbahnen, Brig, Mai 2010
- [163] SEKIJIMA, Y. ; KUDO, Y. ; INUI, M. ; MONDEN ; TODA, S. ; AOYAMA, I.: Development of Energy Storage System for DC Electric Rolling Stock applying Electric Double Layer capacitor. In: *Proceedings of the World Congress on Railway Research*. Montréal : International Railway Research Board, 2006. – <http://www.uic.org/cdrom/2006/wcrr2006/pdf/307.pdf> - letzter Abruf: 05.11.2013
- [164] SEN, C. ; KAR, N.C.: Battery pack modeling for the analysis of battery management system of a hybrid electric vehicle. In: *Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009. VPPC '09. IEEE*, 2009, S. 207–212
- [165] SÖFFKER, Carsten: Einsatz eines Rotationsenergiespeichers in einem diesel-elektrischen Triebzug. In: *Konstruktion / Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe* 57 (2005), Nr. 5, S. 28–30
- [166] SÖFFKER, Carsten: *Konzeption und Erprobung eines Schwungradspeichers in einem diesel-elektrischen Triebzug*, Universität Clausthal, Dissertation, 2006. – Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 616
- [167] SÖFFKER, Carsten ; TUTZAUER, René: Bahn-Antriebstechnik für sensible Streckenabschnitte und zur Energierückgewinnung. In: *Elektrische Bahnen (eb)* 105 (2007), Juli, Nr. 7, S. 403–411
- [168] SHIRAKI, N. ; SATOU, H. ; ARAI, S.: A hybrid system for diesel railcar series Ki-Ha E200. In: *International Power Electronics Conference (IPEC), 2010*, 2010, S. 2853 –2858
- [169] SKODA-ELECTRIC: *Traction Motors*. Broschüre, 2007
- [170] SOEDA, Tadashi: Type HD300 Hybrid Shunting Locomotive. In: *Japanese Railway Engineering* 52 (2012), Juli, Nr. 176, S. 1–4

- [171] STEGLICH, Uwe: *Abgasenergie­rückgewinnung bei dieselhydraulischen Triebwagen mittels eines Dampfkreisprozesses*, TU Dresden, Dissertation, (unver­öffent­licht)
- [172] STEINER, Michael ; SCHOLTEN, Johannes ; POISS, Helmut: Energiespeicher in Schienenfahr­zeugen. In: *ZEV Rail - Glasers Annalen* 128 (2004), Juni (Tagungsband Grazer Schienenfahr­zeugtagung), Nr. 6, S. 244–249
- [173] STRIEBELS, Bernd ; PHILIPP, Kai ; RIELING, Jörg: The Drivetrain of the Touareg Hybrid. In: *7th Braunschweig Symposium Hybrid Vehicles, Electric Vehicles and Energy Management, Intelligente Transport- und Verkehrssysteme und -dienste Niedersachsen e.V.*, 2010, S. 222–236
- [174] STUART, T.A. ; HANDE, A.: HEV battery heating using AC currents. In: *Journal of Power Sources* 129 (2004), Nr. 2, 368 - 378. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2003.10.014>. – DOI 10.1016/j.jpowsour.2003.10.014. – ISSN 0378–7753
- [175] TAHERI, Peyman ; HSIEH, Scott ; BAHRAMI, Majid: Investigating electrical contact resistan­ce losses in lithium-ion battery assemblies for hybrid and electric vehicles. In: *Journal of Power Sources* 196 (2011), Nr. 15, 6525 - 6533. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775311006719>. – ISSN 0378–7753
- [176] THIEBES, Phillip ; GEIMER, Marcus: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. In: *O+P Zeitschrift für Fluidtechnik* 51 (2007), Nr. 11-12, S. 630–635
- [177] TIECHENG, Wang ; PING, Zheng ; QIANFAN, Zhang ; SHUKANG, Cheng: Design Charac­teristics of the Induction Motor Used for Hybrid Electric Vehicle. In: *IEEE Trans. Magn.* 41 (2005), Januar, Nr. 1, S. 505–508
- [178] TÖPLER, Felix ; BIERMANN, Jan-Welm ; LANGHAMMER, Sebastian ; KUBE, Roland: Hybrid operating strategies with electronic horizon - a cooperative project of Daimler AG, Volks­wagen AG and ika. In: VERKEHR BRAUNSCHWEIG E.V., Gesamtzentrum für (Hrsg.): *Hybrid Vehicles and Energy Management*. Braunschweig : Intelligente Transport- und Verkehrs­systeme und -systeme Niedersachsen e.V. (ITS), Februar 2009 (6th Symposium on Hybrid Vehicles and Energy Management), S. 314–333. – ISBN 978-3-937655-20-8
- [179] VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmoto­ren*. 4., aktualisierte und erweiterte Auflage. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachver­lage GmbH, Wiesbaden, 2007
- [180] VAN MIERLO, Joeri ; VAN DEN BOSSCHE, Peter ; MAGGETTO, Gaston: Models of ener­gy sources for EV and HEV: fuel cells, batteries, ultracapacitors, flywheels and engine-­generators. In: *Journal of Power Sources* 128 (2004), Nr. 1, 76 - 89. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775303009753>. – ISSN 0378–7753
- [181] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI-Wärmeatlas*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006 <http://ebooks.ub.uni-muenchen.de/16618/>
- [182] VETTER, J. ; NOVÁK, P. ; WAGNER, M.R. ; VEIT, C. ; MÖLLER, K.-C. ; BESENHARD, J.O. ; WINTER, M. ; WOHLFAHRT-MEHRENS, M. ; VOGLER, C. ; HAMMOUCHE, A.: Ageing me­chanisms in lithium-ion batteries. In: *Journal of Power Sources* 147 (2005), Nr. 1-2, 269 - 281. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378775305000832>. – IS- SN 0378–7753
- [183] VOITH TURBO GMBH & Co. KG: *Turbogetriebe T 312 bre*. Produktbroschüre, 2000
- [184] VOSSLOH-KIEPE GMBH: *Onlinepräsenz mit Referenzliste für Trolleybusse und deren elek- trische Ausrüstung*. <http://www.vossloh-kiepe.com/Hybridbusse/vkproduktordner.2008-06-15.5305035969/vkproduktordner.2008-05-14.2954039772>. – letzter Abruf: 13.04.2013



- [185] WEINHARDT, M.: Erkenntnisse und Maßnahmen zur Hochausnutzung des Kraftschlusses auf modernen Triebfahrzeugen. In: *Archiv fuer Eisenbahntechnik (AET)* (1988), Nr. 42, S. 119–144
- [186] WEN, Q. ; S., Kingsley ; SMITH, R.A.: Energy simulation of hybrid inter-city trains. In: *Proceedings of the Institution of Civil Engineers* Bd. 160, 2007 (Energy 3), 123-131. – ISSN: 1751-4223
- [187] WENDE, Dietrich: Berechnung der Zugkraftcharakteristik einer Diesellokomotive mit einem Wandler-Strömungsgetriebe. In: *DET - Deutsche Eisenbahntechnik* 11 (1963), Juli, Nr. 7, S. 305–306
- [188] WENDE, Dietrich: Energiesparende Eisenbahnzugförderung. In: *DET - Die Eisenbahntechnik* 30 (1982), Dezember, Nr. 12, S. 591–593
- [189] WENDE, Dietrich: *Fahrdynamik des Schienenverkehrs / mit 83 Tabellen und 83 Berechnungsbeispielen*. 1. Aufl. Stuttgart ; Leipzig ; Wiesbaden : Teubner, 2003. – ISBN 3519004194
- [190] WILL, Dieter [. ; NOLLAU, Reiner: *Hydraulik / Grundlagen, Komponenten, Schaltungen ; mit 49 Tab. 3.*, neu bearb. u. erg. Aufl. Springer, 2007. – ISBN 3540343229
- [191] WITTHUHN, Martin: Schwungradspeicher in Dieseltriebfahrzeugen. In: *Elektrische Bahnen (eb)* 100 (2002), März, Nr. 3, S. 110–113
- [192] YAMAMOTO, Takamitsu ; HASEWAGA, Hitoshi ; FURUYA, Takemasa ; OGAWA, Kenichi: Energy Efficiency Evaluation of Fuel Cells and Battery Hybrid Railway Test Vehicles. In: *Quarterly Report of the Railway Technical Research Institute* 51 (2010), August, Nr. 3, S. 115–121
- [193] ZERAOULIA, Mounir ; EL HACHEMI BENBOUZID, Mohamed ; DIALLO, Demba: Electric Motor Drive Selection Issues for HEV Propulsion Systems: A Comparative Study. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 55 (2006), November, Nr. 6, S. 1756–1764



# **A ANHANG**

## A.1 AUSWAHL DIESELHYDRAULISCHER TRIEBWAGEN

Tabelle A.1: Technische Daten ausgewählter europäischer dieselhydraulischer Triebwagen mit **Höchstgeschwindigkeiten bis 120 km/h**

<b>Baureihe Betreiber</b>	<b>628 DB AG</b>	<b>854 ČD</b>	<b>952 RENFE/CP</b>
Baujahr(e)	1986-1996	1968-1971	1981-1984
Modernisierung	-	1997-2006	1994-1996
beschaffte Stückzahl	459	50	70
Fahrzeugteile	2	1	3
Antriebsanlagen	1	1	4
Traktionsleistung	485 kW	588 kW	4x210 kW
Radsatzfolge	2'B'+2'2'	B'2'	k.A.
Höchstgeschwindigkeit	120 km/h	120 km/h	120 km/h
Eigenmasse	69,9 t	50,3 t	130,4 t
ähnliche Baureihen	-	842 (ČD)	-

Tabelle A.2: Technische Daten ausgewählter europäischer dieselhydraulischer Triebwagen mit **Höchstgeschwindigkeiten bis 160 km/h**

<b>Baureihe Betreiber</b>	<b>612 DB AG</b>	<b>X 73500 SNCF</b>	<b>861 ZSSK</b>
Baujahr(e)	1998-2003	1999-2004	2011-(2012)
Modernisierung	-	-	-
beschaffte Stückzahl	192	318	12
Fahrzeugteile	2	1	3
Antriebsanlagen	2	2	2
Traktionsleistung	2x559 kW	2x257 kW	2x588 kW
Radsatzfolge	2'B'+B'2'	(1A)'(A1)'	B'2'2'B'
Höchstgeschwindigkeit	160 km/h	140 km/h	140 km/h
Eigenmasse	98 t	48,7 t	120 t
ähnliche Baureihen	611 (DB AG)	641 (DB AG)	-

(Quellen: [52], de.wikipedia.org)

### **Betreiber:**

ČD	České Dráhy, a.s.	Tschechische Bahngesellschaft
CP	Comboios de Portugal	Portugiesische Bahngesellschaft
DB AG	Deutsche Bahn AG	
RENFE	Red Nacional de los Ferrocarriles Españoles	Spanische Bahngesellschaft
SNCF	Société nationale des chemins de fer français	Französische Bahngesellschaft
ZSSK	Železničná spoločnosť Slovensko, a.s.	Slowakische Bahngesellschaft



(a) Zweiteiliger Triebwagen Baureihe 628 der Deutschen Bahn AG



(b) Triebwagen Baureihe 854 der ČD (Tschechische Staatsbahn)



(c) Dreiteiliger Triebwagen Baureihe 592 der RENFE/CP (Spanische bzw. Portugiesische Staatsbahn)



(d) Zweiteiliger Triebwagen Baureihe 612 der Deutschen Bahn AG



(e) Triebwagen Baureihe X 73500 der SNCF (Französische Staatsbahn)



(f) Dreiteiliger Triebwagen Baureihe 861 der ZSSK (Slowakische Eisenbahngesellschaft)

Abbildung A.1: Dieselhydraulische Triebwagen verschiedener europäischer Eisenbahnverkehrsunternehmen



## A.3 BETRIEBSREGIME BR 612 AUF AUSGEWÄHLTEN STRECKEN-ABSCHNITTEN

Die folgende Abbildung zeigt die zeitlichen Anteile diverser Betriebszustände an der Gesamtfahrzeit für die Fahrt von Triebwagen der Baureihe 612 im Regelbetrieb als Regionalexpress auf Teilstrecken der Linie Dresden-Görlitz. Die Fahrstufen werden von der Getriebesteuerung aus den stufenlosen Vorgaben des Fahrschalters klassiert. Sie können als Maß für die vom Dieselmotor geforderte Leistung betrachtet werden. Neben verschiedenen Fahr- und Bremsstufen sind auch „transiente“ Vorgänge enthalten. Diese umfassen Zeiten, in denen ein Übergang zwischen den Betriebszuständen stattfindet.

Neben einer ausgeprägten Abhängigkeit des Betriebsregimes von den Teilstrecken und deren Neigungs- und Geschwindigkeitsprofil ist auch ein Einfluss von Triebfahrzeugführer bzw. Fahrplanlage erkennbar (variierendes Betriebsregime für gleichen Teilabschnitt).

Es wird deutlich, dass im Dresdner Stadtgebiet (Dresden Hbf - Dresden Mitte - Dresden-Neustadt) und auf Abschnitten mit ausgeprägten Gefälleabschnitten (Bischofswerda-Bautzen) ein hoher Anteil geringer Teillasten charakteristisch ist und die maximale Dieselmotorleistung fallweise überhaupt nicht abgerufen wird. Demgegenüber weisen Abschnitte mit hohem Steigungsanteil

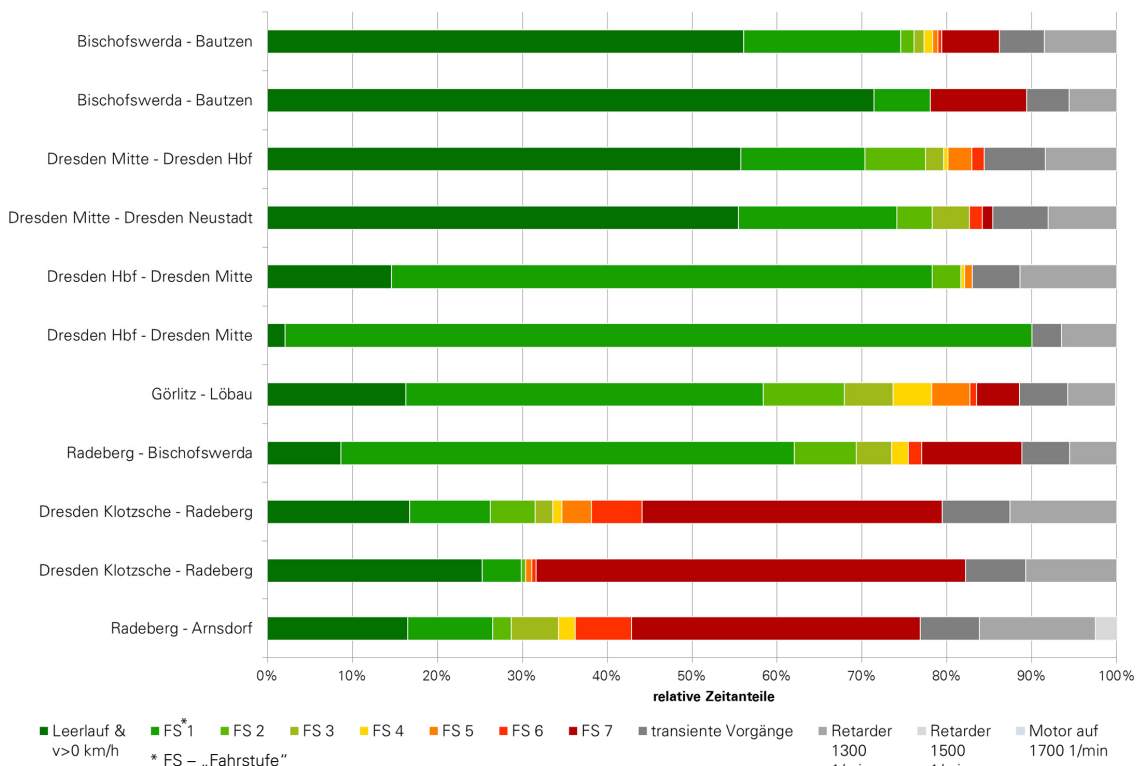


Abbildung A.2: Anteile verschiedener Fahrzustände an der Gesamtfahrzeit (Datenbasis: Aufzeichnung von in der Getriebesteuerung erfasster Daten während realer Fahrten [68])



## A.4 AUSGEFÜHRTE HYBRID-TRIEBWAGEN



(a) ALSTOM Coradia LIREX Experimental



(b) New Energy Train der Ost-Japanischen Eisenbahngesellschaft (Foto: D.A.J.Fossett)



(c) HB-E300 Hybrid-Doppeltriebwagen der Ost-Japanischen Eisenbahngesellschaft (Foto: Uenokami)



(d) BR 642 mit MTU Hybrid-PowerPack

Abbildung A.3: Beispiele ausgeführter Hybridtriebwagen



Tabelle A.3: Technische Daten ausgewählter Hybridtriebwagen

Bezeichnung	NE Train	KiHa E200	HB-E300	InnoTechTrain	V-train 2	LIREX Experimental	BR 642 Hybrid
Betreiber	JR East	JR East	JR East	JR Hokkaido	Network Rail	DB AG	DB AG
Status	ET	SF	SF	ET	ET	ET	ET
Hybridart	seriell	seriell	seriell	parallel	seriell	seriell	parallel
Fahrzeugmasse [t]	k.A.	40	163,1	34,2	k.A.	149	ca. 70
Radsatzanordnung	2'Bo'	2'Bo'	2'Bo'+Bo'2'	2'B'	Bo'Bo'+2'2'	A'1'AA'+AA'1'A'	B'(2)B'
Dieselmotorleistung [kW]	331	331	2x331	243	1678	1352	2x315
Speichertyp	LIB	LIB	LIB	LIB	LIB	SMS	LIB
Speichermasse [t]	k.A.	ca. 0,2	ca. 2x0,2	k.A.	ca. 1,0	0,4	k.A.
Speicherenergieinhalt [kWh]	10	15,2	2x15,2	7,5	48	2x2	k.A.
Literaturverweis	[43, 44]	[44, 168]	[66]	[44, 63]	[46, 47]	[166]	[86, 145]

**ET** - Erprobungsträger, **SF** - Serienfahrzeug

**LIB** - Lithium-Ionen Batterie, **SMS** - Schwungmassenspeicher

## A.5 AUSGEFÜHRTE HYBRID-LOKOMOTIVEN



Abbildung A.4: Hybrid-Rangierlok BR 203H von ALSTOM

**BR 203H (ALSTOM)** In Deutschland trieb die Firma ALSTOM die Entwicklung hybrider Rangierlokomotiven voran. Dazu wurden ausgemusterte dieselhydraulische Lokomotiven der V100-Familie der Deutschen Reichsbahn einem umfassenden Umbau unterzogen und erstmalig auf der Messe InnoTrans 2006 der Öffentlichkeit präsentiert. Der ursprüngliche Dieselmotor sowie das Strömungsgetriebe wurden entfernt und durch ein Diesel-Generator-Aggregat ersetzt, das Energie in einen Zwischenkreis einspeist, aus dem sowohl die zwei Drehstrom-Asynchron-Traktionsmotoren (1 Motor pro Drehgestell) als auch die Neben- und Hilfsbetriebe versorgt werden. Zusätzlich wird eine große Nickel-Cadmium-Batterie in den Zwischenkreis eingebunden, die sowohl durch das Dieselgenerator-Aggregat als auch durch die während der Bremsungen generatorisch wirkenden Traktionsmaschinen aufgeladen werden kann. Im Traktionsbetrieb kann die Batterie einerseits unterstützend wirken und damit die Traktionsleistung maximieren oder andererseits als alleinige Energiequelle dienen und somit einen lokal emissionsfreien Betrieb ermöglichen.

Das Demonstratorfahrzeug wurde mittlerweile bei verschiedenen Eisenbahnverkehrsunternehmen im praktischen Einsatz getestet und dabei konnten Kraftstoffeinsparungen von 30 % im Vergleich zu modernen diesel-elektrischen Rangierlokomotiven erreicht werden [45]. Die positiven Erfahrungen führten zum Bau vierer weiterer baugleicher Hybridlokomotiven, die von der Mitteldeutschen Eisenbahngesellschaft (MEG) angemietet wurden [25].

Die Erfahrungen mit der BR 203H flossen bei Alstom auch in die Entwicklung einer neuen Lokomotiv-Generation ein. So wird auch eine zukünftig angebotene 3-achsige Rangierlok als Hybrid-Variante angeboten werden [119].



Abbildung A.5: Hybrid-Rangierlok Railpower GG-20B („GreenGoat“) der Union Pacific (Foto: Bryan Flint, Quelle: wikipedia.org)



Abbildung A.6: Versuchsträger Baureihe BB 63413 „Plathée“ der SNCF (Foto: Aliesperet, Quelle: wikipedia.org)

**HD300 der Japan Freight Railway Company** Im März 2010 produzierte die Güterverkehrssparte der Japanischen Eisenbahn (Japan Freight Railway Company) eine Hybrid-Rangierlokomotive für den Betriebsdienst auf dem Tokyoter Güterbahnhof [66]. Sie verfügt über einen Dieselmotor mit einer Leistung von 242 kW und eine Lithium-Ionen-Batterie mit einem Nenn-Energieinhalt von 67,4 kWh. Darüber hinaus erfolgt der Antrieb über Permanent-Magnet-Synchronmaschinen, die hinsichtlich ihrer Energieeffizienz den Drehstrom-Asynchronmaschinen überlegen sind [170]. Die Traktionsbatterie wird über einen großen Ladehub ausgenutzt und ist so ausgelegt, dass auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen ein sicherer Betrieb möglich ist. Die Betriebsstrategie sieht einen rein elektrischen Betrieb vor, solange der Ladezustand der Batterie hoch ist. Bei Unterschreitung eines Grenz-Ladezustandes wird das Diesel-Generator-Aggregat zugeschaltet und mit konstanter Leistung bei optimalem Wirkungsgrad betrieben, um die Traktionsbatterie wieder aufzuladen [170].

Bei Versuchen auf dem Tokyoter Güterbahnhof wurde bei Rangierarbeiten mit Containerzügen, deren Masse im Durchschnitt 700 t betrug, eine Kraftstoffeinsparung von 36 % sowie eine Reduzierung von NO<sub>x</sub>-Emissionen von 61 % im Vergleich zu den herkömmlichen diesel-elektrischen Rangierloks erzielt [170].

**PLATHEE-Projekt der SNCF** Das Akronym PLATHEE steht sinngemäß für „Plattform für hybride, energiesparende und umweltfreundliche Züge.“ Bei dem so bezeichneten Projekt handelt es sich um eine staatlich geförderte Kooperation der französischen Eisenbahngesellschaft SNCF mit verschiedenen Unternehmen, Forschungseinrichtungen und Hochschulen. Ziel des Projektes war es, die verschiedenen technischen Möglichkeiten zur Hybridisierung zu analysieren und zu bewerten um anschließend einen Erprobungsträger in Form einer Rangierlok abzuleiten, die aus dem Umbau eines Bestandsfahrzeuges der Baureihe BB 36000 entanden ist [3, 67] (siehe Abbildung A.6).

Von dem bestehenden Fahrzeug wurden lediglich die Drehgestelle (bemerkenswerterweise inklusive der Gleichstromfahrmotoren), Fahrzeugrahmen, Führerhaus und Hauben übernommen, die gesamte Antriebs- und Steuerungsausrüstung sind jedoch gegen ein streng modular aufgebautes Komponentensystem ersetzt worden. Dieses enthält eine Dieselmotor-Generator-Einheit mit im Vergleich zum Ursprungsfahrzeug stark reduzierter Leistung (236 statt 607 kW), 2 Module mit Doppelschichtkondensatoren (7,2 kWh) sowie eine Traktionsbatterie aus Ni-Cd-Zellen (216 kWh). Außerdem wurde das Fahrzeug für den Einbau von Brennstoffzellen vorbereitet, die jedoch vorerst (Stand: 2012) nur auf dem Prüfstand getestet wurden.

Durch die Modularisierung wurde eine leichte Austauschbarkeit gewährleistet sowie die Voraussetzung geschaffen, die einzelnen Komponenten für sich im Betrieb untersuchen zu können. Das Fahrzeug wurde im Jahre 2009 fertiggestellt und dann auf verschiedenen Streckenabschnitten getestet und mit einem konventionellen Schwesterfahrzeug verglichen [67]. Für Lastspiele, die sich an Streckenfahrten im leichten bis mittelschweren Güterverkehr orientierten, wurde dabei eine Kraftstoffersparnis im Bereich von 20 % nachgewiesen.

**Weitere Hybrid-Rangierlok-Projekte** Unter dem Namen „Green Goat“ wurde im Jahre 2001 der Prototyp einer Hybrid-Rangierlok für den **(nord)amerikanischen** Markt gebaut [27, 91]. Dabei handelt es sich um ein umgebautes Altfahrzeug mit diesel-elektrischem Antrieb, dessen herkömmlicher Antriebsstrang durch ein Diesel-Generator-Aggregat vergleichsweise geringer Leistung und einen großen elektrochemischen Energiespeicher (geschlossene Blei-Säure-Batterien) ersetzt wurde. Die Batterien konnten nur durch den Dieselmotor aufgeladen werden, auf die Funktion einer regenerativen elektrischen Bremse wurde mangels der Schnellladefähigkeit des eingesetzten Energiespeichers verzichtet. Nach dem Muster des Prototyps wurden in den folgenden Jahren eine Reihe weiterer Lokomotiven umgebaut.

Im Jahre 2011 haben die beiden **russischen** Hersteller Sinara und Polyet jeweils eine neu entwickelte Hybrid-Rangierlok vorgestellt [122]. Erstgenannter Hersteller entwickelte eine als TEM9H bezeichnete Lokomotive, die neben einem mittelgroßen Dieselmotor (630 kW) auch über einen kombinierten elektrischen Energiespeicher aus Lithium-Ionen-Batterien und Doppelschichtkondensatoren verfügt. Der Loktyp ist für einen Einsatz im gesamten europäischen Raum konzipiert

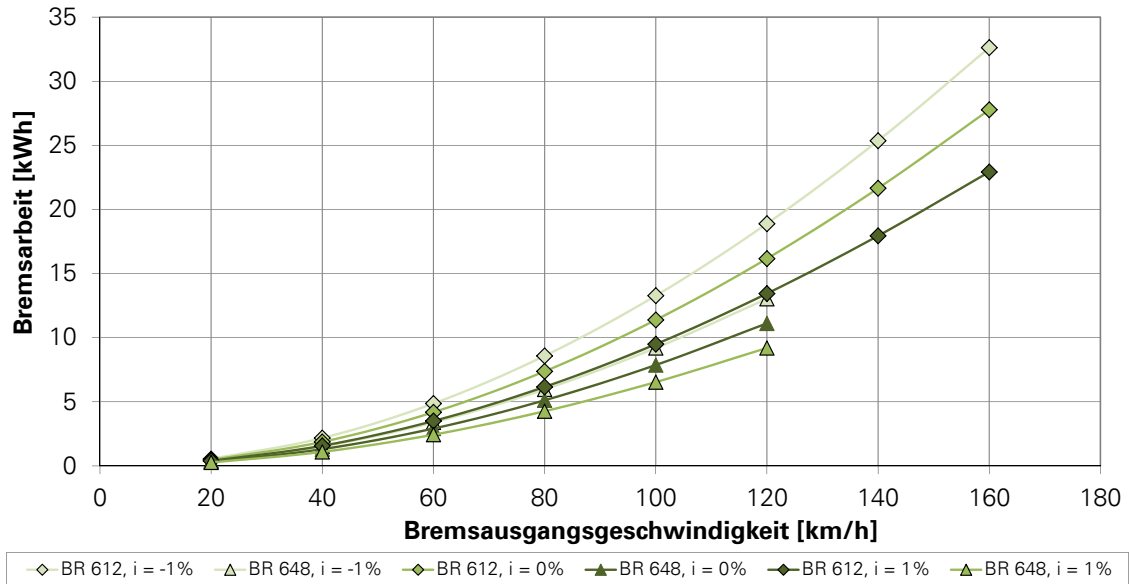
und sollte ab 2013 in Serie produziert werden. Der Hersteller verspricht eine Kraftstoffersparnis von bis zu 40 % gegenüber herkömmlichen Rangierlokomotiven.

Bei dem zweiten erwähnten Produkt handelt es sich um ein Fahrzeug geringer Größe und Leistungsfähigkeit, das für den Rangierbetrieb auf Werks- und Anschlussbahnen in Russland entwickelt wurde. Es verfügt über einen Dieselmotor, der lediglich 60 kW leistet und mit einer herkömmlichen Blei-Säure-Batterie interagiert.

Auch die **chinesische** Fahrzeugindustrie engagiert sich in Hybrid-Lokomotiv-Projekten. Es wurde eine 6-achsige schwere Rangierlok gebaut und einem zweijährigen Testprogramm unterzogen. Es soll dabei eine Kraftstoffeinsparung von 45 % erzielt worden sein [123].

## A.6 BREMSARBEITSREKUPERATIONSPOTENTIAL DIESELHYDRAULISCHER TRIEBWAGEN

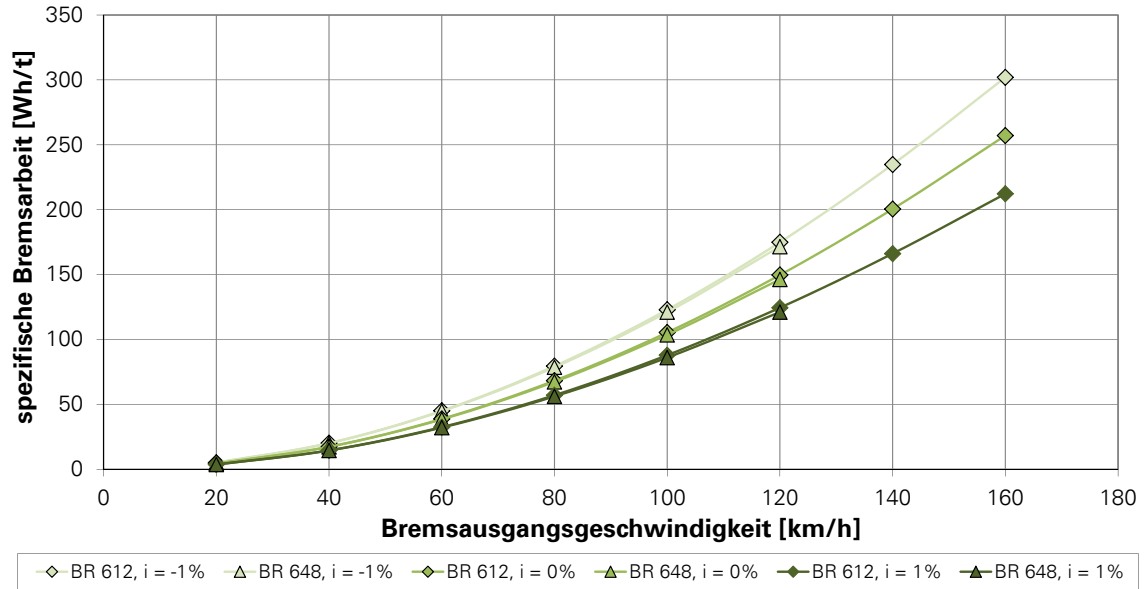
Rekuperationspotential (mittlere Bremsverzögerung:  $0,6 \text{ m/s}^2$ )  
in Abhängigkeit von Fahrzeugtyp und Streckenneigung



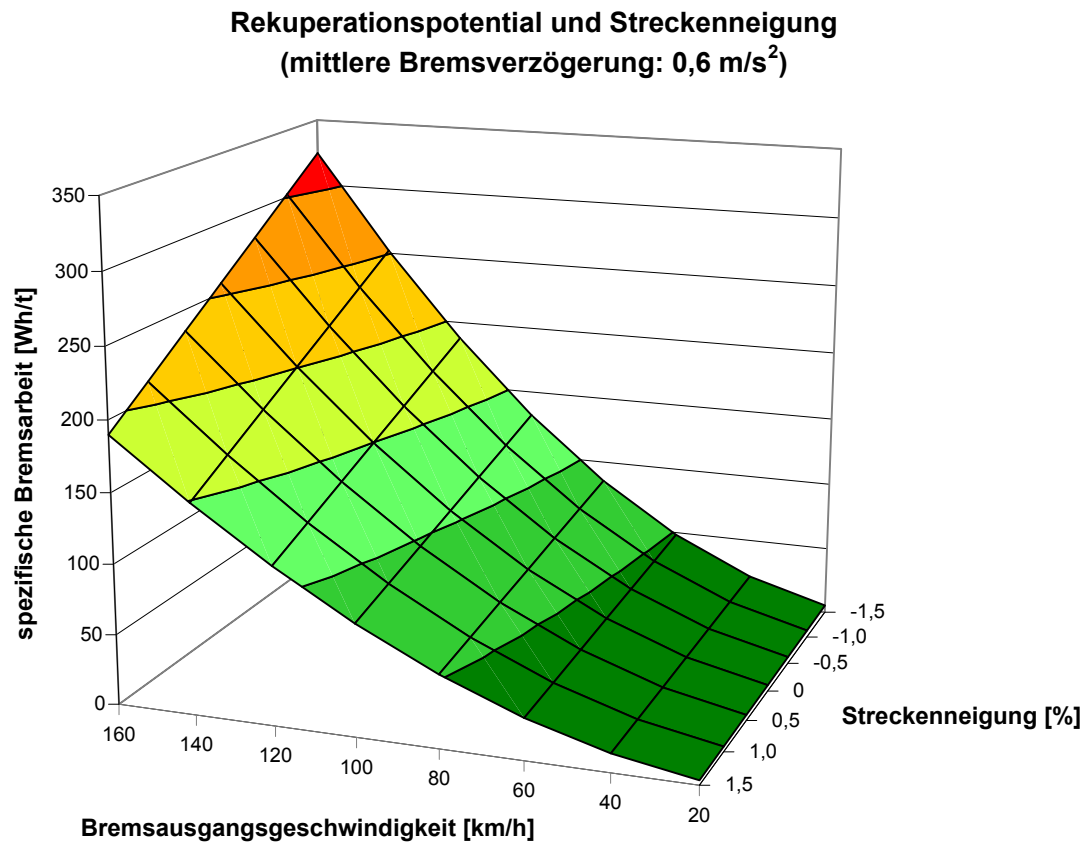


## A.7 SPEZIFISCHES BREMSARBEITSREKUPERATIONSPOTENTIAL

Auf die Fahrzeugmasse bezogenes Rekuperationspotential (mittlere Bremsverzögerung:  $0,6 \text{ m/s}^2$ ) in Abhängigkeit von Fahrzeugtyp und Streckenneigung

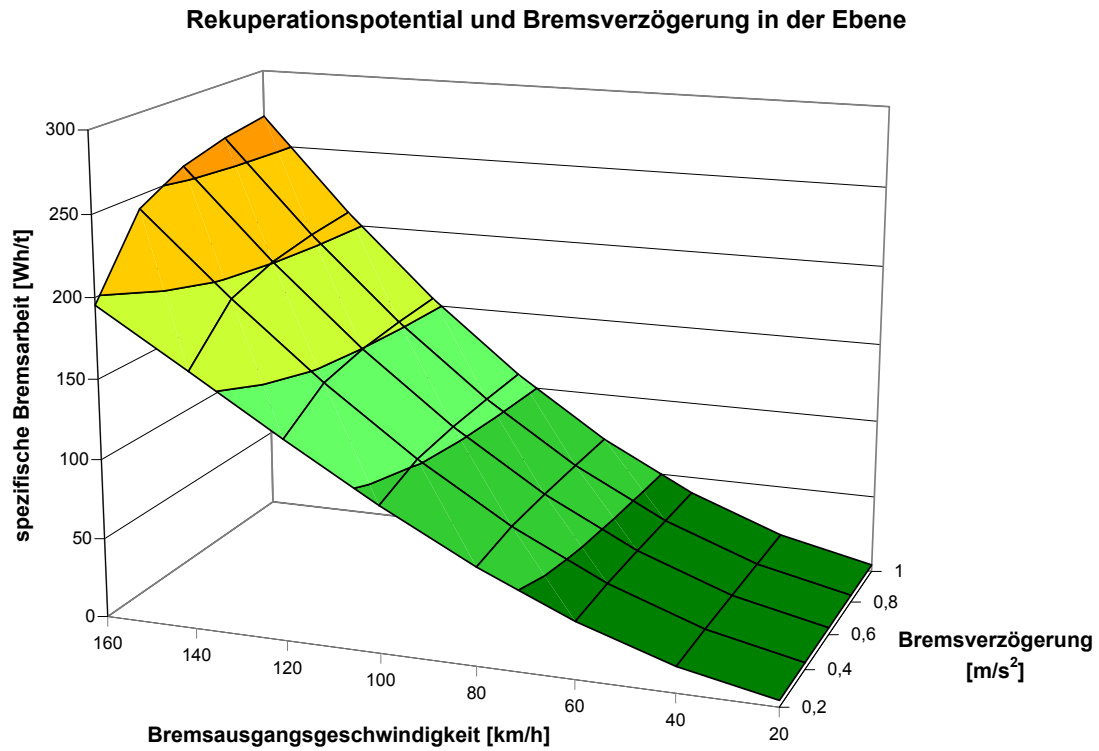


## A.8 NEIGUNGSABHÄNGIGKEIT DES SPEZIFISCHEN BREMSARBEITS-REKUPERATIONSPOTENTIALS



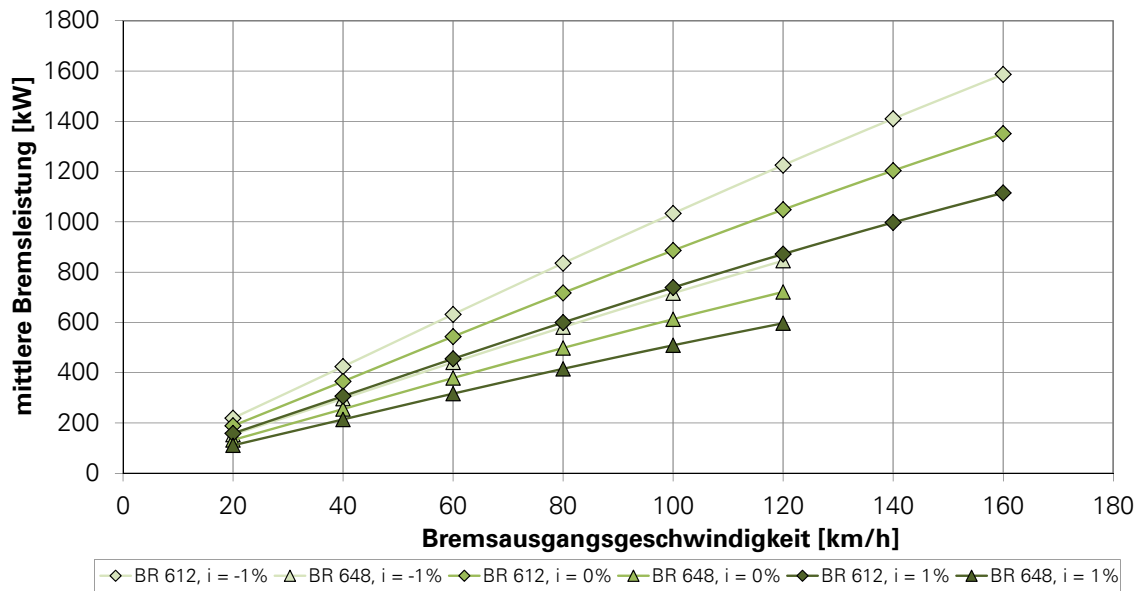


## A.9 ABHÄNGIGKEIT DES SPEZIFISCHEN BREMSARBEITSREKUPERATIONSPOTENTIALS VON DER BREMSVERZÖGERUNG

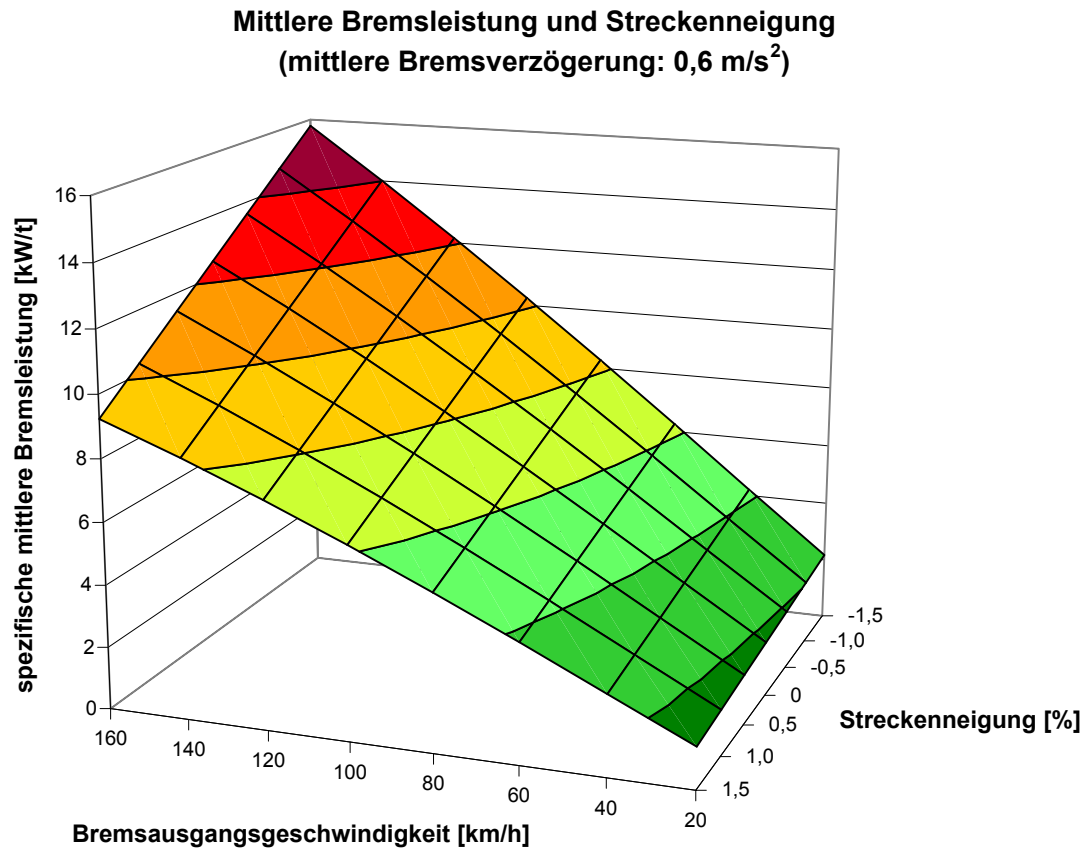


## A.10 MITTLERE BREMSLEISTUNGEN BEI KONSTANTER BREMS- VERZÖGERUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON FAHRZEUGTYP UND STRECKENNEIGUNG

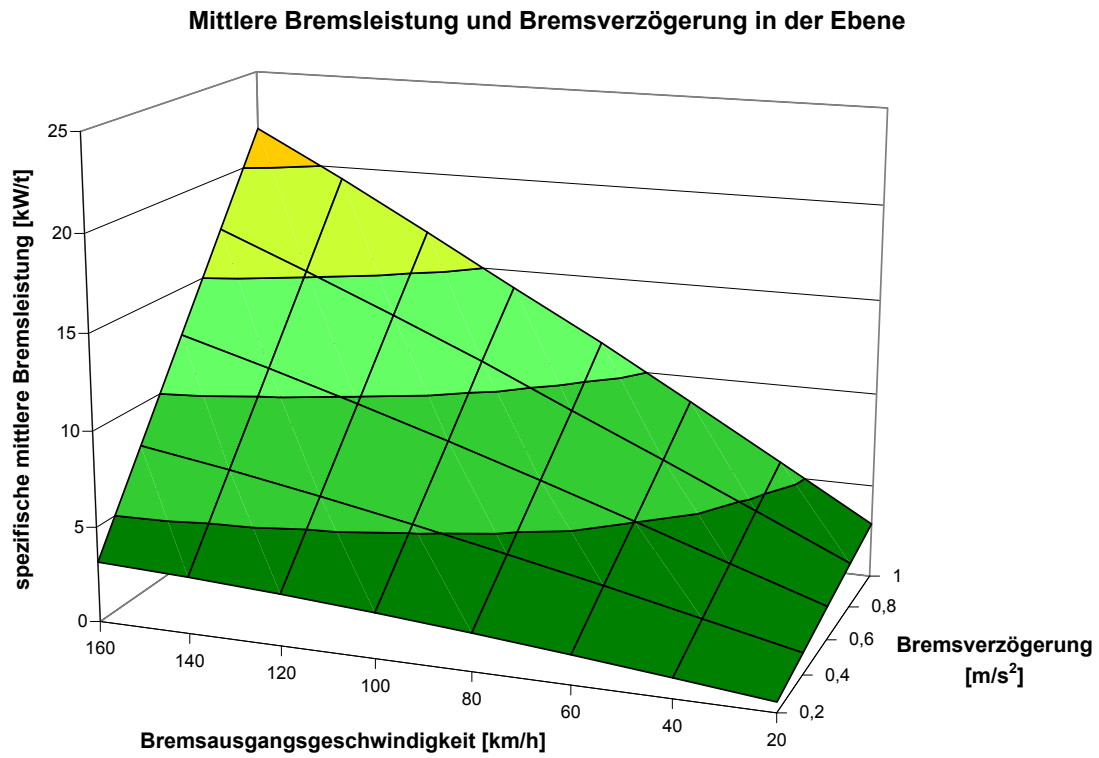
Mittlere Bremsleistung (bei mittlerer Bremsverzögerung von  $0,6 \text{ m/s}^2$ )  
in Abhängigkeit von Fahrzeugtyp und Streckenneigung



## A.11 SPEZIFISCHE MITTLERE BREMSLEISTUNG BEI KONSTANTER BREMSVERZÖGERUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON DER STRECKENNEIGUNG

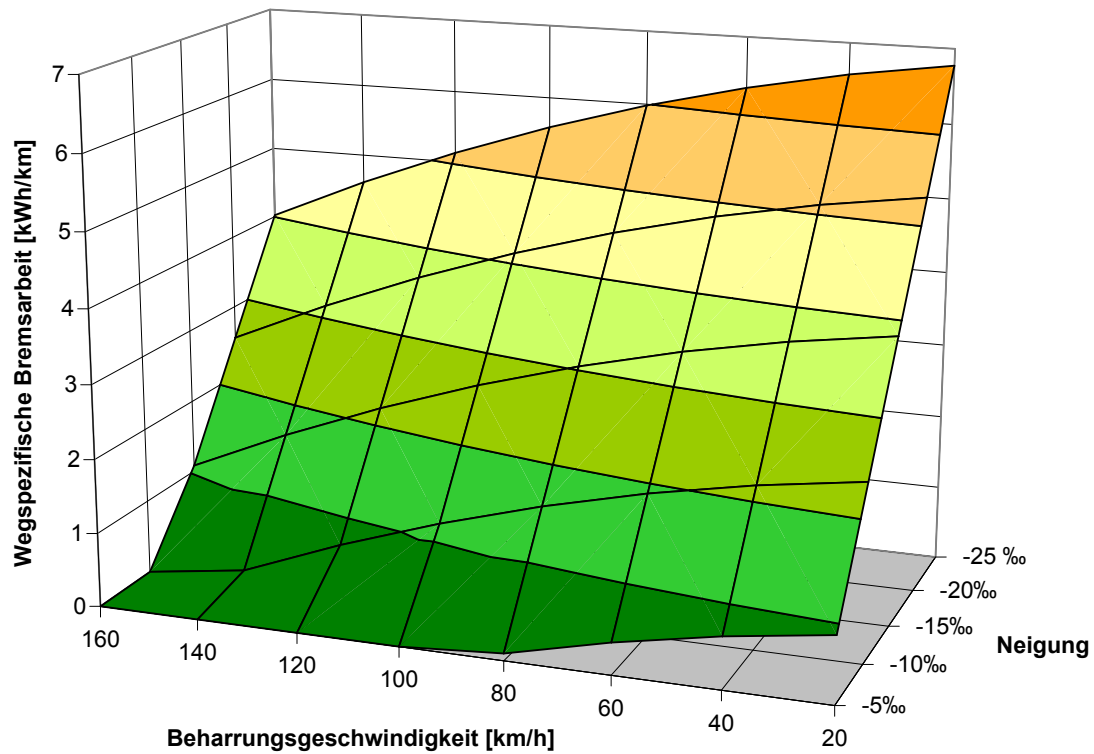


## A.12 SPEZIFISCHE MITTLERE BREMSLEISTUNG BEI KONSTANTER STRECKENNEIGUNG IN ABHÄNGIGKEIT VON DER BREMSVERZÖGERUNG



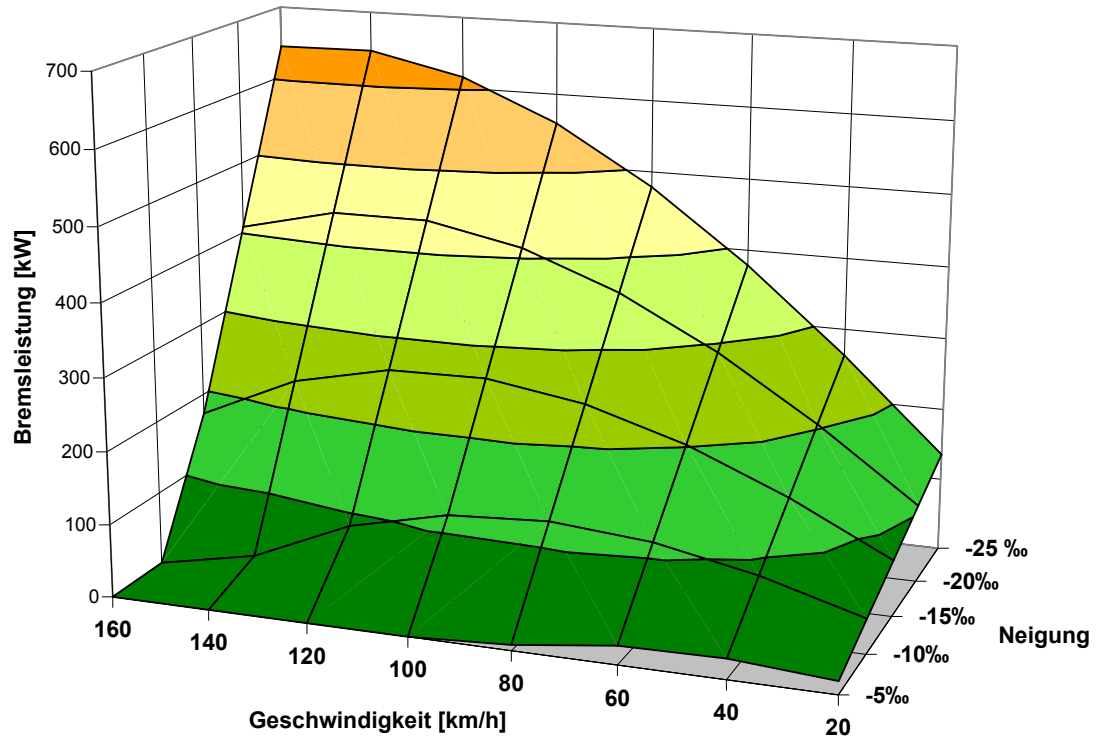
## A.13 ABSCHÄTZUNG DES BREMSARBEITSKUPERATIONSPOTENTIALS BEI BEHARRUNGSBREMSUNGEN AM BEISPIEL DER BR 612

Rekuperationspotential je km Wegstrecke für Beharrungsfahrten im Gefälle (BR 612)



## A.14 ABSCHÄTZUNG DER BEHARRUNGSBREMSLEISTUNG IN STARKEN GEFÄLLEN AM BEISPIEL DER BR 612

Erforderliche Bremsleistung für Beharrungsfahrten im Gefälle (BR 612)



## A.15 STRECKENANALYSE ZU BEHARRUNGSBREMSUNGSABSCHNITTEN

Um die Streckenanteile, auf denen potentiell Beharrungsbremungen durchgeführt werden müssen, für beliebige Strecken abzuschätzen, wurde ein einfaches Analysewerkzeug entwickelt. Damit konnten die Streckendaten von 10 verschiedenen Eisenbahnstrecken ausgewertet werden, auf denen dieselhydraulische Triebwagen verkehren oder verkehren könnten. Bei den Streckendaten handelt es sich um DB-GIS Bahn-Geodaten, die freundlicherweise von der DB Netz AG zur Verfügung gestellt wurden. Um die Interessen von DB Netz zu wahren, wurden die Bezeichnungen der Strecken anonymisiert. Einige der in der untenstehenden Tabelle aufgeführten Strecken (Strecken 3-8) wurden im Rahmen dieser Arbeit auch für Streckensimulationen verschiedener Hybridkonfigurationen genutzt. Für diese sind weitere Informationen im Abschnitt 5.3.1 sowie im Anhang A.36 zu finden. Als Referenzfahrzeug für die Streckenanalyse wurde die Baureihe 612 gewählt. Die für Beharrungsbremungen relevanten Streckenabschnitte wurden durch die Überprüfung folgender Bedingungen identifiziert:

1. Es liegt ein Gefälleabschnitt vor.
2. Der Betrag des Gefälles ist größer als der des zur Regelgeschwindigkeit des jeweiligen Streckenabschnittes gehörigen Grenzgefälles.
3. Der Streckenabschnitt liegt mindestens 1000 m vor dem nächsten Haltepunkt/Bahnhof und damit nicht in einem Verzögerungsabschnitt.
4. Der Streckenabschnitt liegt mindestens 2000 m hinter dem letzten Haltepunkt/Bahnhof und damit nicht in einem Beschleunigungsabschnitt.
5. Der Streckenabschnitt liegt mindestens 750 m vor der nächsten Reduzierung der Regelgeschwindigkeit und damit nicht in einem Verzögerungsabschnitt.
6. Der Streckenabschnitt liegt mindestens 750 m hinter der letzten Anhebung der Regelgeschwindigkeit und damit nicht in einem Beschleunigungsabschnitt.

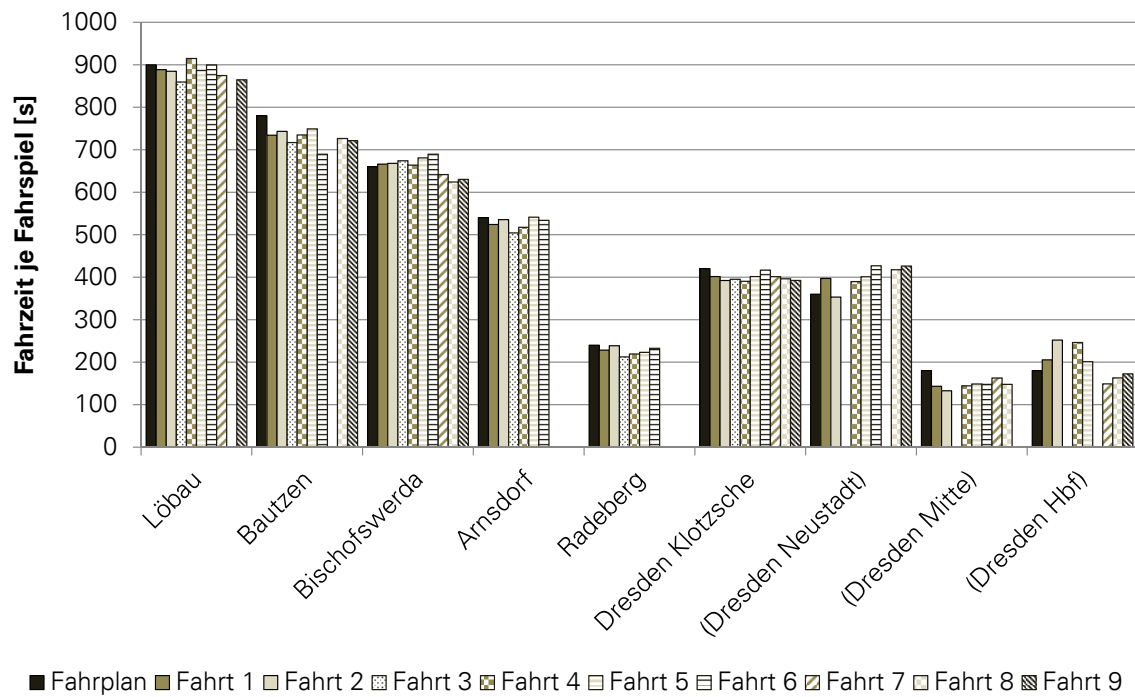
Die Länge der ausgeschlossenen Beschleunigungs- und Verzögerungsabschnitte wurde geschätzt. Zur Bestimmung des Streckenanteils der Beharrungsbremabschnitte  $x_{BB,rel}$  wurden die mit Hilfe des oben aufgeführten Algorithmus' ermittelten Streckenabschnitte summiert und auf die Gesamtstreckenlänge  $L$  bezogen. Außerdem wurde die maximale Differenz zwischen Streckenneigung und zugehörigem Grenzgefälle (maximaler Gefälleüberschuss  $\Delta i_{max}$ ) ermittelt. Das Ergebnis der Analyse ist in nachstehender Tabelle in Abhängigkeit von Strecke und Fahrtrichtung ( $H$  - Hinfahrt,  $R$  - Rückfahrt) aufgeführt.

Tabelle A.4: Ergebnisse der Streckenanalysen bezüglich der Beharrungsbremsabschnitte

<b>Strecke</b>	<b>Länge</b>	<b>Richtung</b>	<b><math>x_{BB,rel}</math></b>	<b><math>\Delta i_{max}</math></b>	<b>Bemerkungen</b>
Strecke 3	53 km	R	6 %	1 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 3	53 km	H	0 %	0 ‰	
Strecke 4	48 km	R	3 %	4 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 4	48 km	H	0 %	0 ‰	
Strecke 5	21 km	H	1 %	5 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 5	21 km	R	11 %	20 ‰	
Strecke 6	68 km	H	11 %	4 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 6	68 km	R	13 %	13 ‰	
Strecke 7	90 km	H	4 %	2 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 7	90 km	R	6 %	4 ‰	
Strecke 8	80 km	R	4 %	3 ‰	siehe Anhang A.36
Strecke 8	80 km	H	5 %	3 ‰	
Strecke 9	224 km	H	15 %	16 ‰	nur informativ
Strecke 9	224 km	R	20 %	23 ‰	
Strecke 10	52 km	H	11 %	6 ‰	nur informativ
Strecke 10	52 km	R	10 %	7 ‰	
Strecke 11	165 km	H	6 %	20 ‰	nur informativ
Strecke 11	165 km	R	11 %	8 ‰	
Strecke 12	106 km	H	2 %	2 ‰	nur informativ
Strecke 12	106 km	R	5 %	17 ‰	
Strecke 13	104 km	R	0 %	0 ‰	nur informativ
Strecke 13	104 km	H	5 %	4 ‰	



## A.16 GEGENÜBERSTELLUNG DER PROTOKOLLIERTEN FAHRZEITEN AUF DER STRECKE GÖRLITZ-DRESDEN

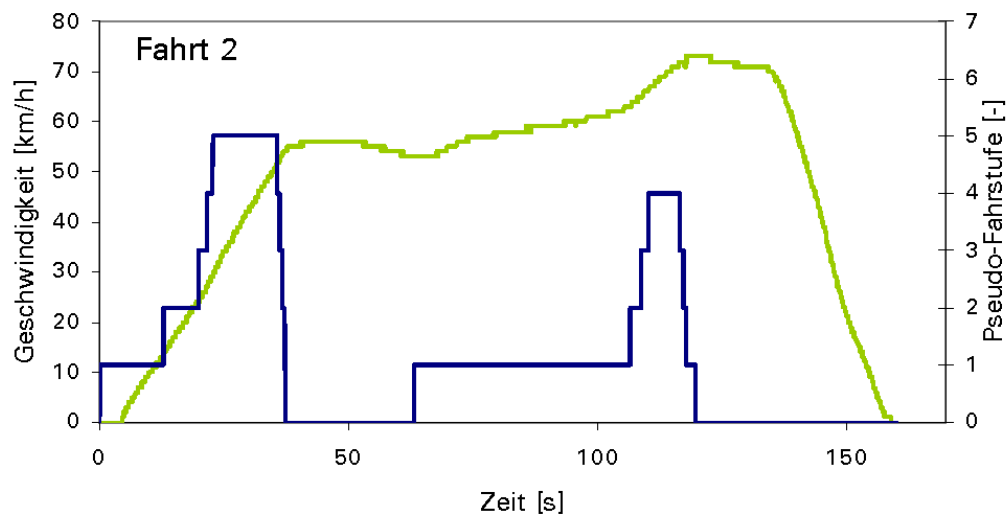
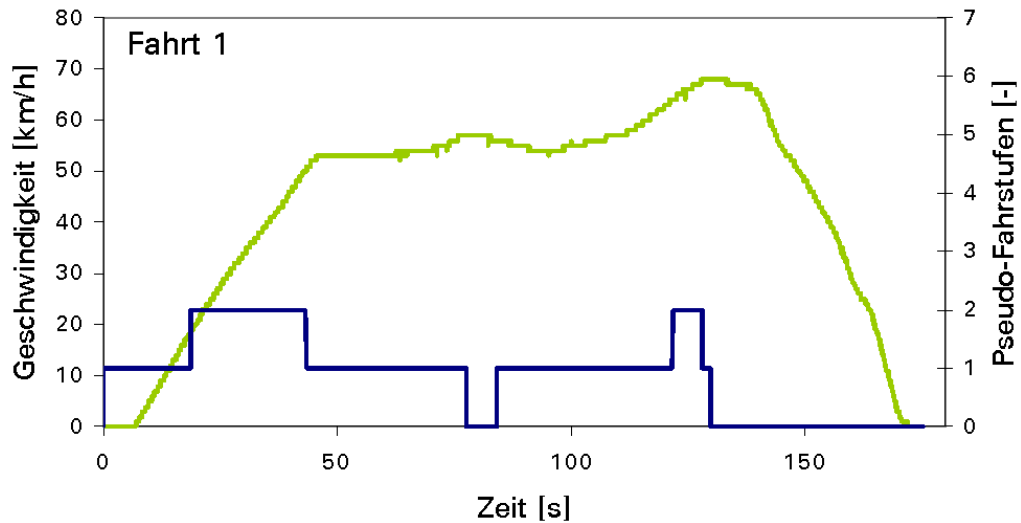


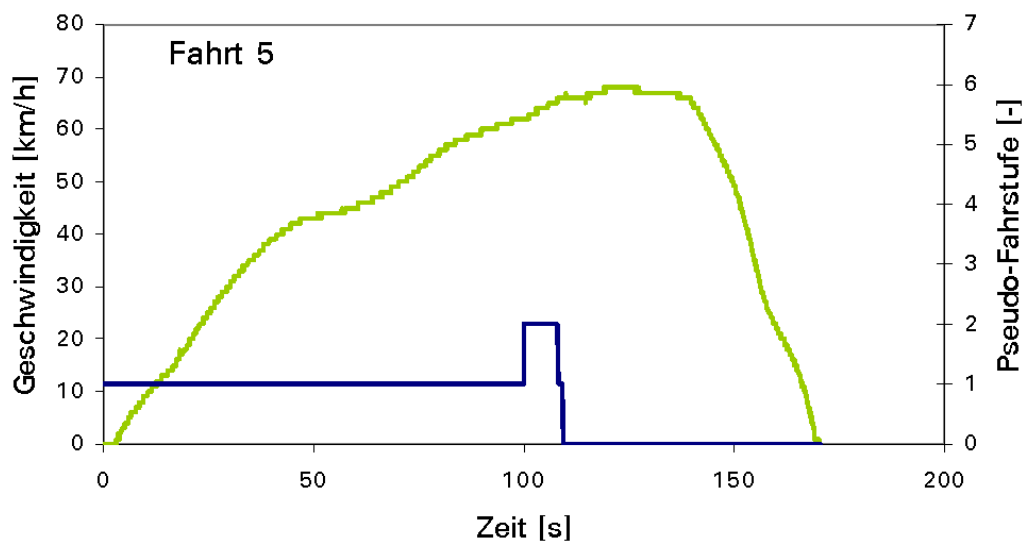
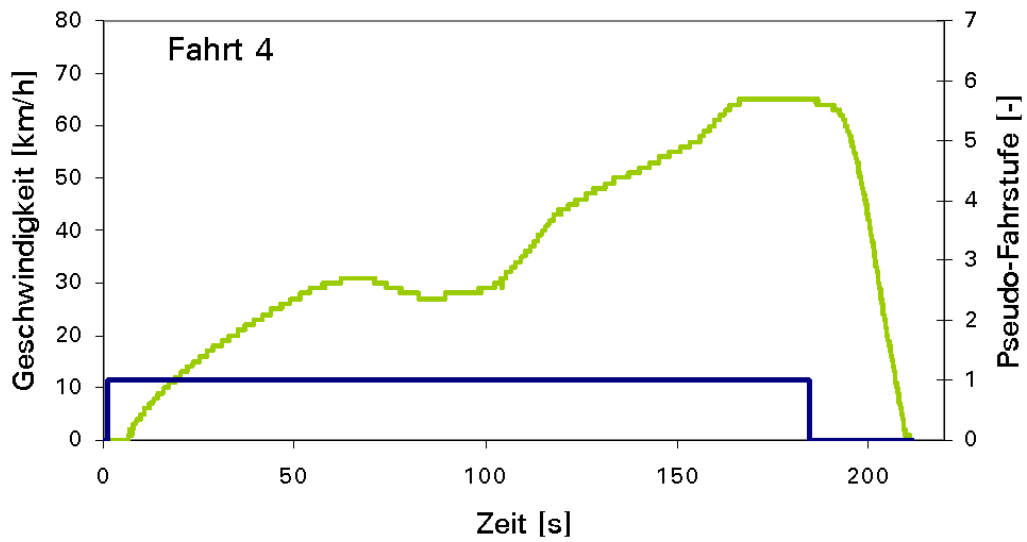
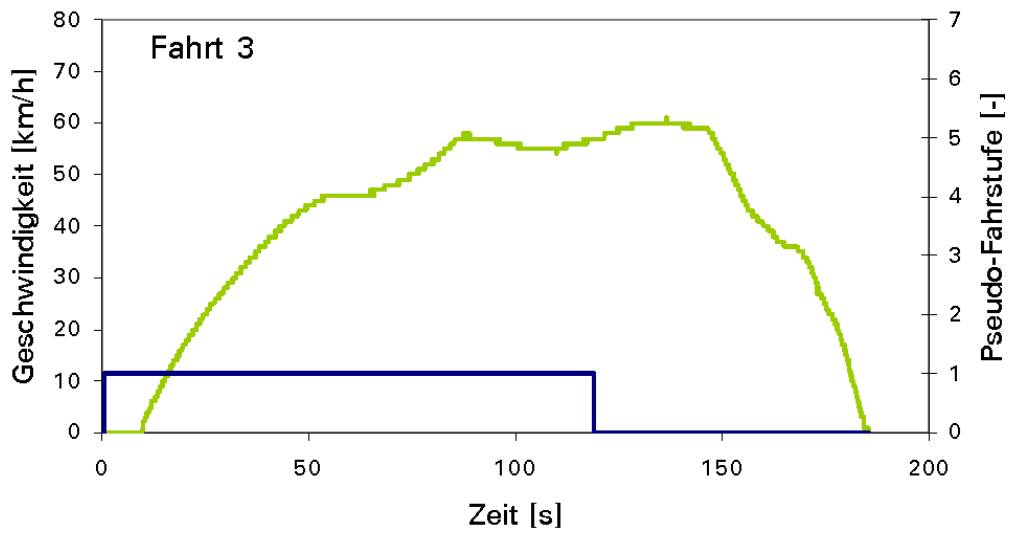
## A.17 VERZEICHNIS DER KATEGORISIERTEN BAHNHÖFE AUF DER STRECKE GÖRLITZ-DRESDEN-HOF

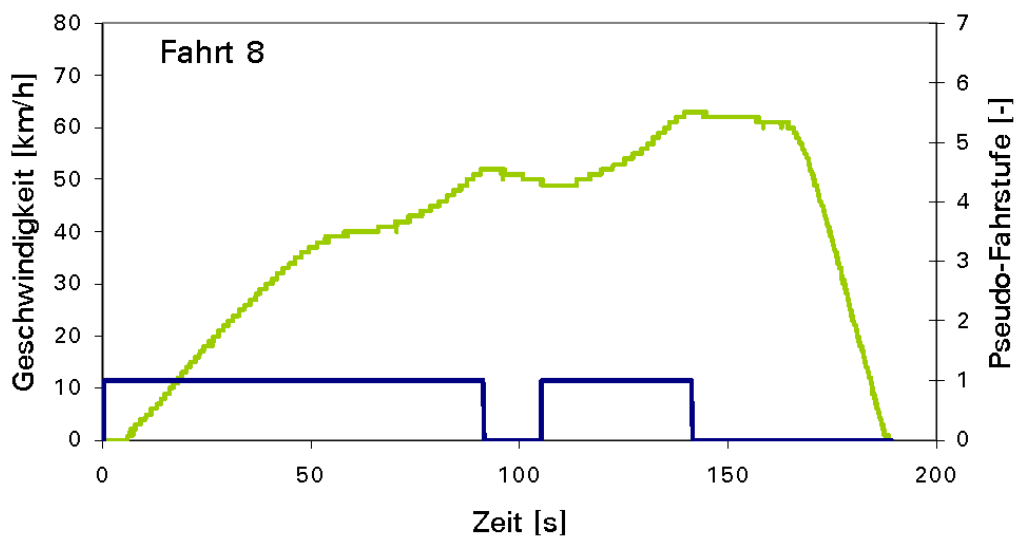
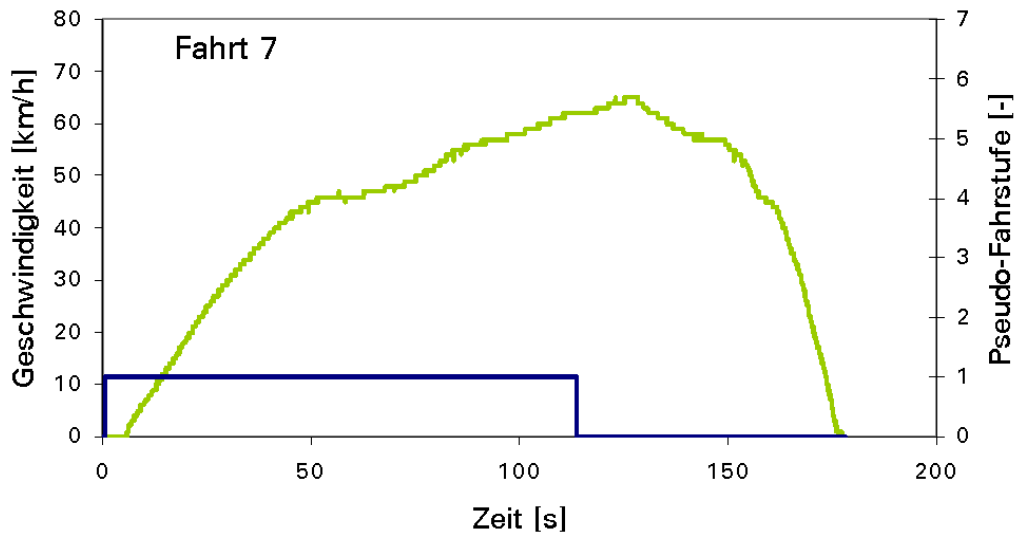
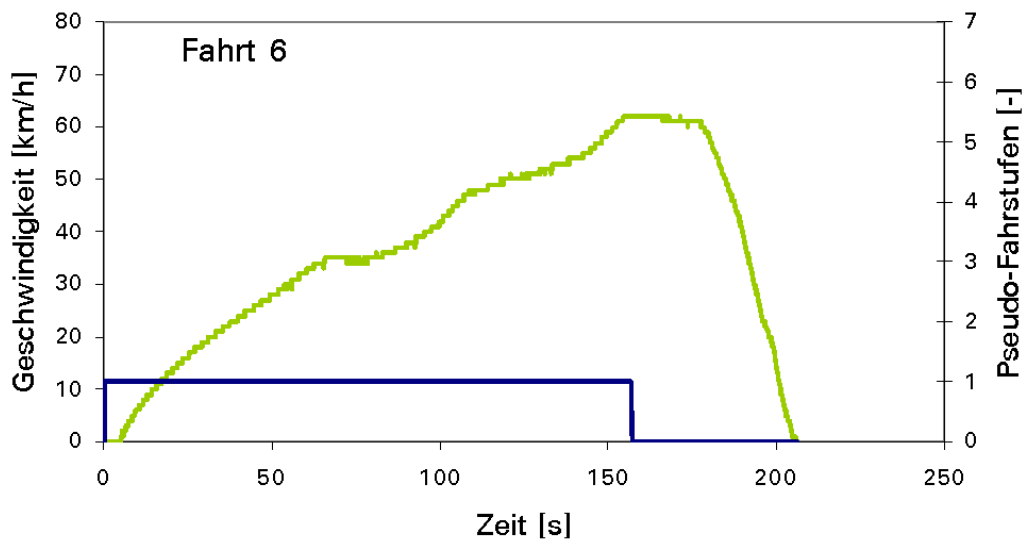
<b>Streckenummer</b>	<b>Startbahnhof</b>	<b>Endbahnhof</b>	<b>Knotenbahnhöfe</b>	<b>Bahnhöfe (RE-Halt)</b>
6212	Dresden Hbf	Görlitz	Dresden-Neustadt Arnsdorf Bischofswerda	Dresden Mitte Dresden-Klotzsche Radeberg Bautzen Löbau
6258	Dresden Hbf	(Reichenbach)	Chemnitz Hbf Glauchau (Sachs) Zwickau	Freital-Deuben Tharandt Klingenberg-Colmnitz Freiberg Oederan Flöha Niederwiesa Hohenstein-Ernstthal Reichenbach
6362	(Reichenbach)	Hof	Plauen	

## A.18 AUSWAHL VON FAHRSPIELEN AUFGEZEICHNETER FAHRTEN AUF TRIEBWAGEN DER BR 612 ZWISCHEN DRESDEN UND GÖRLITZ

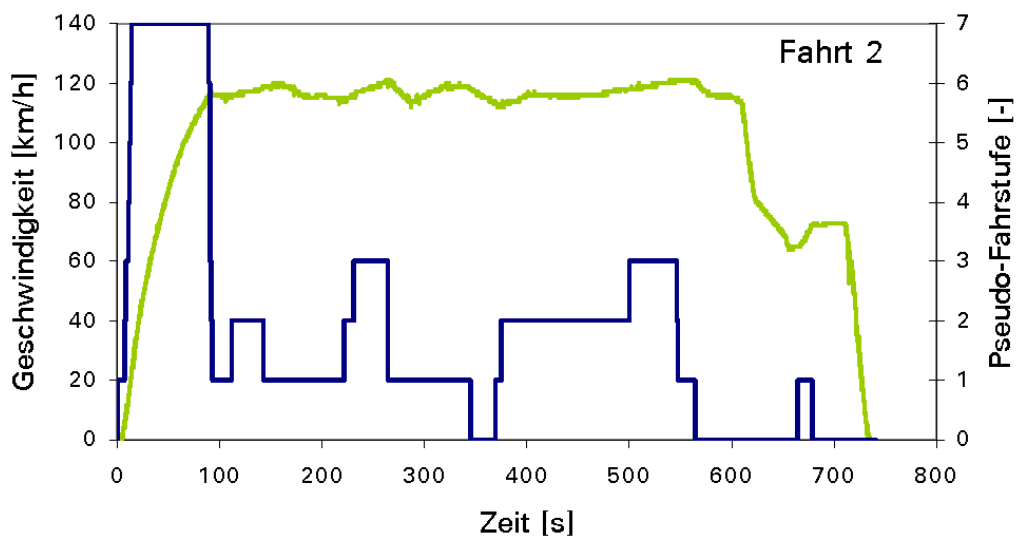
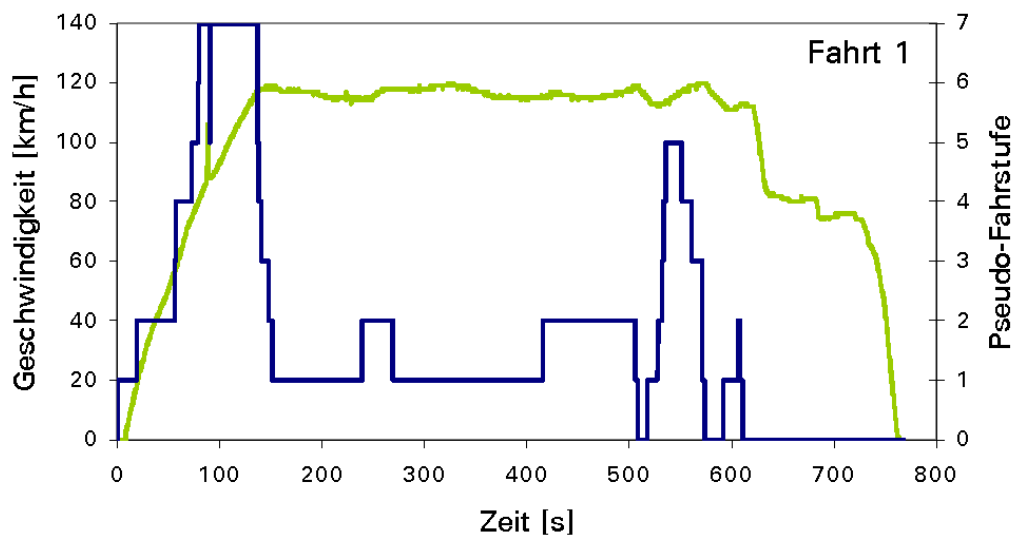
### A.18.1 Streckenabschnitt Dresden Hbf - Dresden-Mitte

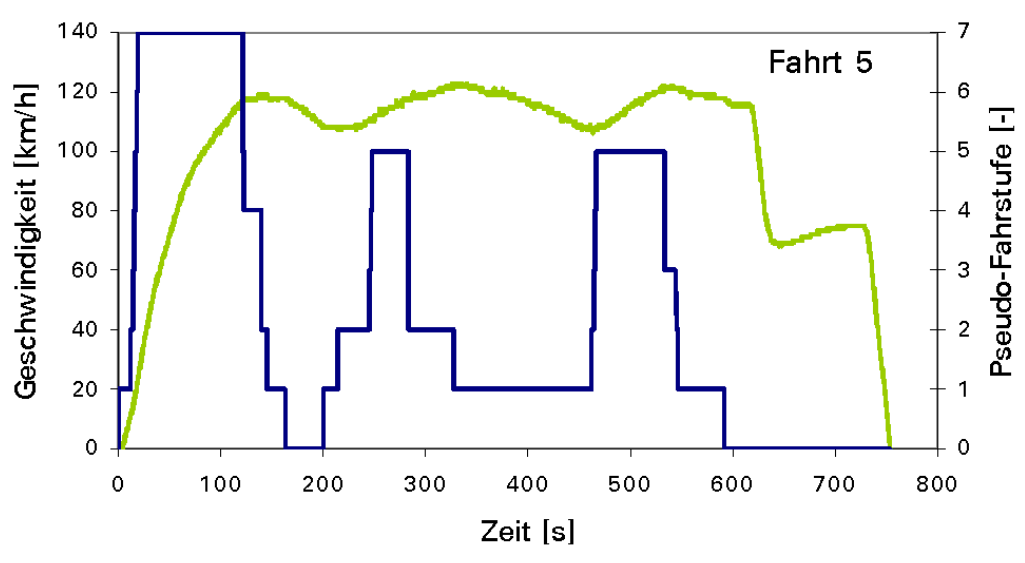
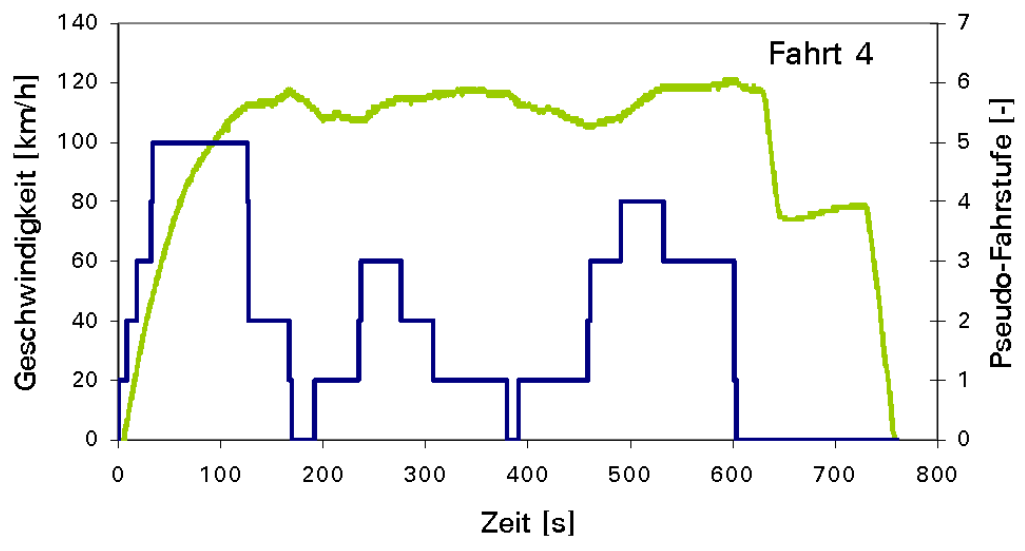
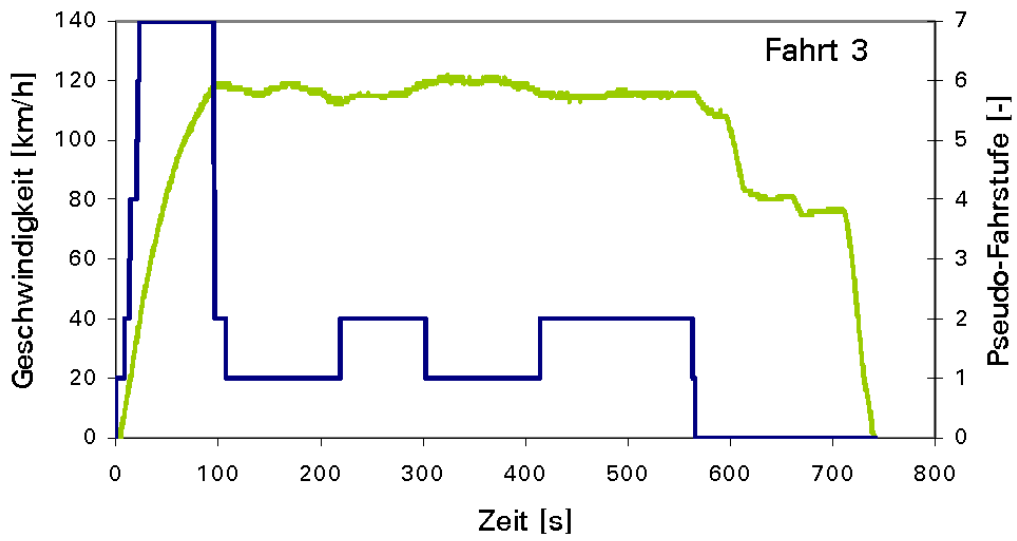


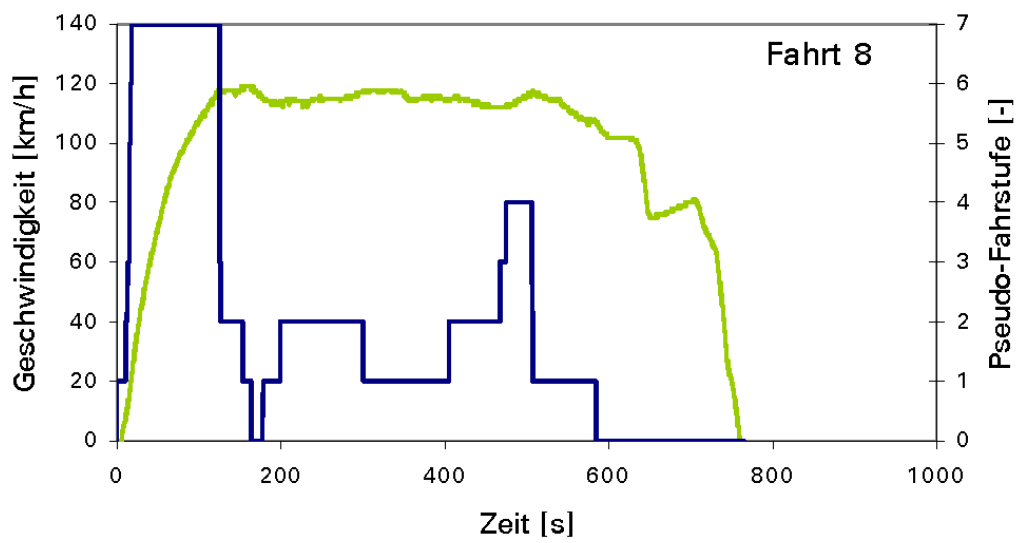
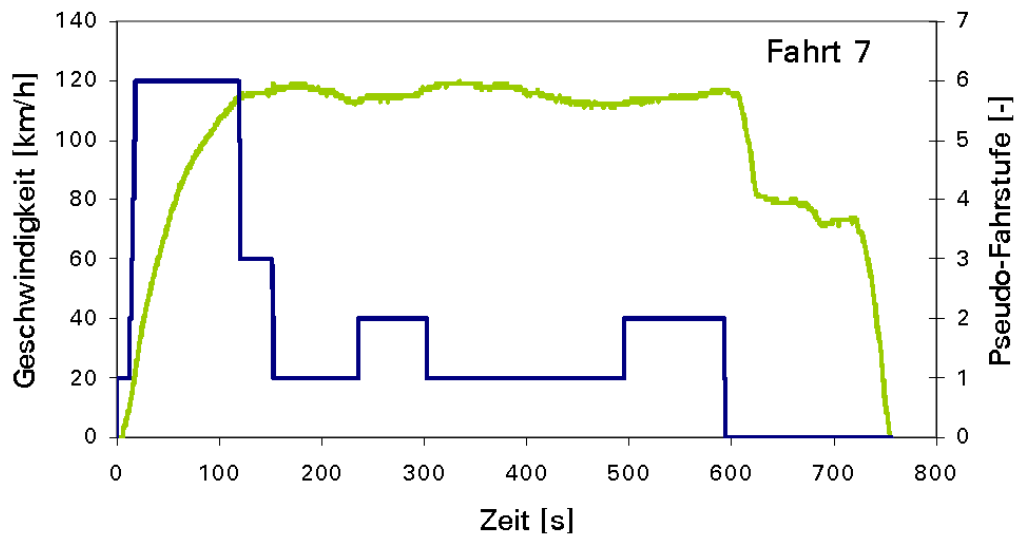
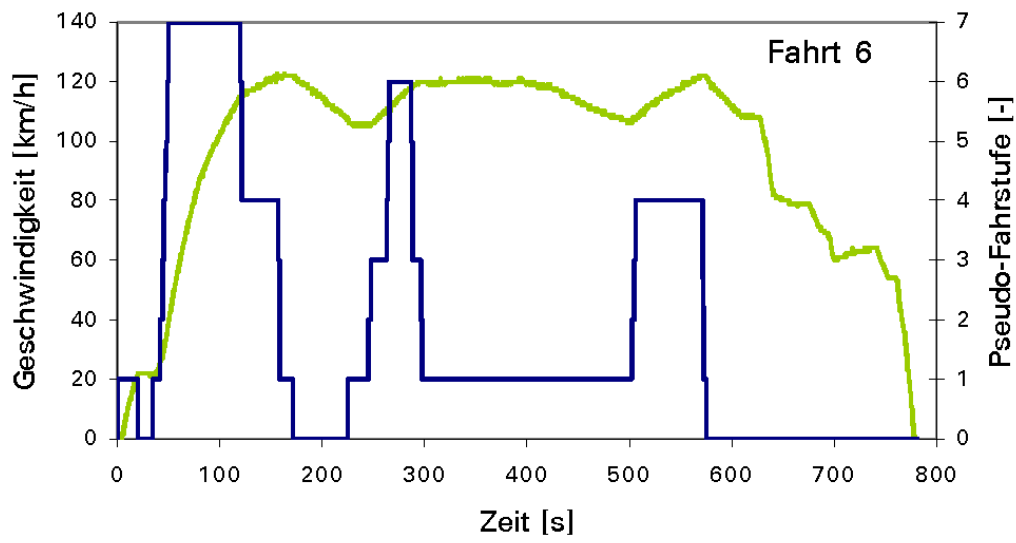




## A.18.2 Streckenabschnitt Bautzen-Löbau









# A.19 SIMULATIONSMODELL EINES DIESELHYDRAULISCHEN TRIEBWAGENS IN DER 1D-SIMULATIONSUMGEBUNG AMESIM®

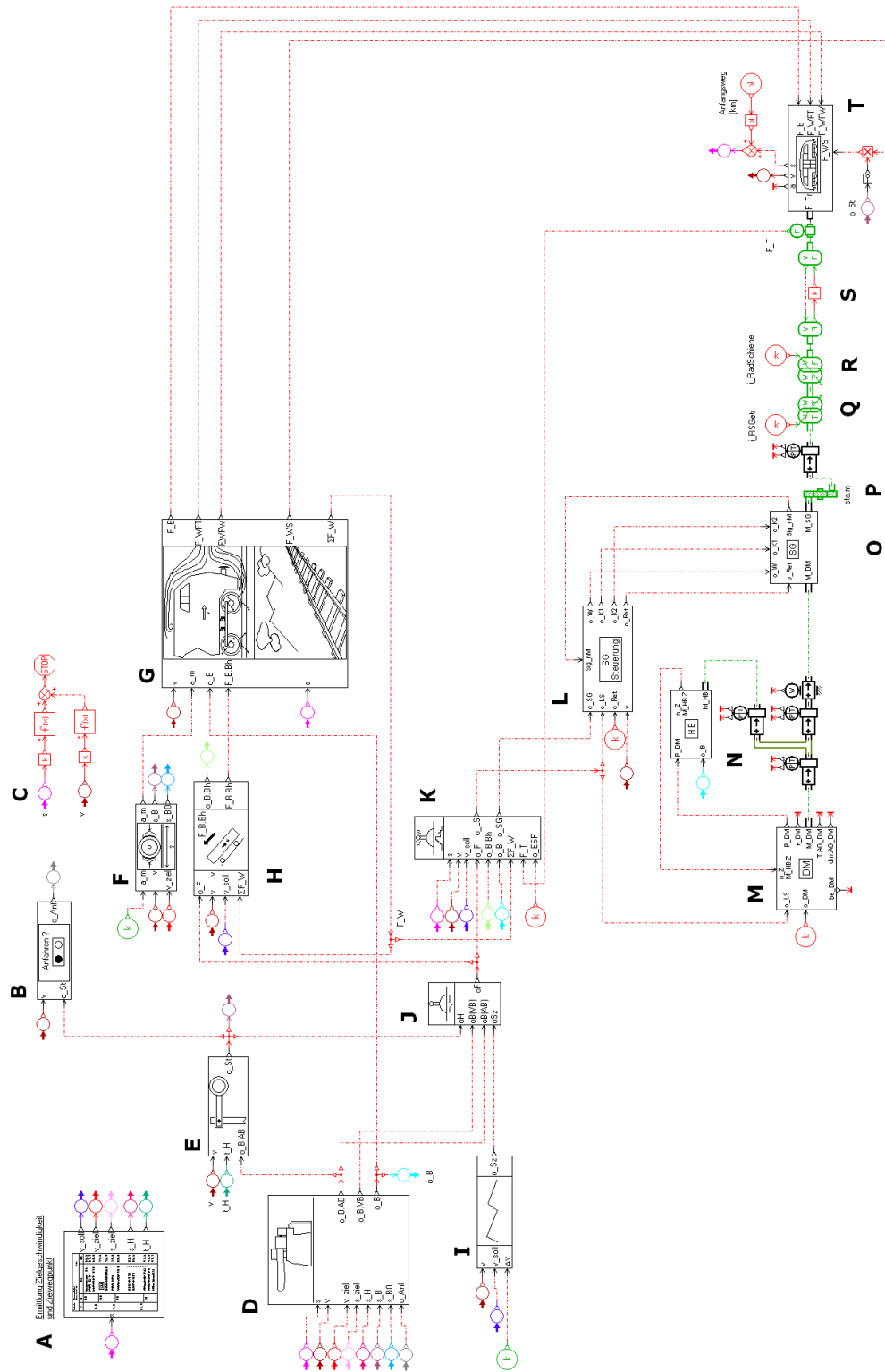


Abbildung A.7: Grundmodell zur Simulation von Spitzfahrten

## A.20 ERWEITERTES SIMULATIONSMODELL EINES DIESELHYDRAULISCHEN TRIEBWAGENS IN DER 1D-SIMULATIONSUMGEBUNG AMESIM®

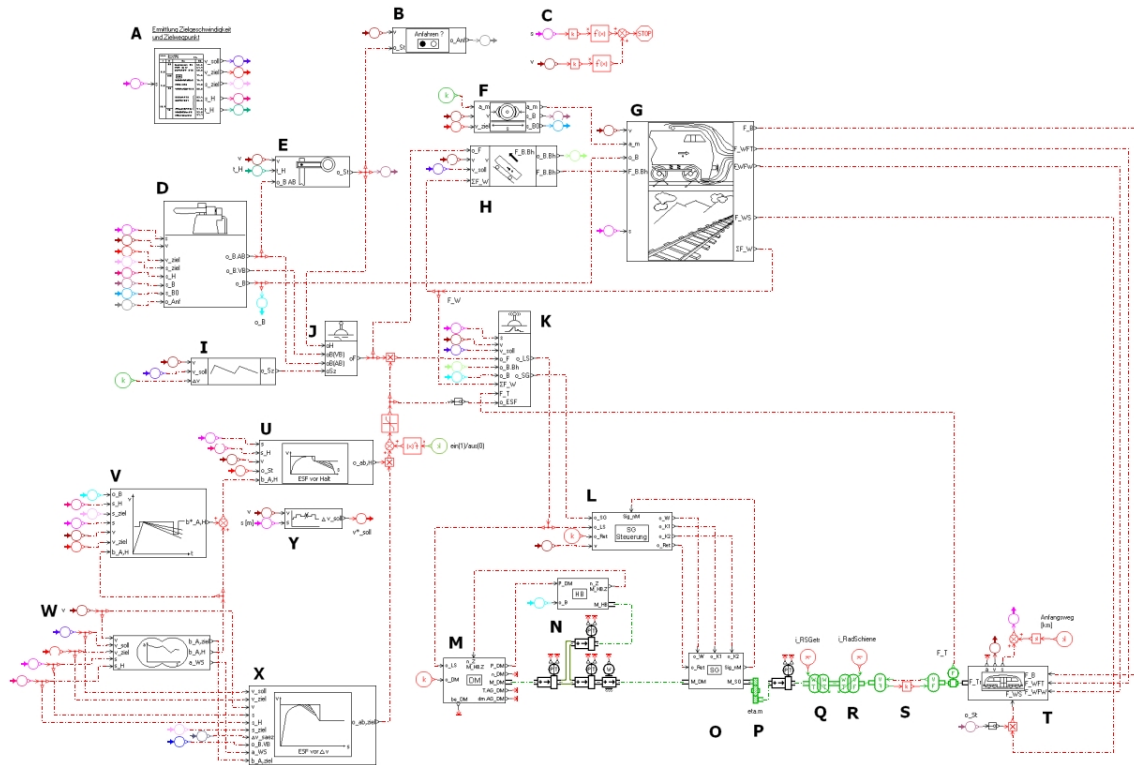


Abbildung A.8: Grundmodell mit Steuerungselementen zur Realisierung einer energiesparenden Fahrweise

## A.21 PARAMETERVARIATION LASTSTUFENWÄHLER

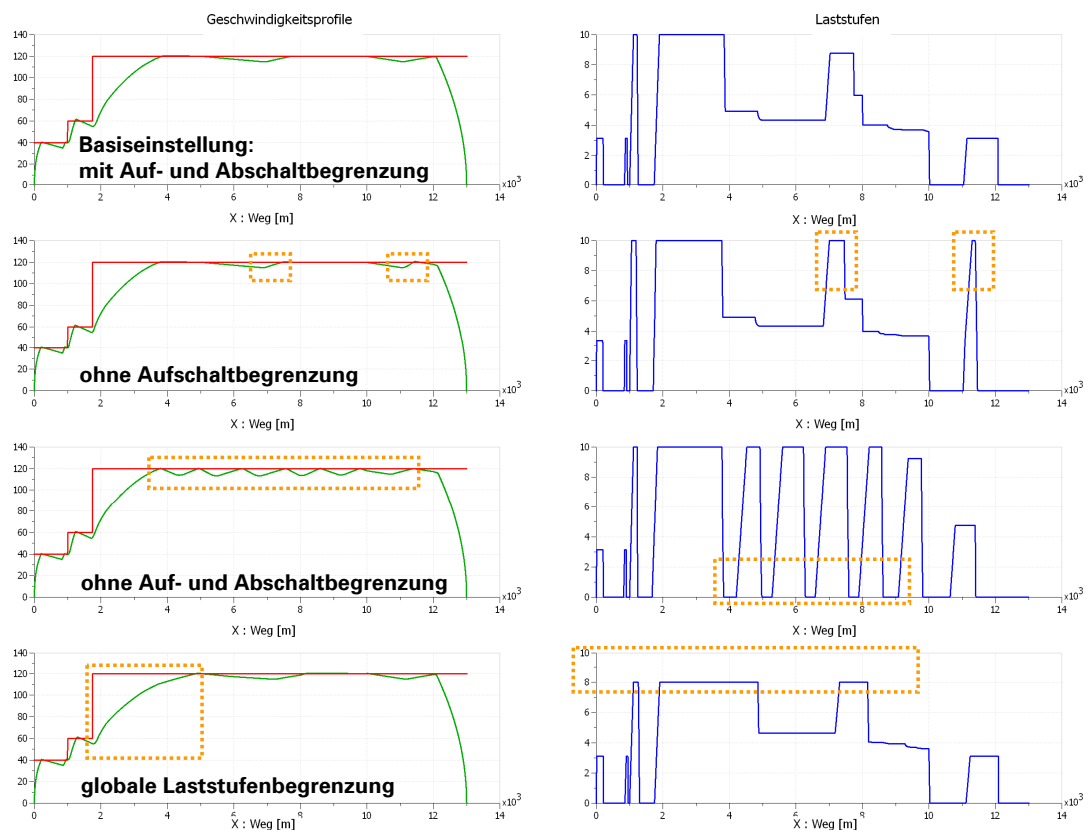
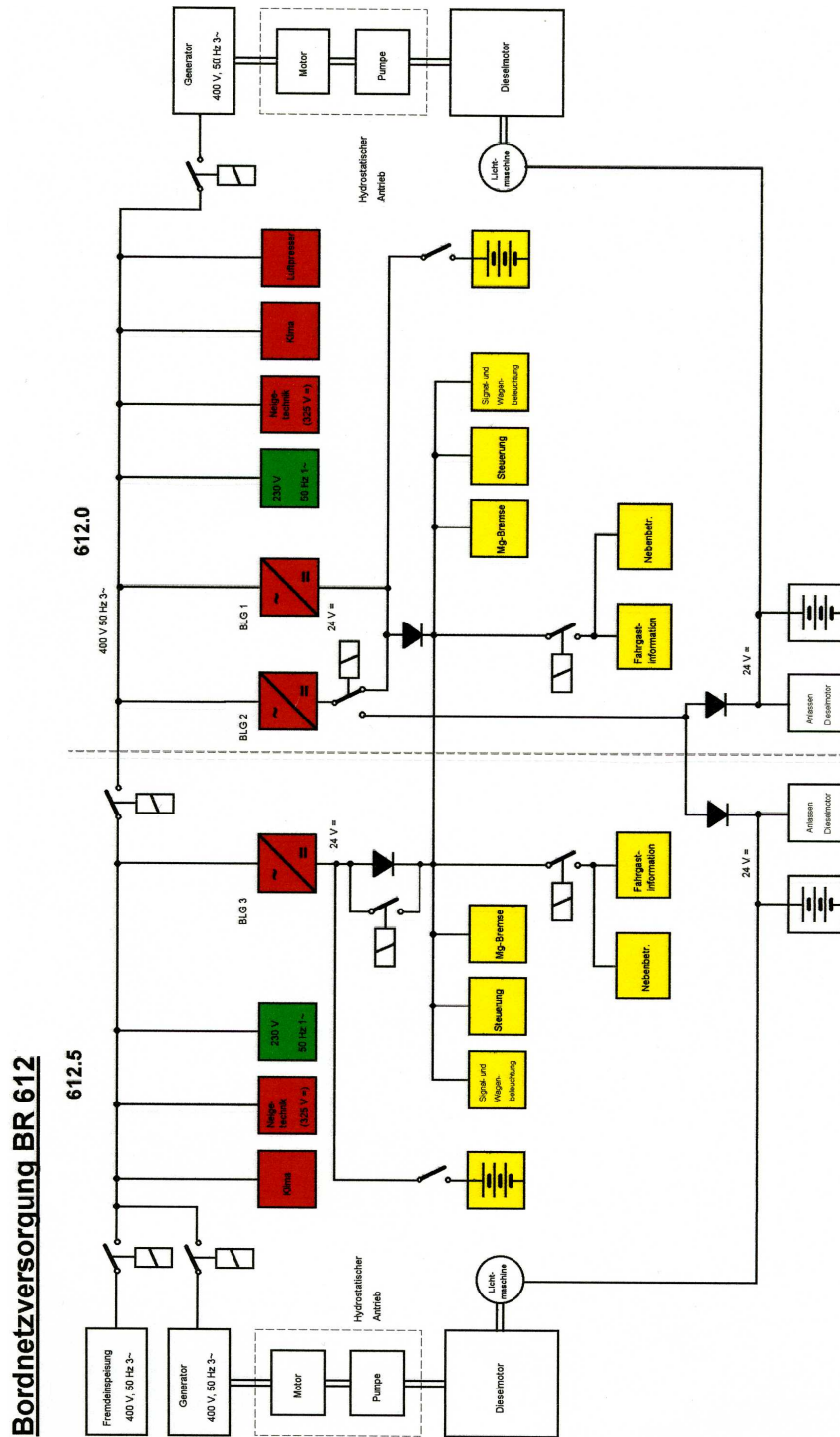


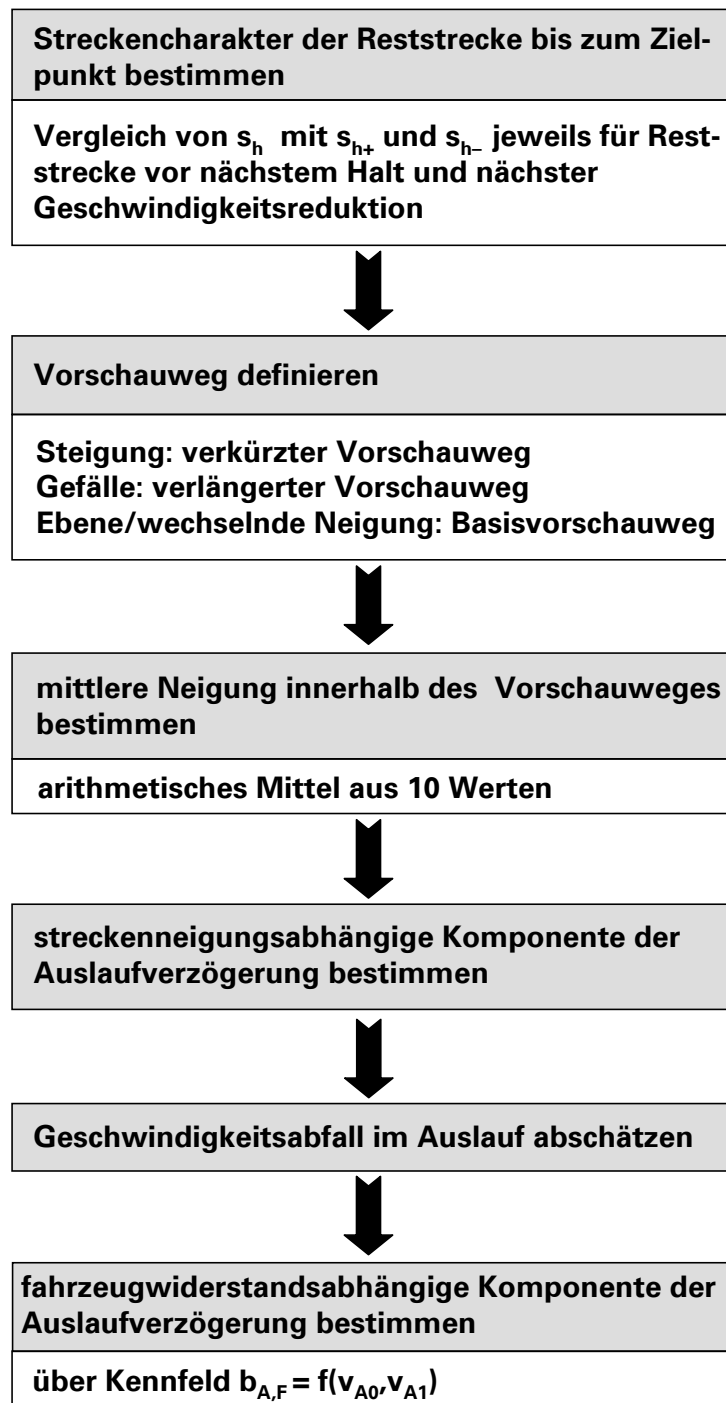
Abbildung A.9: Beispiele für Fahrspielvarianten, die durch die Variation der Parameter des Laststufenwählers erzeugt werden können

## A.22 HILFSBETRIEBESSCHEMA DER BR 612

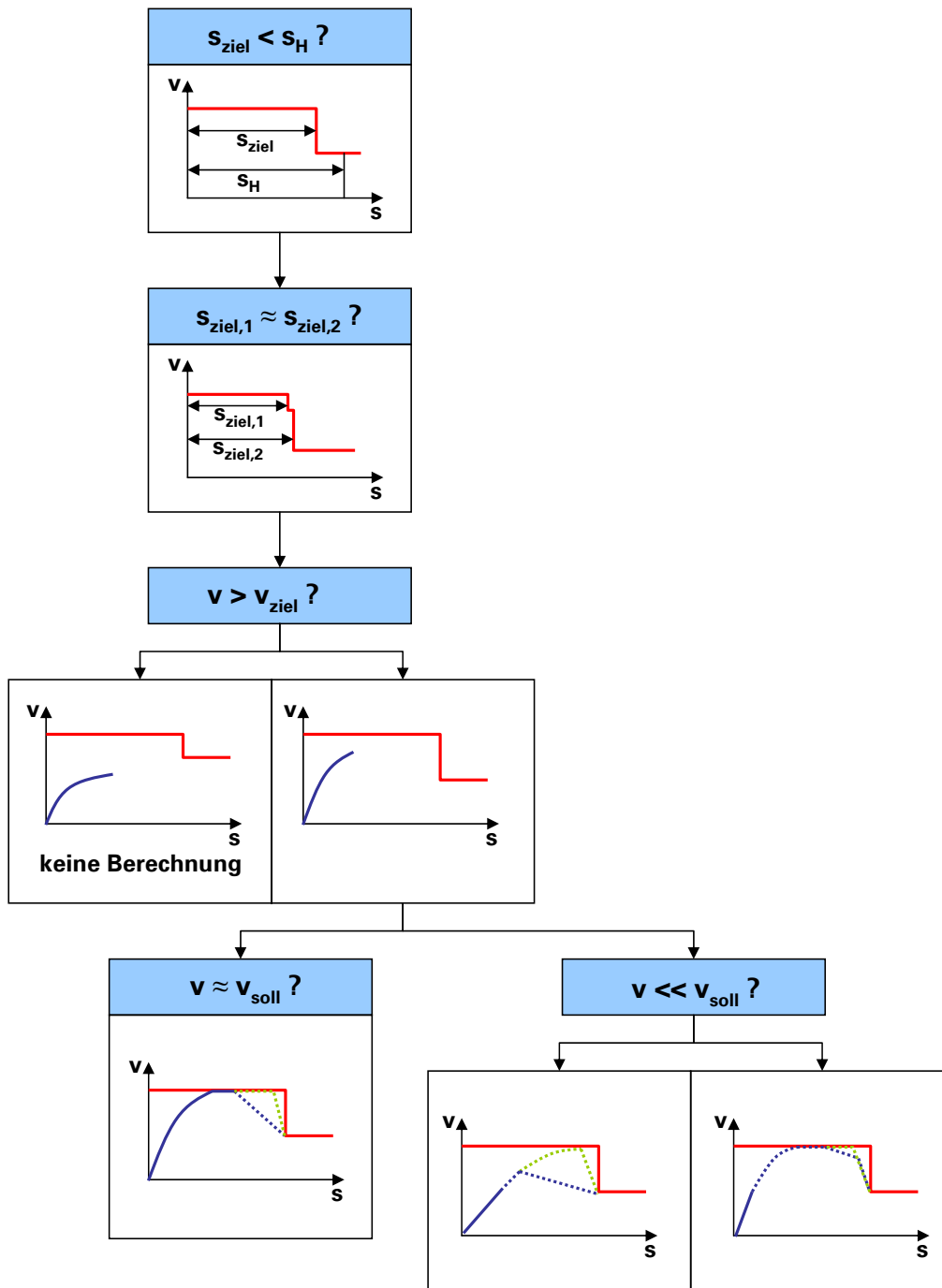


Quelle: Bombardier Transportation [139]

## A.23 ALGORITHMUS ZUR PROGNOSTIZIERUNG DER AUSLAUFVERZÖGERUNG

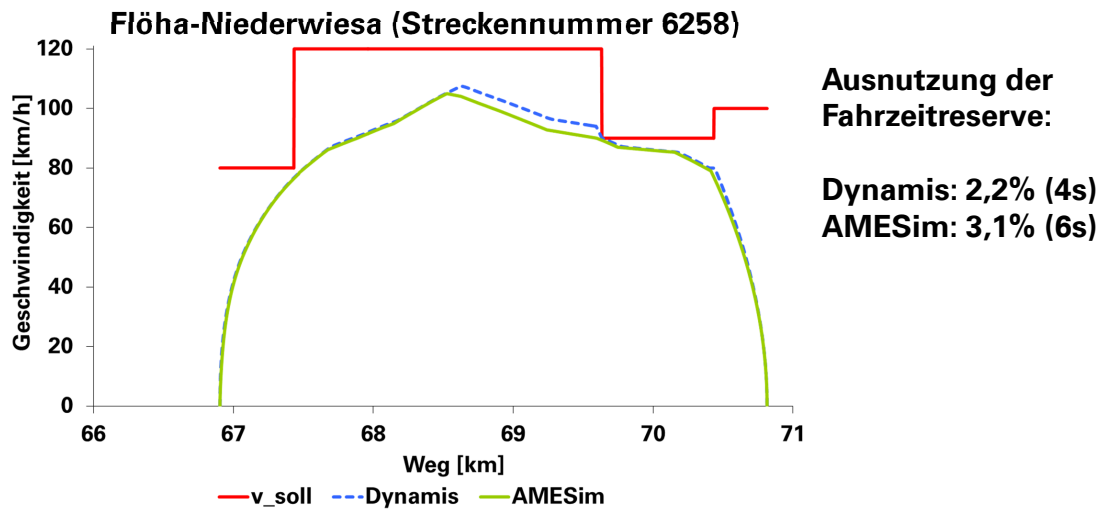
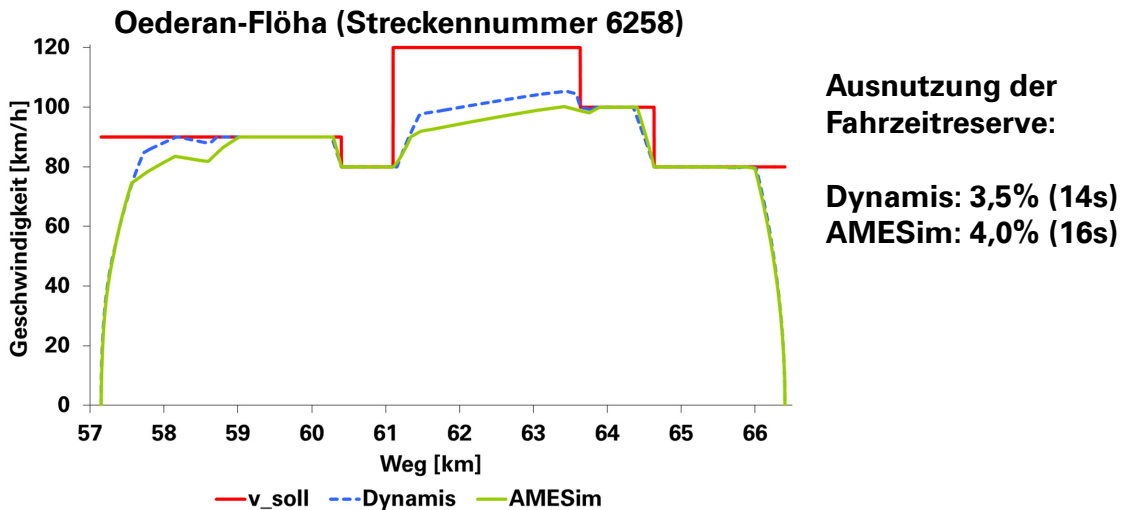
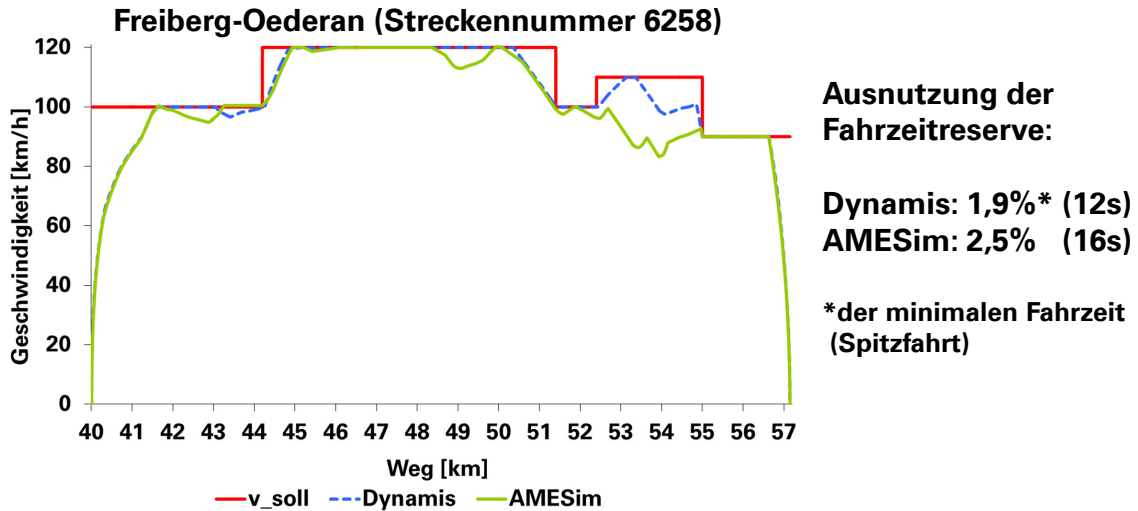


## A.24 FALLUNTERSCHEIDUNG BEI DER PROGNOSE VON FAHRZEITEN VOR GESCHWINDIGKEITSREDUZIERUNGEN



## A.25 VERGLEICHSRECHNUNG ENERGIESPARENDES FAHREN

Vergleich von Simulationsrechnungen, durchgeführt mit dem Programm Dynamis (Version 2.0.7) und dem erweiterten Grundmodell (siehe Kapitel 3.3 und 3.4.1) auf der Basis von Imagine.Lab AMESim™ für Teilabschnitte der Strecke Dresden-Chemnitz.

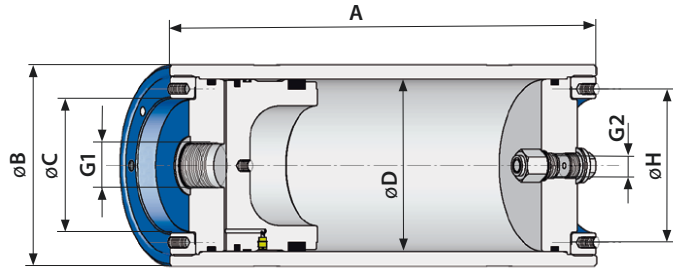


## A.26 KOLBENSPEICHERSPEZIFIKATION (AUSZUG)



EXCELLENT PRESSURE SOLUTIONS

### CE-BAUREIHE AK CE-SERIES AK



AK 225 - 375 I

BOLENZ & SCHÄFER

Öl-volumen		Berechnungs-druck		Typ	Kolben-ø	Länge	Aussen-ø	Gewinde-ring-ø	Befestigung	Ölseite	Gas-seite	Gewicht
oil volume		design pressure		model	piston-ø	length	outside-ø	insert-ø	fastening	oil side	gas side	weight
[l]	[gal]	[bar]	[psi]		ø D [mm]	A [mm]	ø B [mm]	ø C [mm]	ø H [mm]	G1	G2	[kg]
225	59,4	220	3200	AK 225-220-31	310	3420	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	692
		350	5100	AK 225-350-31	310	3460	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	941
		220	3200	AK 225-220-36	360	2710	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	856
		350	5100	AK 225-350-36	360	2750	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1248
250	250	220	3200	AK 250-220-31	310	3750	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	746
		350	5100	AK 250-350-31	310	3790	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1017
		220	3200	AK 250-220-36	360	2955	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	908
		350	5100	AK 250-350-36	360	2995	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1332
275	72,7	220	3200	AK 275-220-31	310	4085	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	800
		350	5100	AK 275-350-31	310	4125	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1094
		220	3200	AK 275-220-36	360	3200	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	961
		350	5100	AK 275-350-36	360	3240	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1416
300	79,2	220	3200	AK 300-220-31	310	4415	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	854
		350	5100	AK 300-350-31	310	4455	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1169
		220	3200	AK 300-220-36	360	3445	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1013
		350	5100	AK 300-350-36	360	3485	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1500
325	85,9	220	3200	AK 325-220-31	310	4745	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	908
		350	5100	AK 325-350-31	310	4785	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1245
		220	3200	AK 325-220-36	360	3695	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1066
		350	5100	AK 325-350-36	360	3735	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1586
350	92,5	220	3200	AK 350-220-31	310	5075	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	962
		350	5100	AK 350-350-31	310	5115	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1321
		220	3200	AK 350-220-36	360	3940	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1118
		350	5100	AK 350-350-36	360	3980	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1669
375	99	220	3200	AK 375-220-31	310	5410	350	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1017
		350	5100	AK 375-350-31	310	5450	365	260	290, 4 x M16x25	1 ½	¾	1397
		220	3200	AK 375-220-36	360	4185	405	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1170
		350	5100	AK 375-350-36	360	4225	430	290	330, 4 x M16x25	1 ½	¾	1752

Die Abmessungen können sich in Abhängigkeit der eingesetzten Werkstoffe und/oder angewandten Abnahmen geringfügig ändern. Im Auftragsfall erhalten Sie für Nicht-Standardprodukte eine verbindliche Zeichnung zur Genehmigung.

Kursivblauer Eintrag = Sonderbaureihe (Lieferzeiten und Preise auf Anfrage)

Selection of materials or application of specific acceptance certifications could result in minor changes in dimensions. In the event of receipt of purchase order for non-standard products, dimensional drawings for approval will be submitted.

Italic-blue item = special type series (time of delivery and price on demand)



## A.27 NACHSCHALTFLASCHEN



**Gasflaschen  
50 bis 75 Liter**

**OLAER (Schweiz) AG**  
Bonnstrasse 3, CH - 3186 Düringen  
Tel. 026 492 70 00, Fax 026 492 70 70  
E-mail: info@olaer.ch www.olaer.ch

**220 - 360 bar**



### Bauart

**OSP 665**

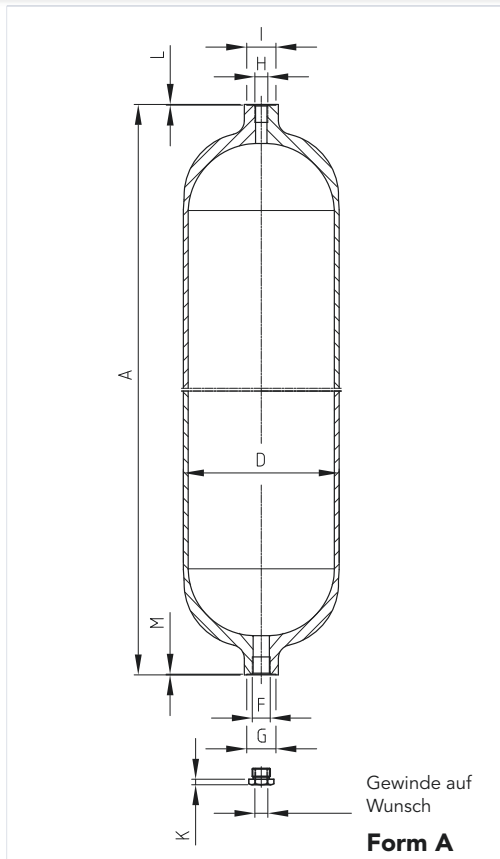
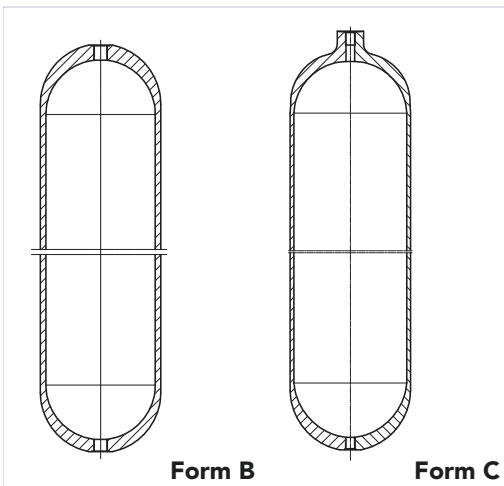
Druckbehälter aus geschmiedetem Stahl, nahtlos

### Temperaturbereich

Standardausführung - 10°C bis + 50°C  
Andere Temperaturverhältnisse auf Anfrage.

### Befestigungsart

Schellen und Konsolen mit Gummieinlagen, bzw.  
Befestigungs-Set, siehe Normblatt OSP 775 und OSP 780  
"Speicher-Zubehör".



Typ	Gasvol. V <sub>0</sub> Liter	Betr. druck bar	Masse kg	Abmessungen in mm									Form
				A	ø D	F	ø G	H	ø I	K	L	M	
GFL 50 - 220 / 90	50	220	64	1472	229	G ¾"	41	G ¾"	41	8	1	-	C
GFL 50 - 220 / 90	50	220	65	1500	229	G ¾"	41	G ¾"	41	8	-	-	B
GFL 50 - 300 / 94*	50	300	80	1800	229	G 1 ½"	68	G ¾"	42	8	1	1	A
GFL 50 - 360 / 90	50	360	98	1586	229	G ¾"	45	G ¾"	45	8	-	-	B
GFL 75 - 360 / 90	75	360	120	2275	229	G 1"	47	G ¾"	45	8	-	-	B

\* zusätzliche Abnahme ASME VIII  
Div. 1 App. 22

Entspricht DGRL 97/23/EG, mit CE-Kennzeichnung

Weitere Zulassungen auf Anfrage

Fabrikationstoleranzen sind nicht berücksichtigt

Konstruktionsänderungen vorbehalten

OSP 665 - 22.12.2005 io

## A.28 DATENBLATT AXIALKOLBEN-VERSTELLPUMPE (AUSZUG)

Electric Drives  
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and  
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

**Rexroth**  
Bosch Group

### Axialkolben-Verstellpumpe A4VSO

RD 92050/04.09 1/68  
Ersetzt: 03.09

#### Datenblatt

Baureihe 10, 11 und 30  
Nenngröße 40...1000  
Nenndruck 350 bar  
Höchstdruck 400 bar  
Offener Kreislauf



#### Inhalt

Typschlüssel für Standardprogramm	2
Technische Daten	5
Kennlinien	10
Übersicht Regel- und Verstelleinrichtungen	13
Abmessungen, Nenngröße 40	18
Abmessungen, Nenngröße 71	20
Abmessungen, Nenngröße 125	22
Abmessungen, Nenngröße 180	24
Abmessungen, Nenngröße 250	26
Abmessungen, Nenngröße 355	28
Abmessungen, Nenngröße 500	30
Abmessungen, Nenngröße 750	32
Abmessungen, Nenngröße 1000	36
Durchtrieb	38
Übersicht Anbaumöglichkeiten an A4VSO	39
Zulässiges Massenmoment	40
Abmessungen Kombinationspumpen	41
Abmessungen Durchtriebe	43
Einbauhinweise	66
Allgemeine Hinweise	68

#### Merkmale

- Axialkolben-Verstellpumpe in Schrägscheibenbauart für hydrostatische Antriebe im offenen Kreislauf
  - Der Volumenstrom ist proportional der Antriebsdrehzahl und dem Verdrängungsvolumen. Durch die Verstellung der Schrägscheibe ist eine stufenlose Volumenstromänderung möglich.
  - Gutes Ansaugverhalten
  - Niedriger Geräuschpegel
  - Hohe Lebensdauer
  - Baukastensystem
  - Kurze Regelzeiten
  - Variable Durchtriebsmöglichkeiten
  - Optische Schwenkwinkelanzeige
  - Beliebige Einbaulage
  - HF-Betrieb bei reduzierten Daten möglich für HFC-Betrieb Spezialausführung verfügbar siehe Datenblatt RD 92053
- Beschreibungen der Regel- und Verstelleinrichtungen siehe separate Datenblätter  
RD 92056, RD 92060, RD 92064,  
RD 92072, RD 92076, RD 92080, RD 92088

## Technische Daten

**Wertetabelle** (theoretische Werte, ohne Wirkungsgrad und Toleranzen; Werte gerundet)

Nenngröße		40	71	125	180	250/ H <sup>1)</sup>	355/ H <sup>1)</sup>	500/ H <sup>1)</sup>	750	750 mit Lade- pumpe	1000
Verdrängungsvolumen	$V_{g \max}$ cm <sup>3</sup>	40	71	125	180	250/ 250	355/ 355	500/ 500	750	750	1000
Drehzahl <sup>2)</sup>											
max. bei $V_{g \max}$	$n_{o \max}$ min <sup>-1</sup>	2600	2200	1800	1800	1500/ 1900	1500/ 1700	1320/ 1500	1200	1500	1000
max. bei $V_g \leq V_{g \max}$ (Drehzahlgrenze)	$n_{o \max \text{ zul.}}$ min <sup>-1</sup>	3200	2700	2200	2100	1800/ 2100	1700/ 1900	1600/ 1800	1500	1500	1200
Volumenstrom											
bei $n_{o \max}$	$q_{vo \max}$ L/min	104	156	225	324	375/ 475	533/ 604	660/ 750	900	1125	1000
bei $n_E = 1500 \text{ min}^{-1}$	$q_{VE \max}$ L/min	60	107	186	270	375	533	581 <sup>3)</sup>	770 <sup>3)</sup>	1125	–
Leistung $\Delta p = 350 \text{ bar}$											
bei $n_{o \max}$	$P_{o \max}$ kW	61	91	131	189	219/ 277	311/ 352	385/ 437	525	656	583
bei $n_E = 1500 \text{ min}^{-1}$	$P_{E \max}$ kW	35	62	109	158	219	311	339 <sup>3)</sup>	449 <sup>3)</sup>	656	–
Drehmoment											
bei $V_{g \max}$ $\Delta p = 350 \text{ bar}$	$T_{\max}$ Nm	223	395	696	1002	1391	1976	2783	4174	4174	5565
$\Delta p = 100 \text{ bar}$	$T$ Nm	64	113	199	286	398	564	795	1193	1193	1590
Verdrehsteifigkeit											
Wellenende P	$c$ kNm/rad	80	146	260	328	527	800	1145	1860	1860	2730
Wellenende Z	$c$ kNm/rad	77	146	263	332	543	770	1136	1812	1812	2845
Massenträgheitsmoment Triebwerk	$J_{TW}$ kgm <sup>2</sup>	0,0049	0,0121	0,03	0,055	0,0959	0,19	0,3325	0,66	0,66	1,20
Winkelbeschleunigung max. <sup>4)</sup>	$\alpha$ rad/s <sup>2</sup>	17000	11000	8000	6800	4800	3600	2800	2000	2000	1450
Füllmenge	$V$ L	2	2,5	5	4	10	8	14	19	22	27
Masse (mit Druckregler) ca.	$m$ kg	39	53	88	102	184	207	320	460	490	605

<sup>1)</sup> High-Speed-Version

<sup>2)</sup> Die Werte gelten bei Absolut-Druck  $p_{\text{abs}} = 1 \text{ bar}$  an der Saugöffnung S bei Drehzahlerhöhung bis zur Drehzahlgrenze bitte Diagramm Seite 7 beachten

<sup>3)</sup>  $V_g < V_{g \max}$

<sup>4)</sup> – Der Gültigkeitsbereich liegt zwischen Null und der maximal zulässigen Drehzahl.

Sie gilt für externe Anregungen (z.B. Dieselmotor 2- bis 8-fache Drehfrequenz, Gelenkwelle 2-fache Drehfrequenz).

– Der Grenzwert gilt nur für eine Einzelpumpe.

– Die Belastbarkeit der Anschlussteile muss berücksichtigt werden.

### Hinweis

Ein Überschreiten der Maximal- bzw. Unterschreiten der Minimalwerte kann zum Funktionsverlust, einer Lebensdauerreduzierung oder zur Zerstörung der Axialkolbenmaschine führen.

Die zulässigen Werte können in einer Berechnung ermittelt werden.

### Ermittlung der Nenngröße

$$\text{Volumenstrom } q_v = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad [\text{L/min}]$$

$$\text{Antriebsdrehmoment } T = \frac{V_g \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad [\text{Nm}]$$

$$\text{Leistung } P = \frac{2\pi \cdot T \cdot n}{60000} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} \quad [\text{kW}]$$

$V_g$  = geometr. Verdrängungsvolumen pro Umdrehung in cm<sup>3</sup>

$\Delta p$  = Differenzdruck in bar

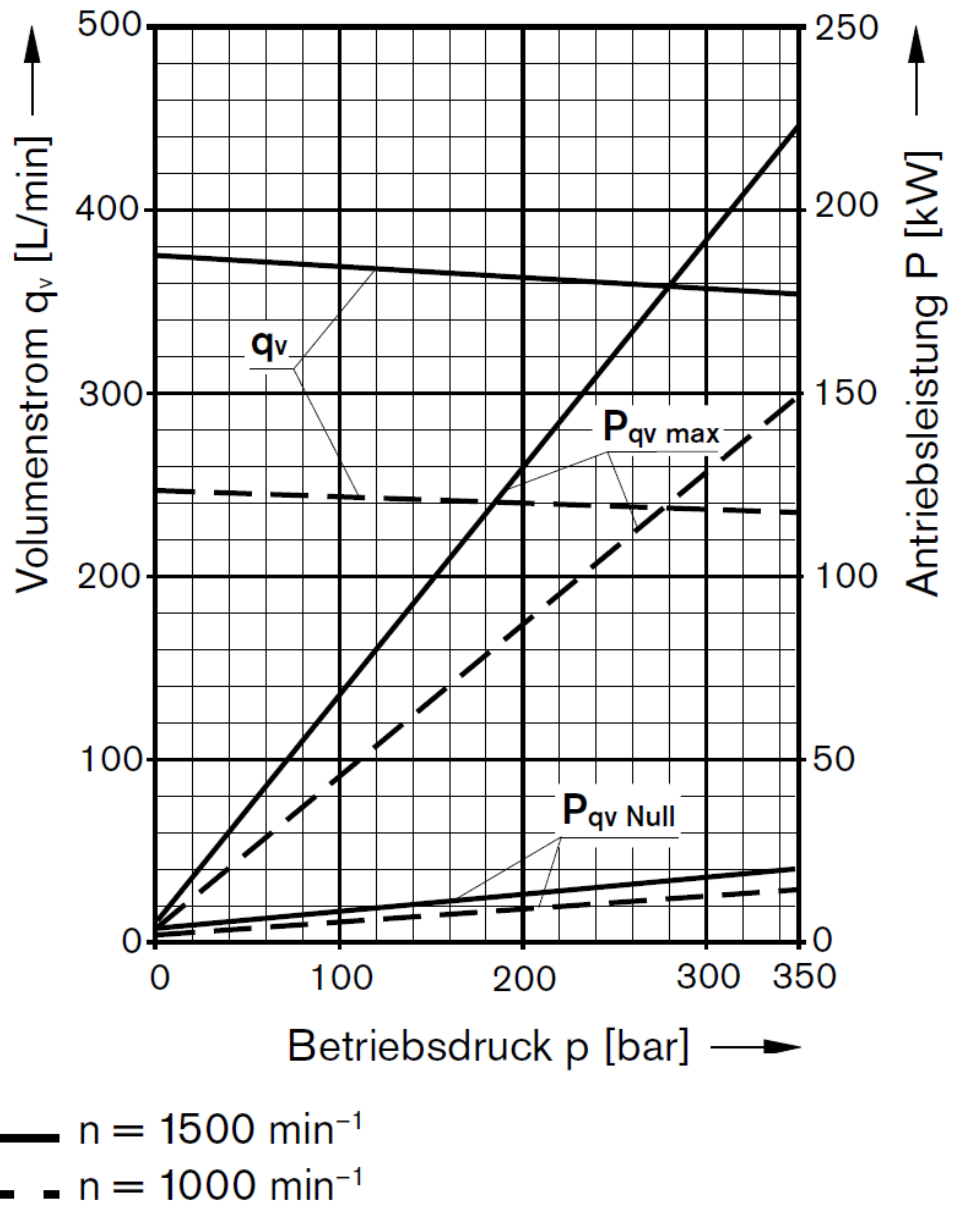
$n$  = Drehzahl in min<sup>-1</sup>

$\eta_v$  = volumetrischer Wirkungsgrad

$\eta_{mh}$  = mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad

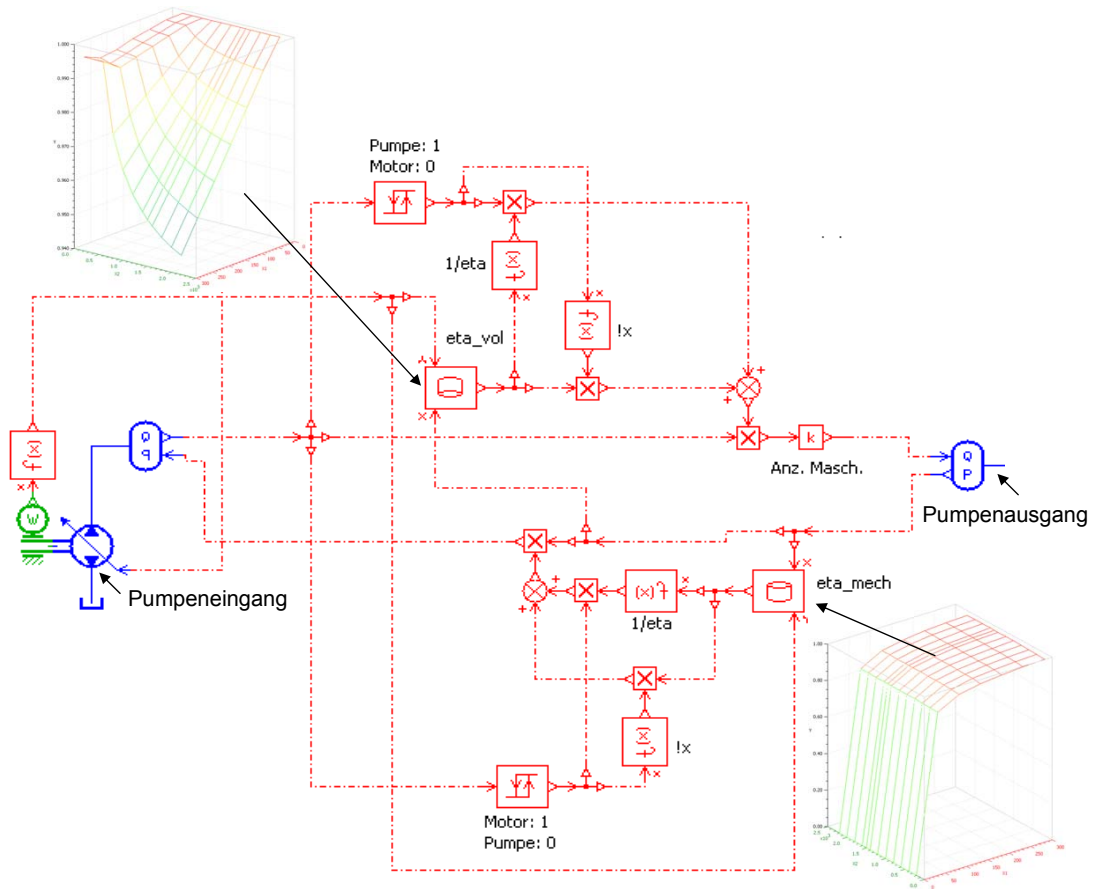
$\eta_t$  = Gesamtwirkungsgrad ( $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{mh}$ )

## A.29 KENNLINIEN AXIALKOLBENVERSTELLPUMPE



Quelle: Bosch-Rexroth [16]

## A.30 AMESIM-MODELL DER HYDROAGGREGATE



## A.31 HYBRIDVARIANTENSYSTEMATIK



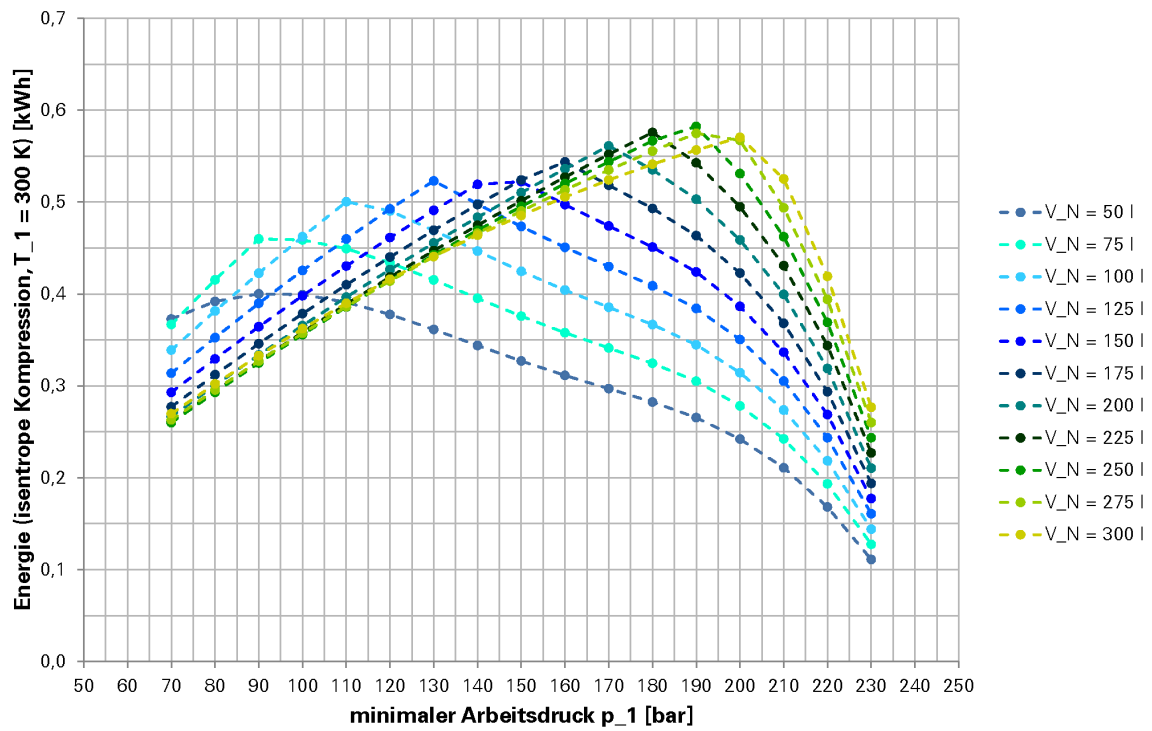
## A.32 HYDROSTATISCHE HYBRIDVARIANTEN

### A.32.1 HHVT2DM0 - Massenbilanz

Massenbilanz der hydrostatischen Hybridrüstung		
Hybridvariante	HHVT2DM0	
Kolbenspeichernennvolumen	120 l	
minimaler Arbeitsdruck	90 bar	
Ölvolumen	0,20 m <sup>3</sup>	
Öldichte	870 kg/m <sup>3</sup>	
<b>Ölmasse</b>		<b>174 kg</b>
<b>Tank</b>		<b>40 kg</b>
<b>Kolbenspeicher</b>		<b>484 kg</b>
Nachschtvolumen	75 l	
Gasvolumen	195 l	
Anzahl Nachschaltflaschen 50l	0	
Anzahl Nachschaltflaschen 75l	1	
Masse je Nachschaltflasche 50l	98 kg	
Masse je Nachschaltflasche 75l	120 kg	
<b>Masse Nachschaltflaschen</b>		<b>120 kg</b>
<b>Gasdichte (p<sub>1</sub>, 300 K)</b>	<b>0,12 kg/l</b>	
<b>Gasmasse</b>		<b>23 kg</b>
Anzahl Pumpen Typ I (groß) je Kolbenspeicher	1	
Anzahl Pumpen Typ II (klein) je Kolbenspeicher	1	
Masse Pumpe groß	184 kg	
Masse Pumpe klein	56 kg	
<b>Masse Pumpen</b>		<b>240 kg</b>
<b>Leitungen, Ventile und Filter</b>		<b>60 kg</b>
<b>Peripherie (Gestell u.a.)</b>		<b>100 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>1193 kg</b>
<b>Summe Fahrzeug</b>		<b>2386 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>0,9 kWh</b>

## A.32.2 HHVT2DM0 - Speicherenergie-Diagramm

Kolbenspeicher-Nennvolumen: 120 l, maximaler Arbeitsdruck: 320 bar, Anfangstemperatur: 300 K



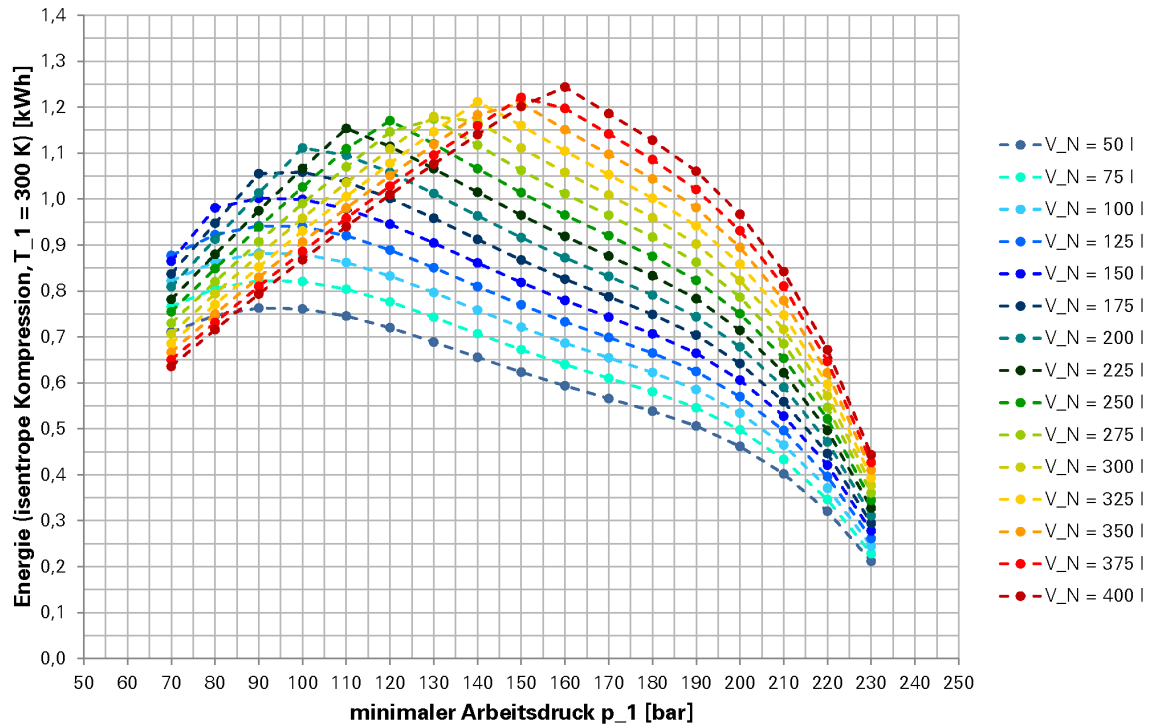


### A.32.3 HHVT2DM1 - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der hydrostatischen Hybridausrüstung</b>		
Hybridvariante	HHVT2DM1	
Kolbenspeichernennvolumen	<b>275 l</b>	
minimaler Arbeitsdruck	<b>110 bar</b>	
Ölvolumen	0,46 m <sup>3</sup>	
Öldichte	870 kg/m <sup>3</sup>	
<b>Ölmasse</b>		<b>399 kg</b>
<b>Tank</b>		<b>92 kg</b>
<b>Kolbenspeicher</b>		<b>1094 kg</b>
Nachschaltvolumen	<b>225 l</b>	
Gasvolumen	500 l	
Anzahl Nachschaltflaschen 50l	0	
Anzahl Nachschaltflaschen 75l	3	
Masse je Nachschaltflasche 50l	98 kg	
Masse je Nachschaltflasche 75l	120 kg	
<b>Masse Nachschaltflaschen</b>		<b>360 kg</b>
<b>Gasdichte (p<sub>1</sub>, 300 K)</b>	<b>0,12 kg/l</b>	
<b>Gasmasse</b>		<b>60 kg</b>
Anzahl Pumpen Typ I (groß) je Kolbenspeicher	<b>2</b>	
Anzahl Pumpen Typ II (klein) je Kolbenspeicher	<b>2</b>	
Masse Pumpe groß	184 kg	
Masse Pumpe klein	56 kg	
<b>Masse Pumpen</b>		<b>480 kg</b>
<b>Leitungen, Ventile und Filter</b>		<b>60 kg</b>
<b>Peripherie (Gestell u.a.)</b>		<b>100 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>2535 kg</b>
<b>Summe Fahrzeug</b>		<b>5070 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>2,3 kWh</b>

### A.32.4 HHVT2DM1 - Speicherenergie-Diagramm

Kolbenspeicher-Nennvolumen: 275 l, maximaler Arbeitsdruck: 320 bar, Anfangstemperatur: 300 K

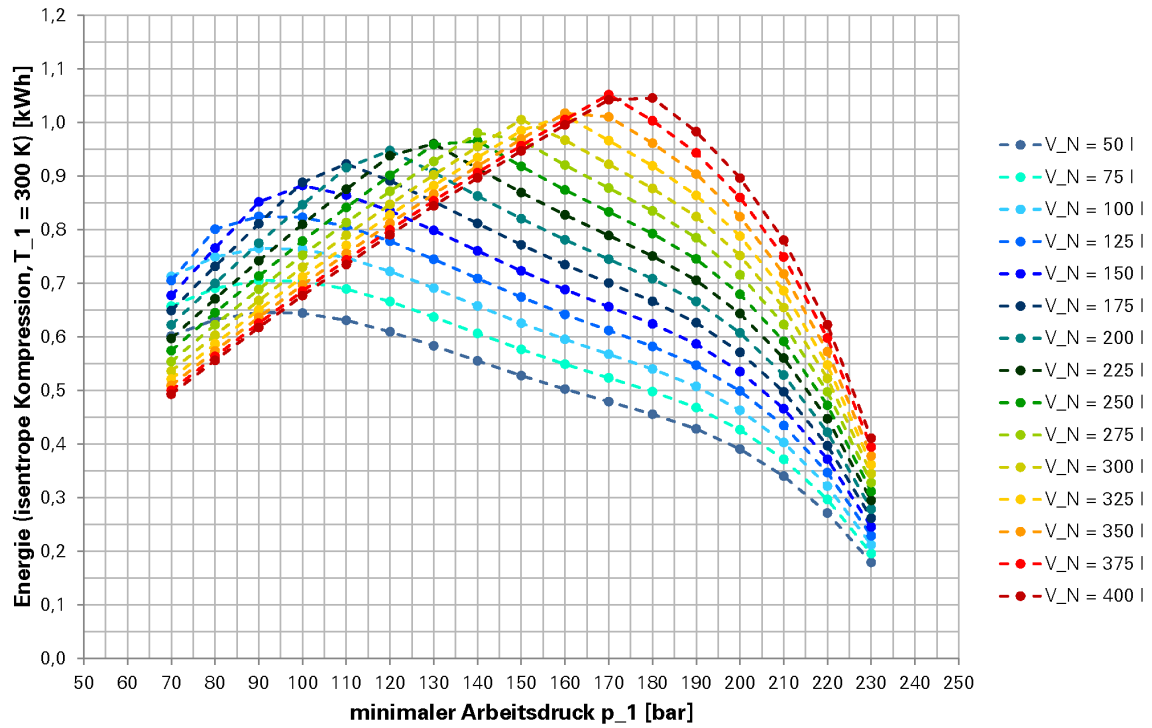


### A.32.5 HHVT2DMRM - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der hydrostatischen Hybridausrüstung</b>		
Hybridvariante	HHVT2DMRM	
Kolbenspeichermennvolumen	<b>225 l</b>	
minimaler Arbeitsdruck	<b>110 bar</b>	
Ölvolumen	0,38 m <sup>3</sup>	
Öldichte	870 kg/m <sup>3</sup>	
<b>Ölmasse</b>		<b>326 kg</b>
<b>Tank</b>		<b>75 kg</b>
<b>Kolbenspeicher</b>		<b>941 kg</b>
Nachschtvolumen	<b>175 l</b>	
Gasvolumen	400 l	
Anzahl Nachschaltflaschen 50l	2	
Anzahl Nachschaltflaschen 75l	1	
Masse je Nachschaltflasche 50l	98 kg	
Masse je Nachschaltflasche 75l	120 kg	
<b>Masse Nachschaltflaschen</b>		<b>316 kg</b>
<b>Gasdichte (p<sub>1</sub>, 300 K)</b>	<b>0,12 kg/l</b>	
<b>Gasmasse</b>		<b>48 kg</b>
Anzahl Pumpen Typ I (groß) je Kolbenspeicher	<b>2</b>	
Anzahl Pumpen Typ II (klein) je Kolbenspeicher	<b>2</b>	
Masse Pumpe groß	184 kg	
Masse Pumpe klein	56 kg	
<b>Masse Pumpen</b>		<b>480 kg</b>
<b>Leitungen, Ventile und Filter</b>		<b>60 kg</b>
<b>Peripherie (Gestell u.a.)</b>		<b>100 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>2252 kg</b>
<b>Summe Fahrzeug</b>		<b>4504 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>1,8 kWh</b>

### A.32.6 HHVT2DMRM - Speicherenergie-Diagramm

Kolbenspeicher-Nennvolumen: 225 l, maximaler Arbeitsdruck: 320 bar, Anfangstemperatur: 300 K

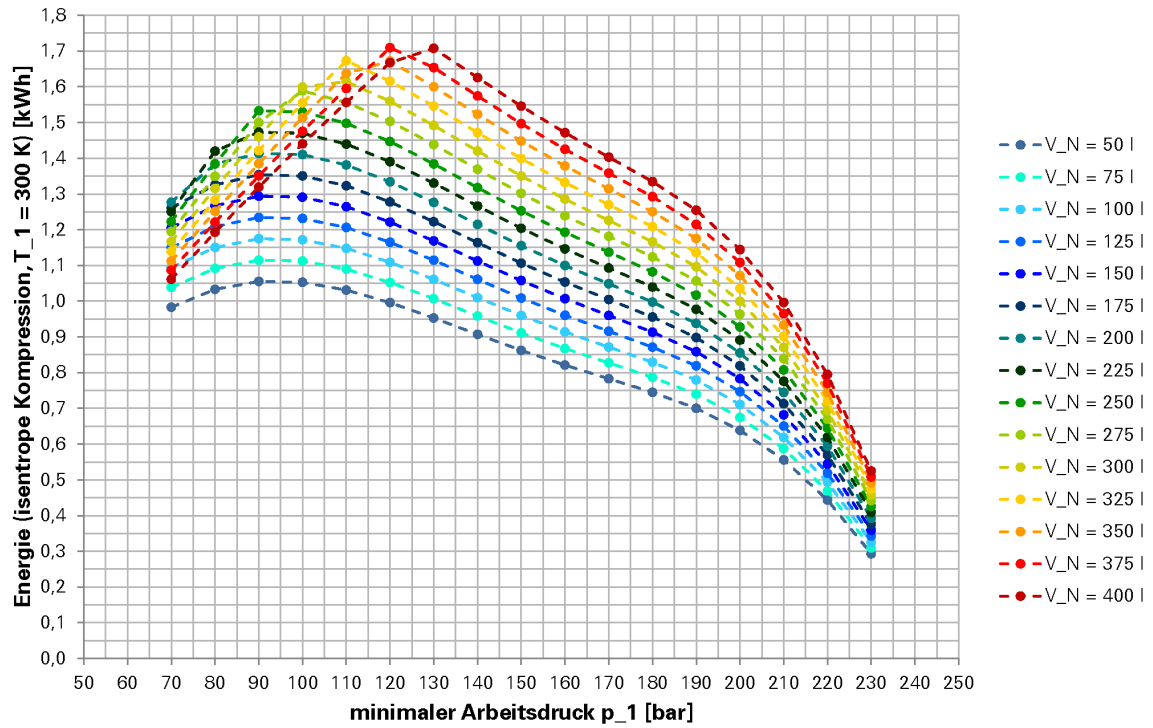


### A.32.7 HHVT1DM - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der hydrostatischen Hybridausrüstung</b>		
Hybridvariante	HHVT1DM	
Kolbenspeichernennvolumen	<b>400 l</b>	
minimaler Arbeitsdruck	<b>110 bar</b>	
Ölvolumen	0,67 m <sup>3</sup>	
Öldichte	870 kg/m <sup>3</sup>	
<b>Ölmasse</b>		<b>580 kg</b>
<b>Tank</b>		<b>133 kg</b>
<b>Kolbenspeicher</b>		<b>1473 kg</b>
Nachschaltvolumen	<b>325 l</b>	
Gasvolumen	725 l	
Anzahl Nachschaltflaschen 50l	2	
Anzahl Nachschaltflaschen 75l	3	
Masse je Nachschaltflasche 50l	98 kg	
Masse je Nachschaltflasche 75l	120 kg	
<b>Masse Nachschaltflaschen</b>		<b>556 kg</b>
<b>Gasdichte (p<sub>1</sub>, 300 K)</b>	<b>0,12 kg/l</b>	
<b>Gasmasse</b>		<b>87 kg</b>
Anzahl Pumpen Typ I (groß) je Kolbenspeicher	<b>3</b>	
Anzahl Pumpen Typ II (klein) je Kolbenspeicher	<b>2</b>	
Masse Pumpe groß	184 kg	
Masse Pumpe klein	56 kg	
<b>Masse Pumpen</b>		<b>664 kg</b>
<b>Leitungen, Ventile und Filter</b>		<b>60 kg</b>
<b>Peripherie (Gestell u.a.)</b>		<b>100 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>3506 kg</b>
<b>Summe Fahrzeug</b>		<b>7012 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>3,3 kWh</b>

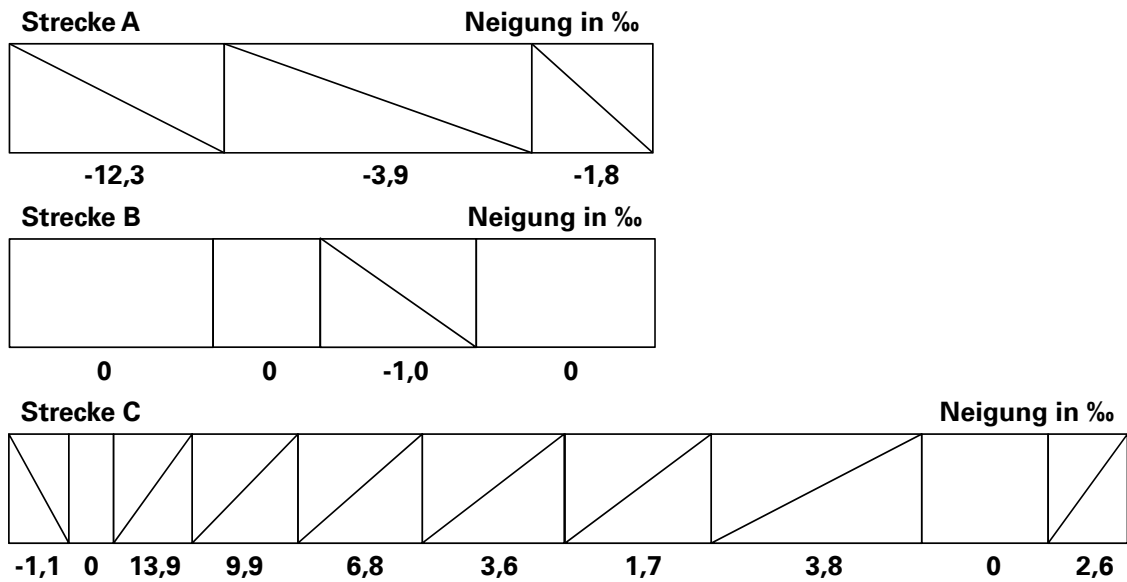
### A.32.8 HHVT1DM - Speicherenergie-Diagramm

Kolbenspeicher-Nennvolumen: 400 l, maximaler Arbeitsdruck: 320 bar, Anfangstemperatur: 300 K



## A.33 STRECKENBÄNDER ZUR SYSTEMATISCHEN PARAMETERVARIATION/OPTIMIERUNG

Streckenbänder der bei den systematischen Parametervariationen zugrunde gelegten Strecken



## A.34 DURCHGEFÜHRTE SYSTEMATISCHE PARAMETERVARIATIONEN

Tabelle A.5: Übersicht über die durchgeführten Parametervariationen - Zuordnung von *Hybridkonfiguration*, *Ziel* der systematischen Parametervariation, *Strecke* und *variieren Parameter*

Ziel	$B_{DK,min}$				$\eta_{Rek,max}$				$B_{DK,min} + \eta_{Rek,max}$			
Parameter	$i_{Hyb,gr}$	$i_{Hyb,kl}$	$\tau_{KS}$	$b_B$	$i_{Hyb,gr}$	$i_{Hyb,kl}$	$\tau_{KS}$	$b_B$	$i_{Hyb,gr}$	$i_{Hyb,kl}$	$\tau_{KS}$	$b_B$
<b>Strecke A</b>												
HHVT1DM	X	X	X						X	X	X	
HHVT2DM0	X	X	X		X	X	X		X	X	X	
HHVT2DM1	X	X	X		X	X	X	X	X	X	X	X
	X	X	X	X					X	X	X	X
<b>Strecke B</b>												
HHVT1DM	X	X	X						X	X	X	
HHVT2DM0	X	X	X		X	X	X		X	X	X	
HHVT2DM1	X	X	X		X	X	X	X	X	X	X	X
	X	X	X	X					X	X	X	X
<b>Strecke C</b>												
HHVT1DM	X	X	X						X	X	X	
HHVT2DM1	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X
	X	X	X									
	X	X	X	X								

X - Parameter wurde variiert



## A.35 UNTERSUCHUNG DES SYSTEMVERHALTENS MITTELS STATISTISCHER VERSUCHSPLANUNG („DESIGN OF EXPERIMENTS“)

Das Programm AMESim™ bietet die Möglichkeit einer systematischen Parametervariation im Sinne der „statistischen Versuchsplanung“ (im angelsächsischen Sprachraum als „Design of Experiments (DoE)“ bezeichnet. Dabei werden zunächst Einflussfaktoren und Zielgrößen definiert. Ersteren wird ein minimal und ein maximal zulässiger Wert zugeordnet um eine systematische Variation aller Einflussgrößen zwischen diesen beiden Extremwerten durchzuführen und jeweils deren Einfluss auf die Zielgrößen bestimmen zu können. Mit den erzeugten Ergebnissen können Einfluss- und Wechselwirkungs-Diagramme erzeugt werden, die illustrieren, wie stark sich die Änderung einer Einflussgröße auf die Änderung der Zielgröße(n) auswirkt, beziehungsweise inwiefern zwei Einflussgrößen als voneinander unabhängig betrachtet werden können. Im Folgenden werden die Ergebnisse einer solchen Analyse auf Basis der Hybridkonfiguration HHVT2DM1 für die Beispielstrecken A und B (siehe Kapitel 5.2 sowie Anhang A.33) dargestellt. Die Einflussgrößen inklusive der zugehörigen Extremwerte sowie die Zielgrößen können der untenstehenden Tabelle entnommen werden.

Tabelle A.6: Definition der Größen für die systematische Parametervariation mittels statistischer Versuchsplanung

Typ	Größe	Minimalwert	Maximalwert
Einflussgröße	mittlere Betriebsbremsverzögerung ( $b_B$ )	0,5 m/s <sup>2</sup>	0,7 m/s <sup>2</sup>
	Speichereigenzeit ( $\tau_{KS}$ )	90 s	600 s
	Übersetzung Pumpen Typ I ( $i_{Hyb,gr}$ )	0,5	3,0
	Übersetzung Pumpen Typ II ( $i_{Hyb,kl}$ )	0,5	3,0
Zielgröße	Kraftstoffbedarf ( $B_{DK}$ )	(nicht zutreffend)	
	Rekuperationswirkungsgrad $\eta_{Rek}$	(nicht zutreffend)	

Im Ergebnis der durchgeführten Analyse wird deutlich, dass die betrachteten Einflussgrößen hinsichtlich Ihrer Auswirkungen auf den Kraftstoffbedarf als weitgehend unabhängig voneinander betrachtet werden können. Dies zeigt sich in den jeweils nahezu parallelen Verläufen der Geraden in den Wechselwirkungsdiagrammen (siehe Abbildungen A.14 und A.19). Demgegenüber müssen die beiden Übersetzungsverhältnisse sowohl aufeinander als auch auf die angestrebte mittlere Betriebsbremsverzögerung abgestimmt werden, wenn eine Verbesserung des Wirkungsgrades angestrebt werden soll (winklig zueinander verlaufende Geraden in den Wechselwirkungsdiagrammen).

Ferner ist erkennbar, dass mit der mittleren Bremsverzögerung ein betrieblicher Faktor einen erheblichen Anteil auf den Kraftstoffverbrauch hat. Dies hat weniger etwas mit der Leistungsfähigkeit des Hybridzweiges als vielmehr mit der energiesparenden Fahrweise zu tun. Die Wahl einer höheren Betriebsbremsverzögerung ermöglicht eine Verlängerung der Auslaufabschnitte bei gleicher Fahrzeit. Dieser Effekt wird verstärkt, wenn auch der Anfahrvorgang beschleunigt werden kann, weshalb die Übersetzungsverhältnisse für die Anbindung der Hydroaggregate den zweit- und drittgrößten Einfluss auf den Kraftstoffbedarf haben, wie die folgenden Diagramme zeigen. Der Grad der thermischen Isolation des Speichergases hat zwar einen großen Einfluss auf den Rekuperationswirkungsgrad, wirkt sich jedoch kaum auf den Kraftstoffverbrauch aus. Des Weiteren ist auch die Wahl eines günstigen Übersetzungsverhältnisses zur mechanischen Anbindung der Pumpen des Typs II hinsichtlich des Wirkungsgrades von größerer Bedeutung als hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches.

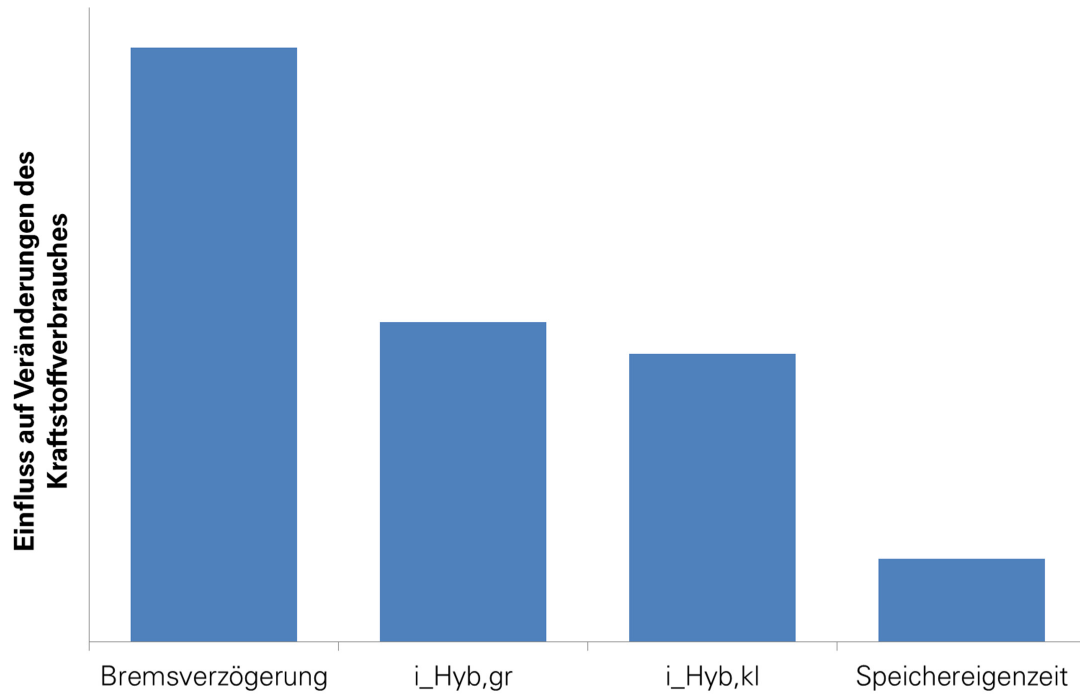


Abbildung A.10: Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch (HHVT2DM1, **Strecke A**)

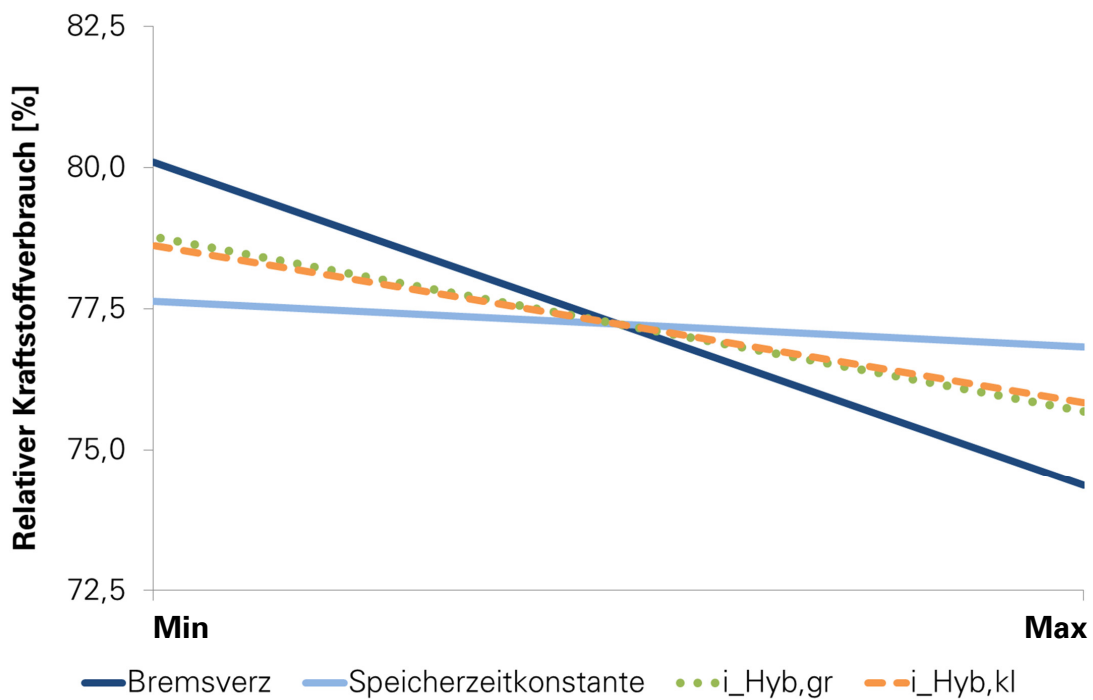


Abbildung A.11: Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch für **Strecke A** (Bezug für relativen Kraftstoffverbrauch: Simulation Grundmodell (konventionelles Referenzfahrzeug) mit energiesparender Fahrweise)

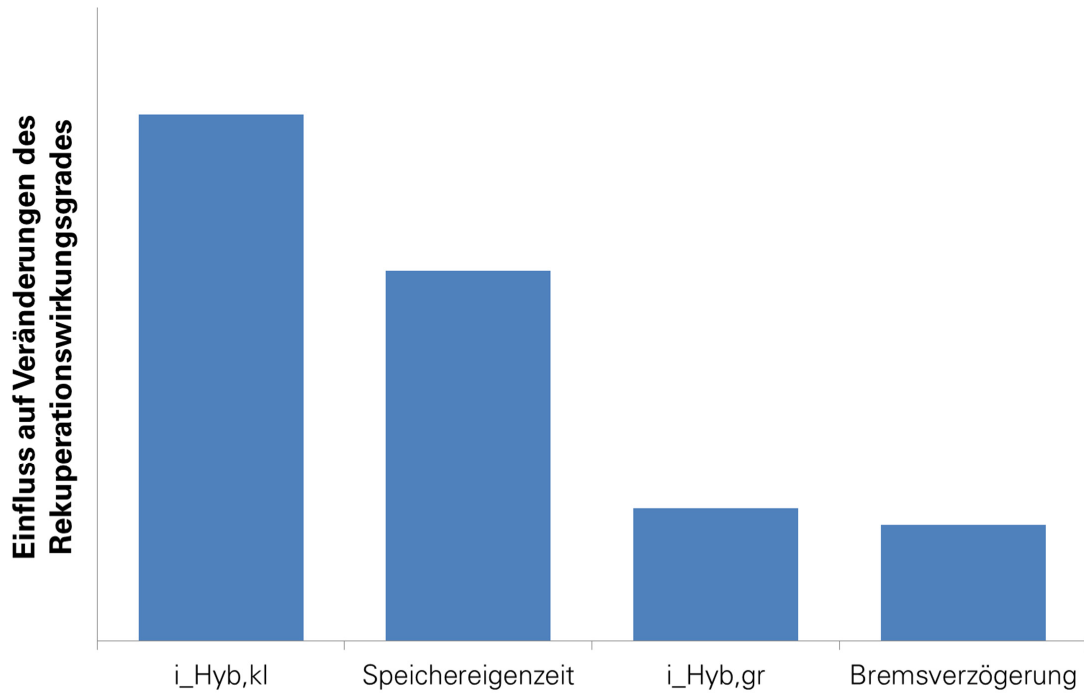


Abbildung A.12: Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad (HHVT2DM1, **Strecke A**)

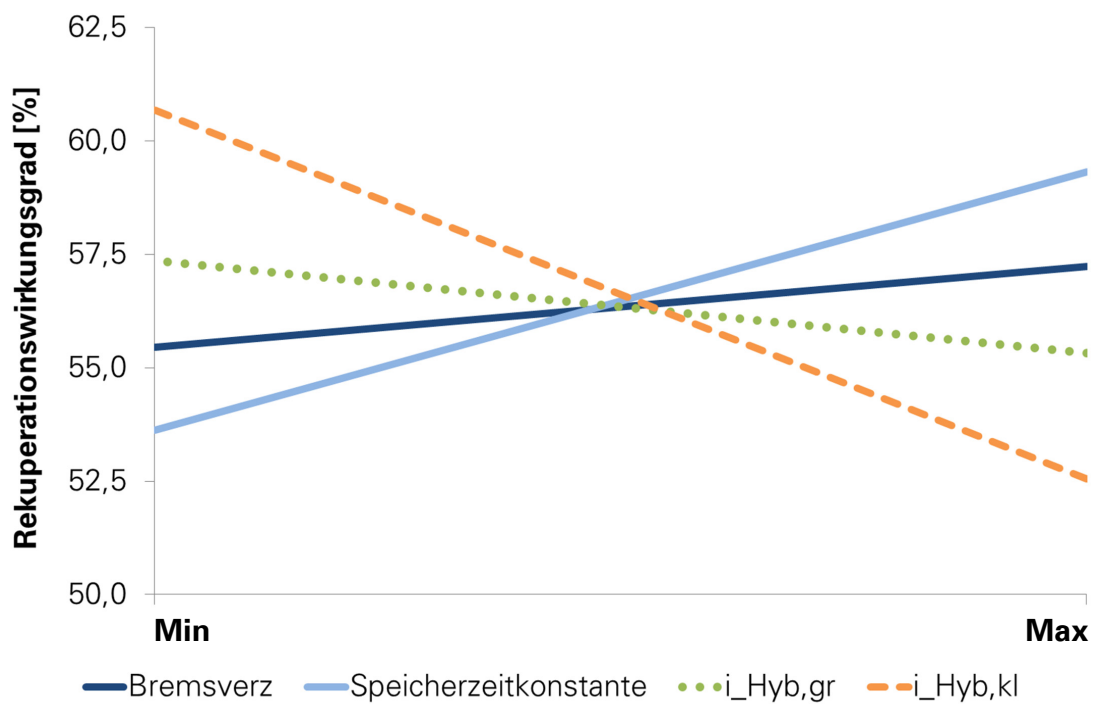
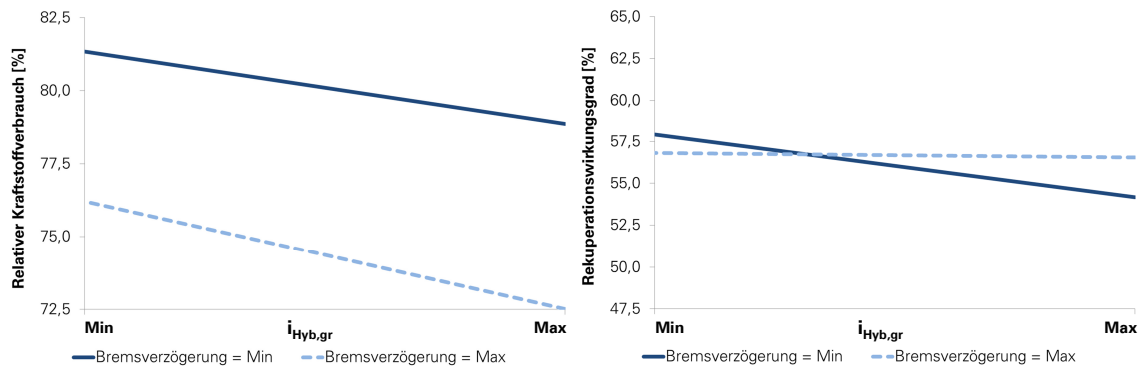
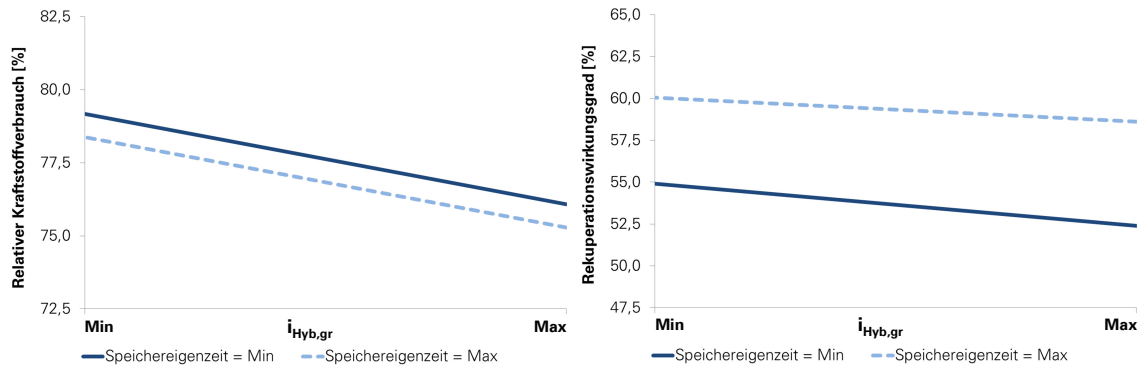


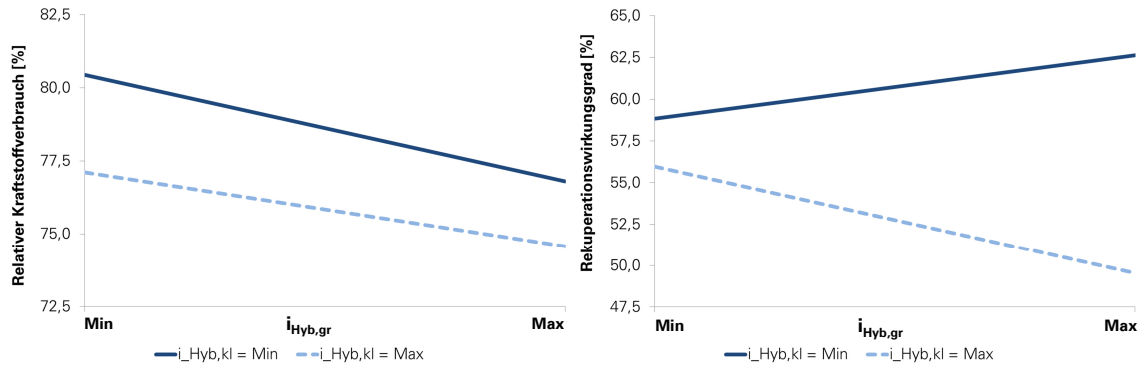
Abbildung A.13: Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad für **Strecke A**



(a) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $b_B$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (b) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $b_B$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad



(c) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $\tau_{KS}$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (d) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $\tau_{KS}$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad



(e) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (f) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad

Abbildung A.14: Wechselwirkungsdiagramme (HHVT2DM1, **Strecke A**)

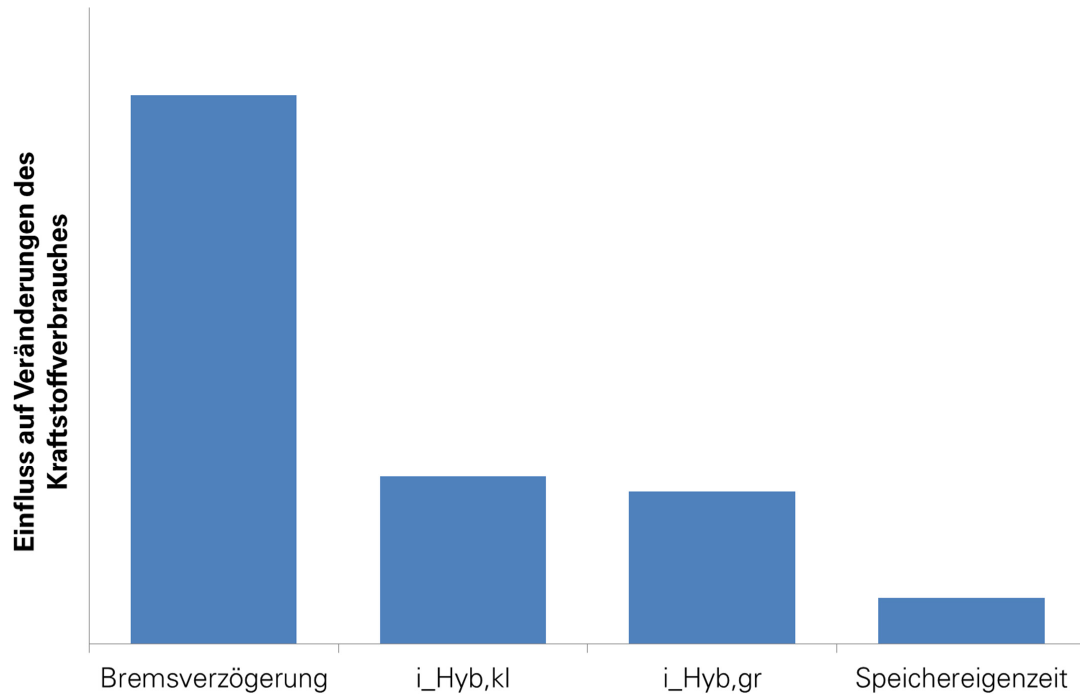


Abbildung A.15: Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch (HHVT2DM1, **Strecke B**)

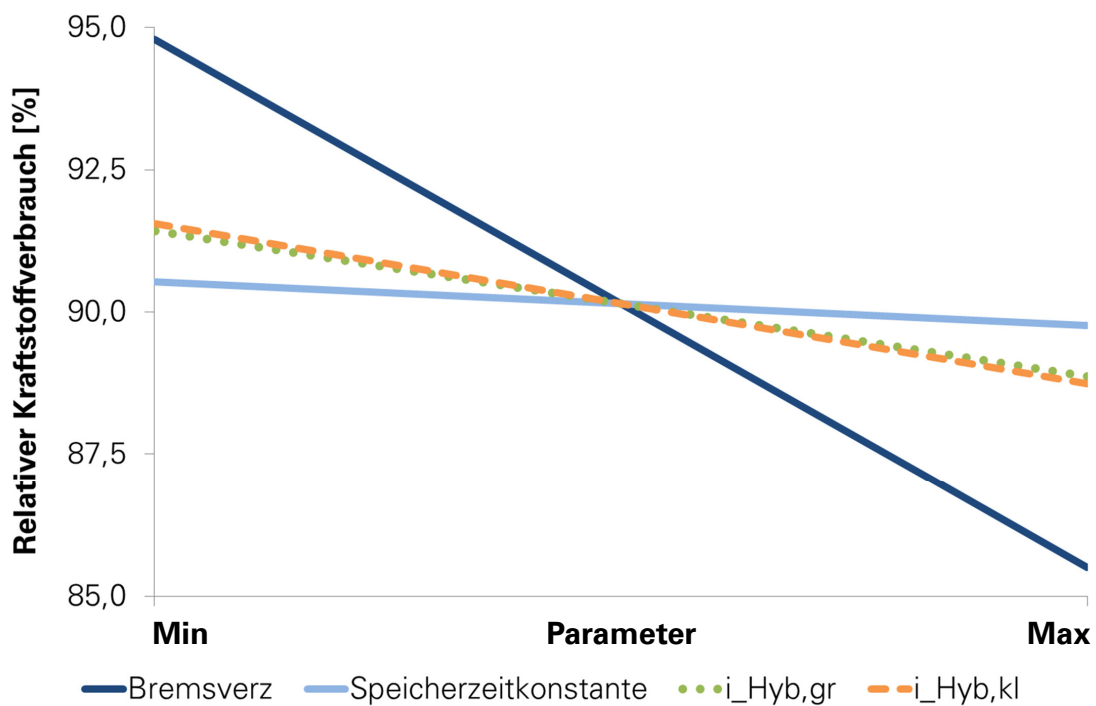


Abbildung A.16: Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Kraftstoffverbrauch für **Strecke B** (Bezug für relativen Kraftstoffverbrauch: Simulation Grundmodell (konventionelles Referenzfahrzeug) mit energiesparender Fahrweise)

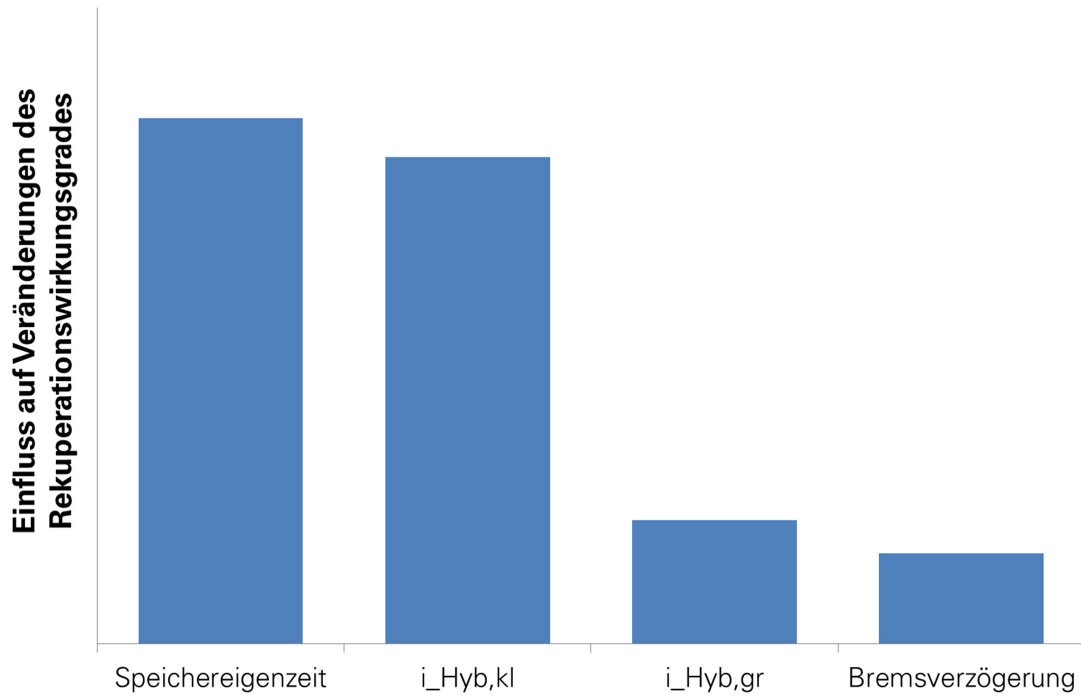


Abbildung A.17: Qualitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad (HHVT2DM1, **Strecke B**)

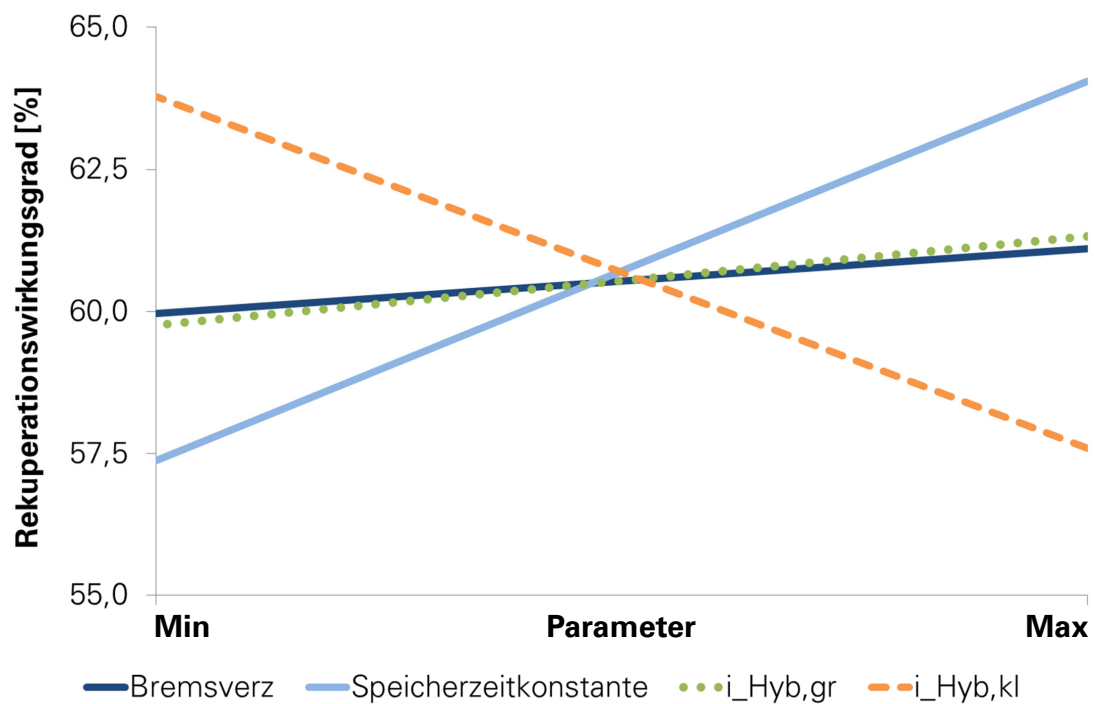
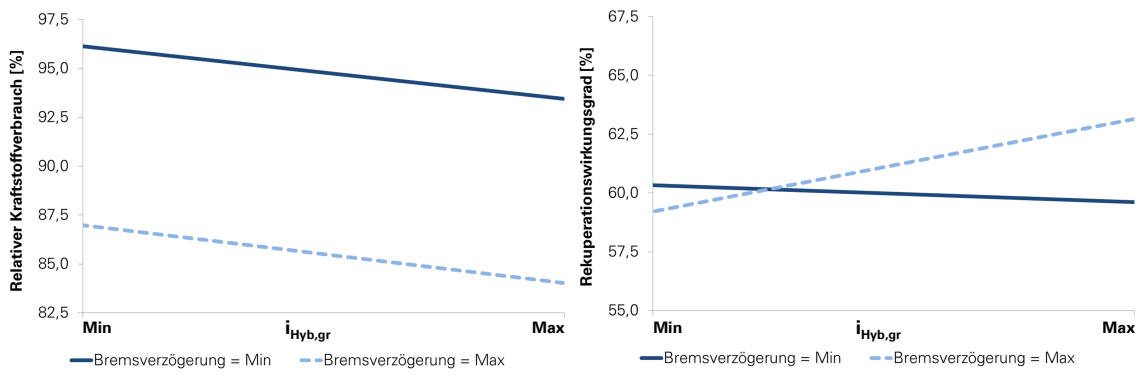
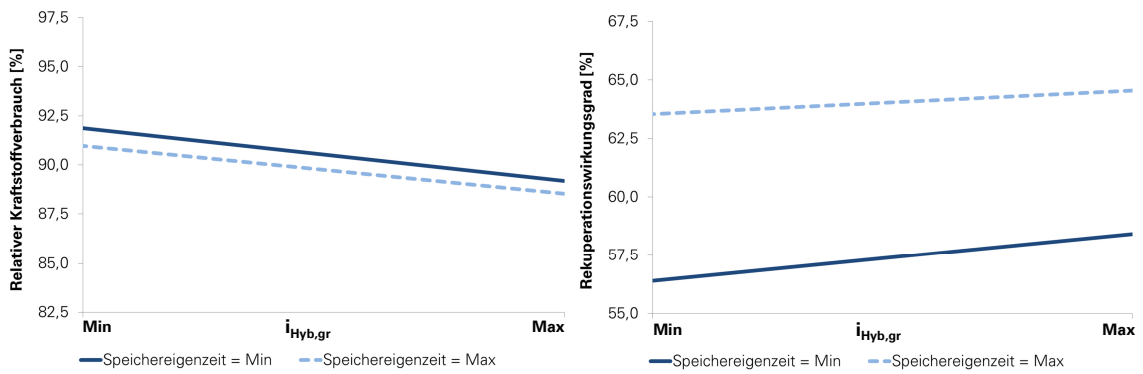


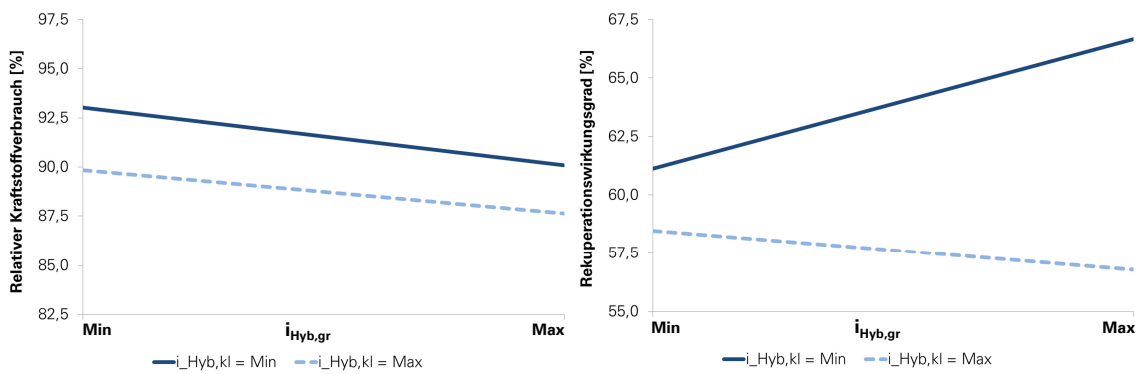
Abbildung A.18: Quantitativer Einfluss der variierten Parameter auf die Zielgröße Rekuperationswirkungsgrad für **Strecke B**



(a) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $b_B$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (b) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $b_B$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad



(c) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $\tau_{KS}$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (d) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $\tau_{KS}$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad



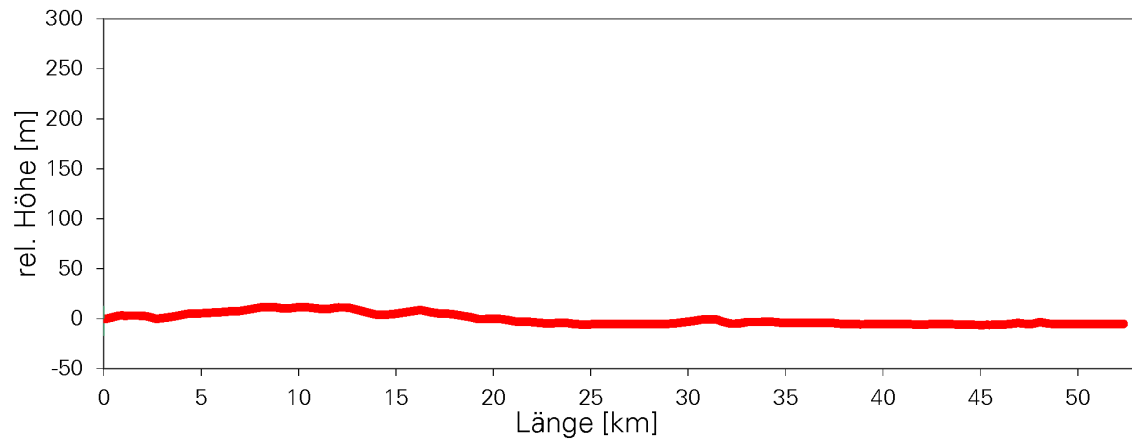
(e) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$ , Zielgröße: Kraftstoffverbrauch  
 (f) Wechselwirkungsdiagramm für  $i_{Hyb,gr}$  und  $i_{Hyb,kl}$ , Zielgröße: Rekuperationswirkungsgrad

Abbildung A.19: Wechselwirkungsdiagramme (HHVT2DM1, **Strecke B**)

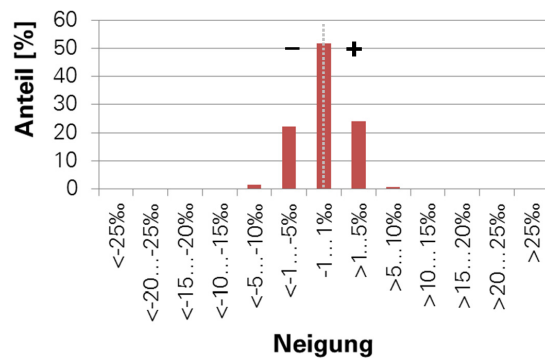
## A.36 STRECKENDATEN

### Strecke 1

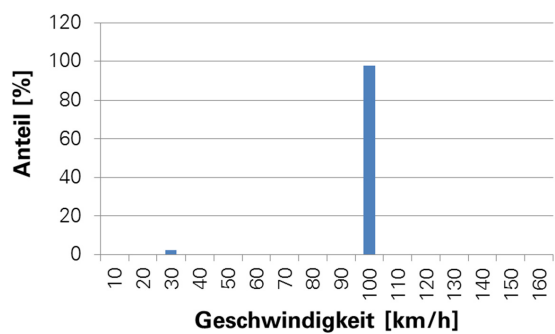
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum



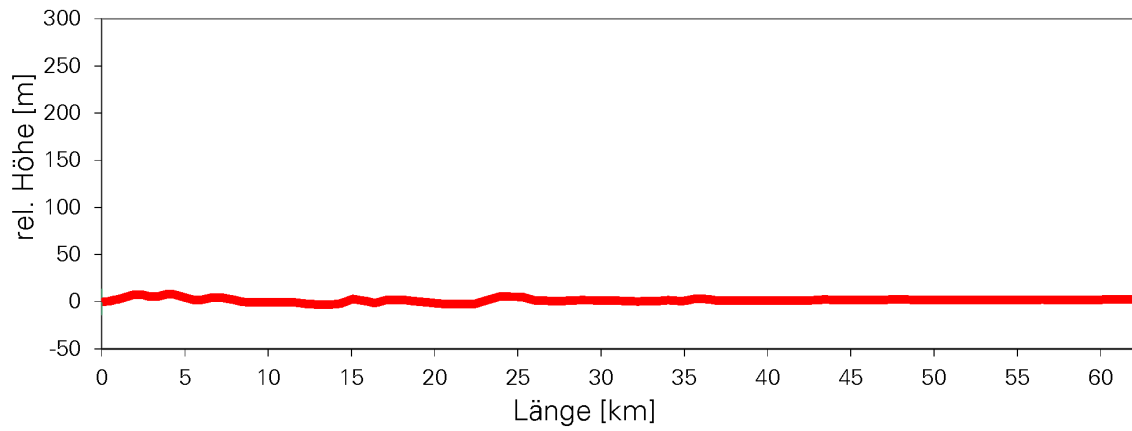
(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

Abbildung A.20: Streckenparameter Strecke 1 (Flachlandstrecke)

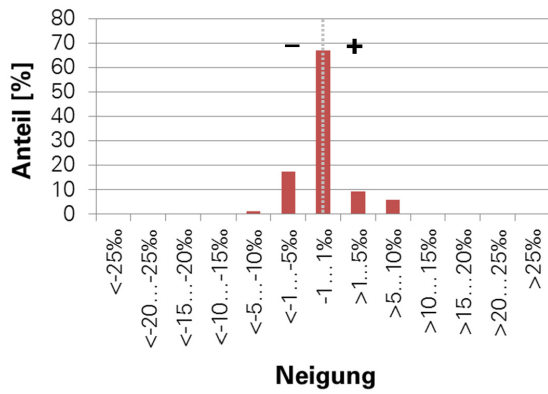


## Strecke 2

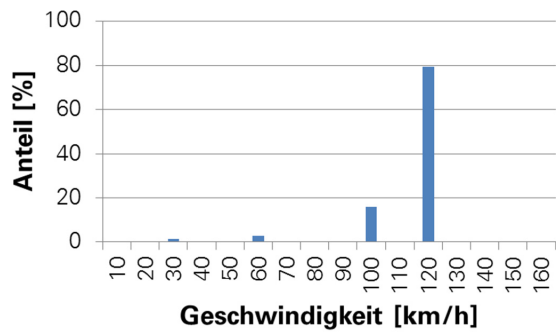
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum

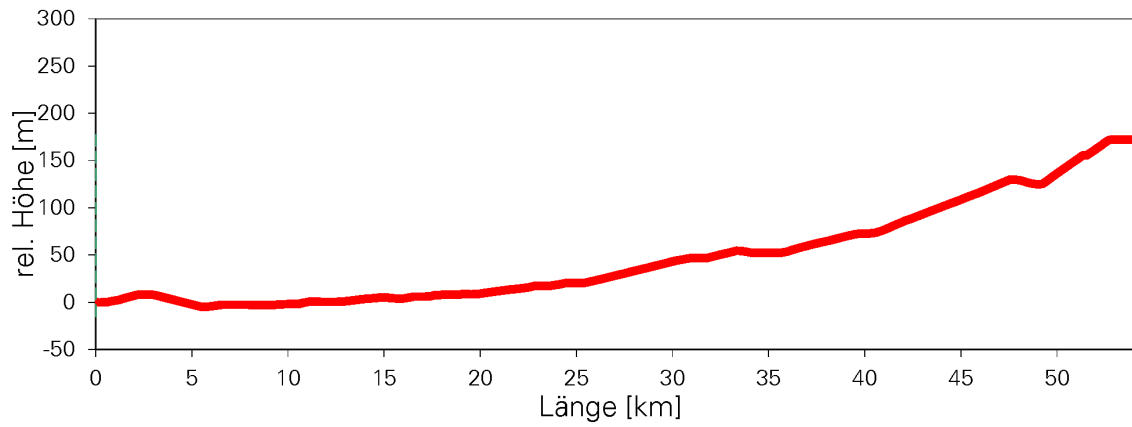


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

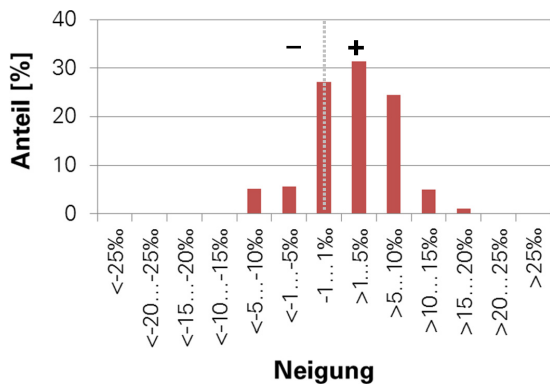
Abbildung A.21: Streckenparameter Strecke 2 (Flachlandstrecke)

### Strecke 3

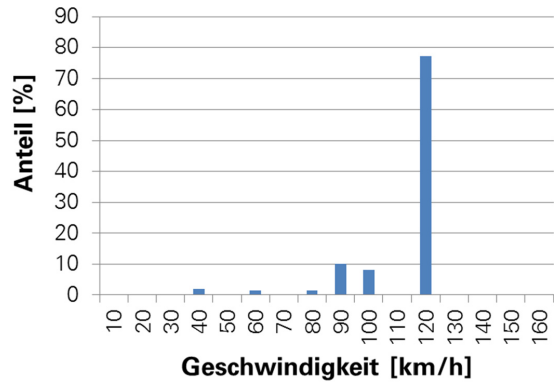
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum

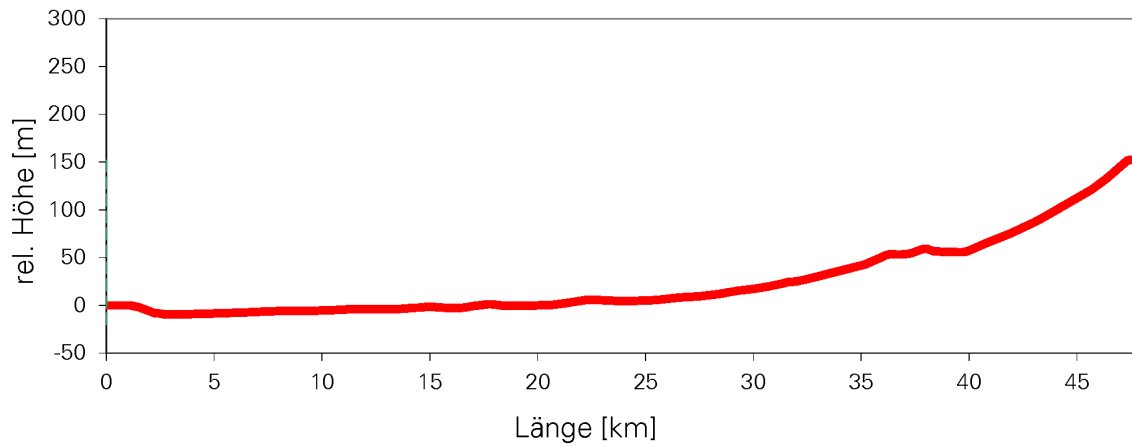


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

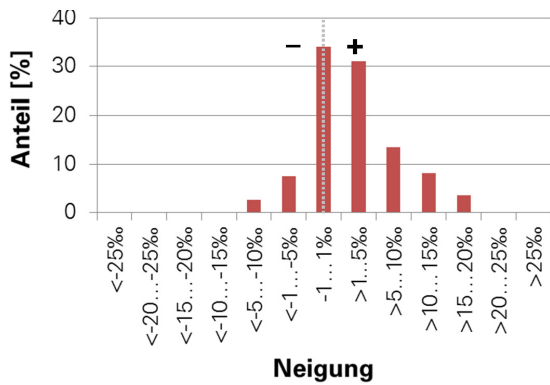
Abbildung A.22: Streckenparameter Strecke 3

## Strecke 4

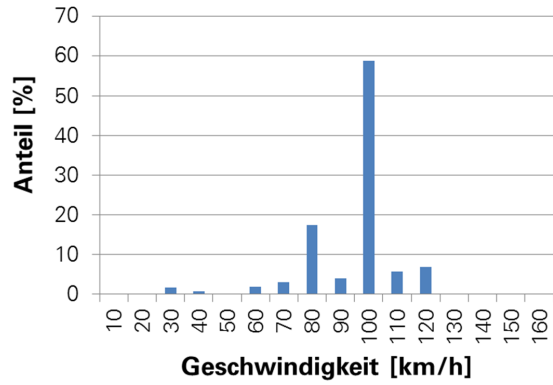
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum

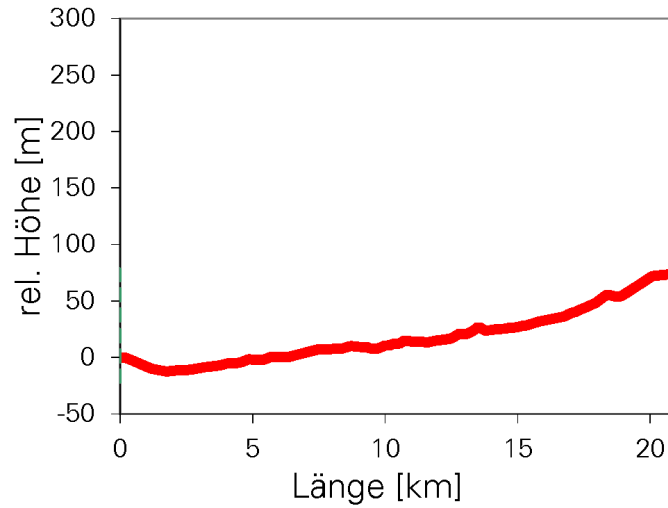


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

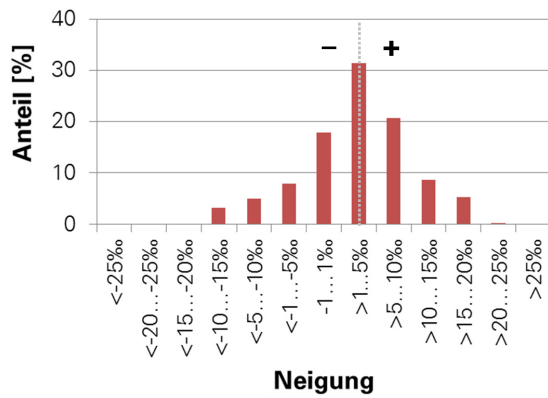
Abbildung A.23: Streckenparameter Strecke 4

## Strecke 5

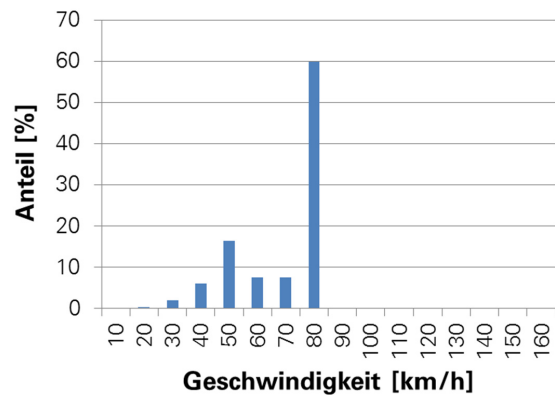
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum

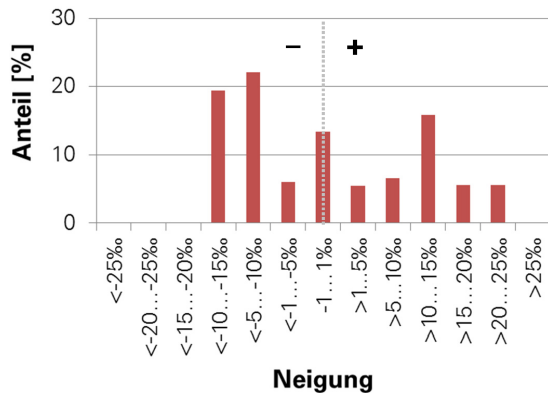
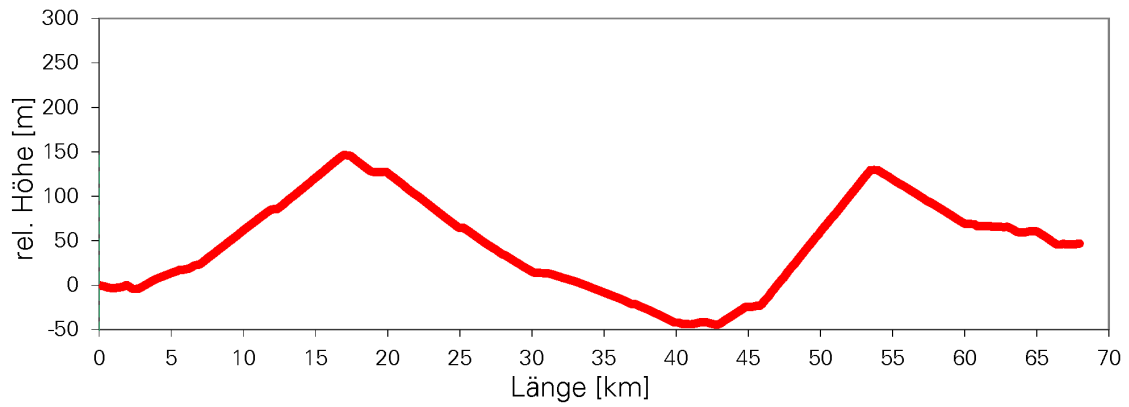


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

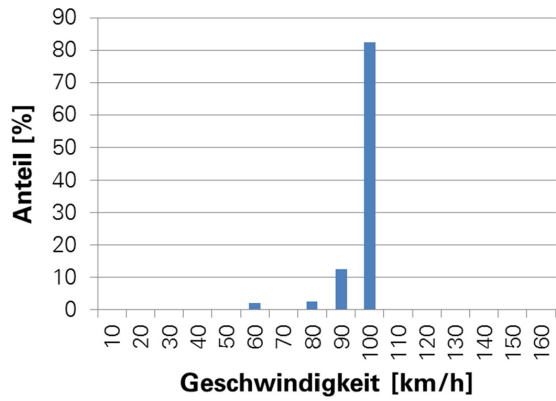
Abbildung A.24: Streckenparameter Strecke 5

## Strecke 6

Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(b) Neigungsspektrum

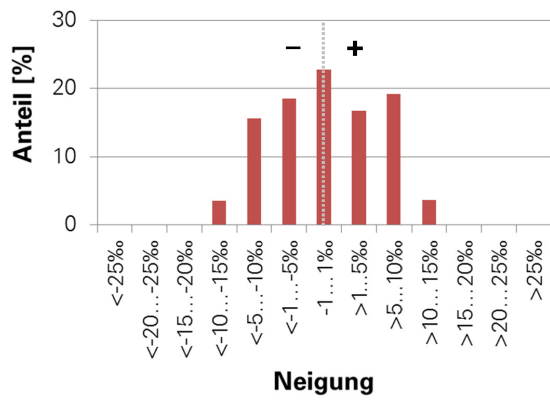
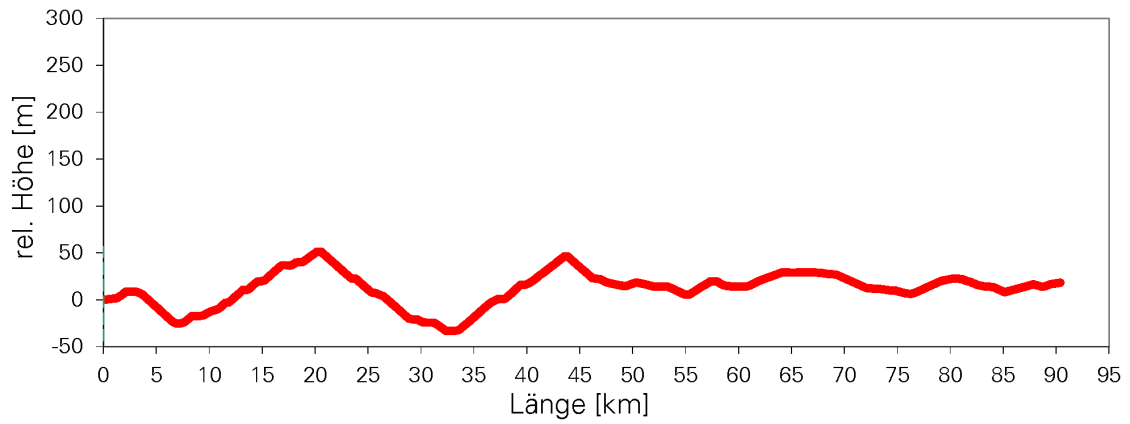


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

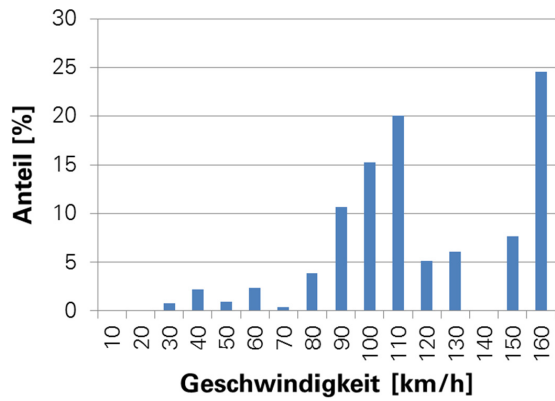
Abbildung A.25: Streckenparameter Strecke 6

## Strecke 7

Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(b) Neigungsspektrum

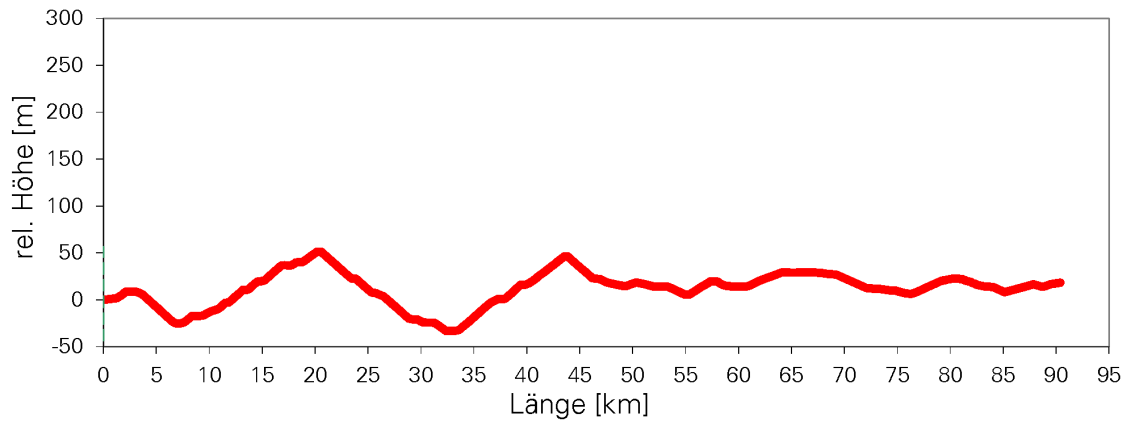


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

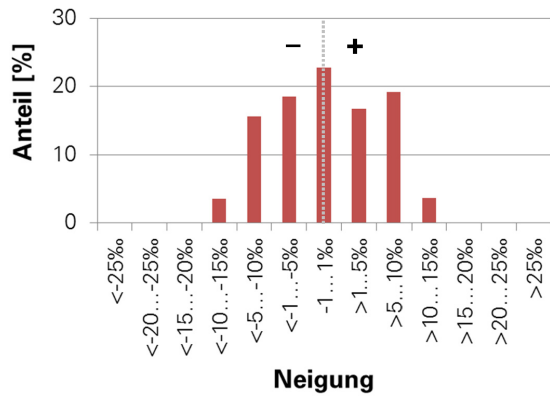
Abbildung A.26: Streckenparameter Strecke 7

# Strecke 7NT

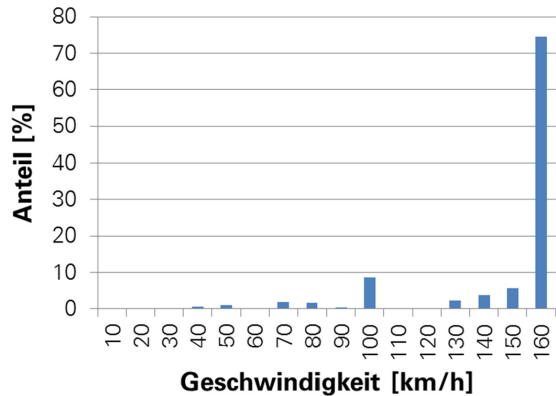
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum

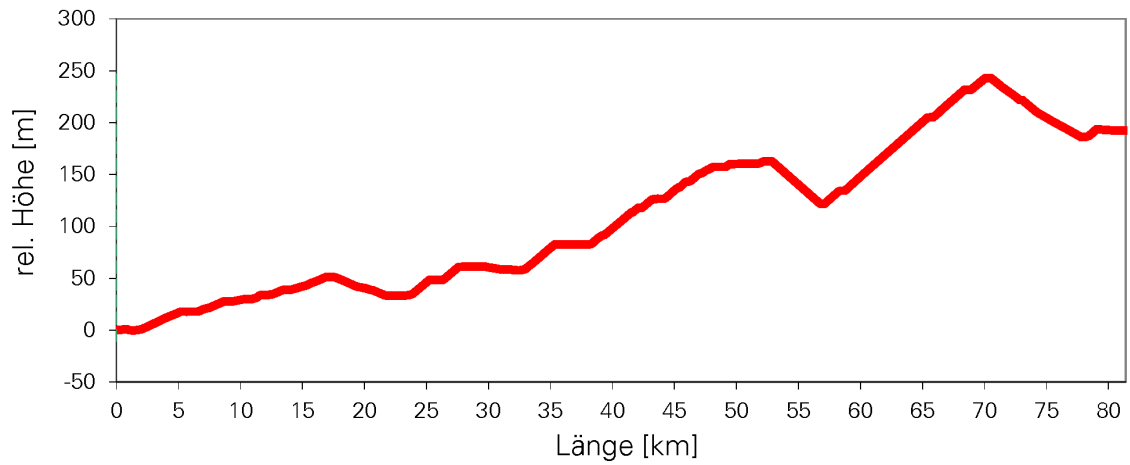


(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

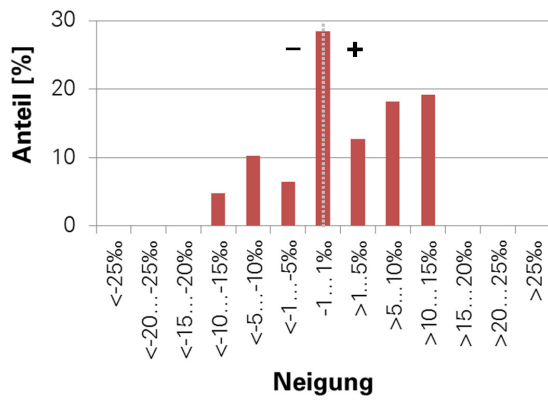
Abbildung A.27: Streckenparameter Strecke 7NT

## Strecke 8

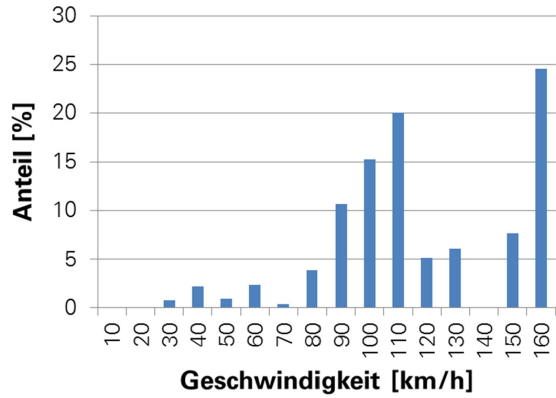
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



(b) Neigungsspektrum



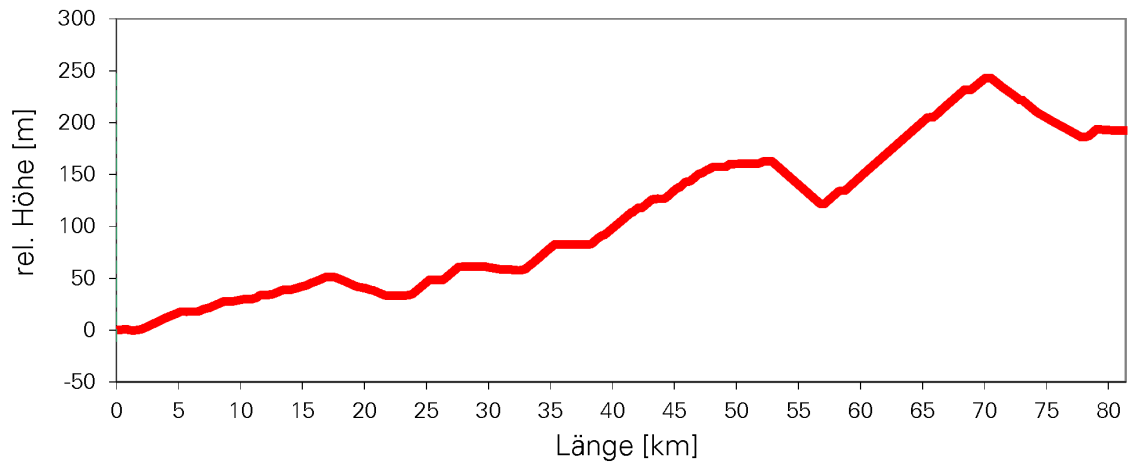
(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

Abbildung A.28: Streckenparameter Strecke 8

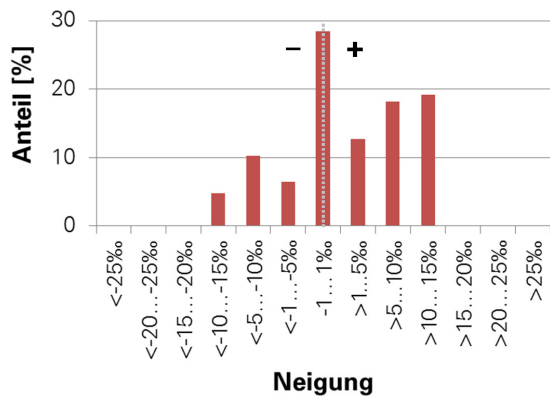


# Strecke 8NT

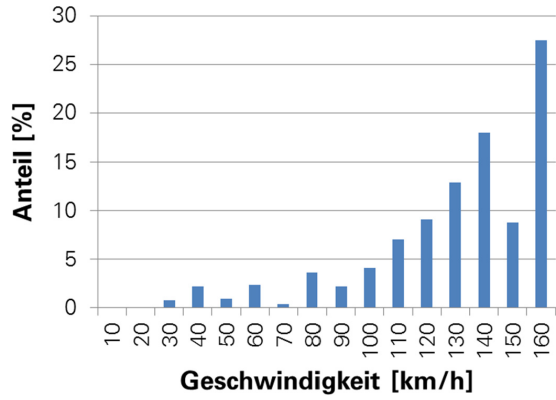
Datenquelle: DB Netz AG, DB-GIS Bahn-Geodaten



(a) Höhenprofil



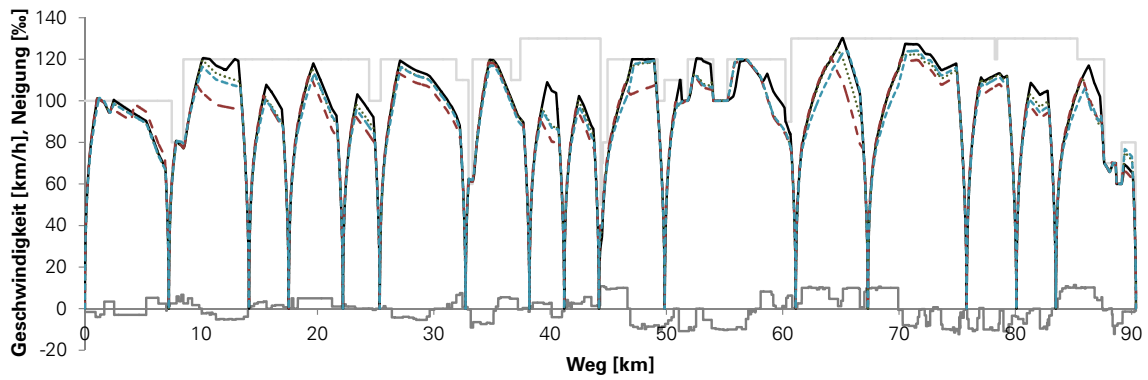
(b) Neigungsspektrum



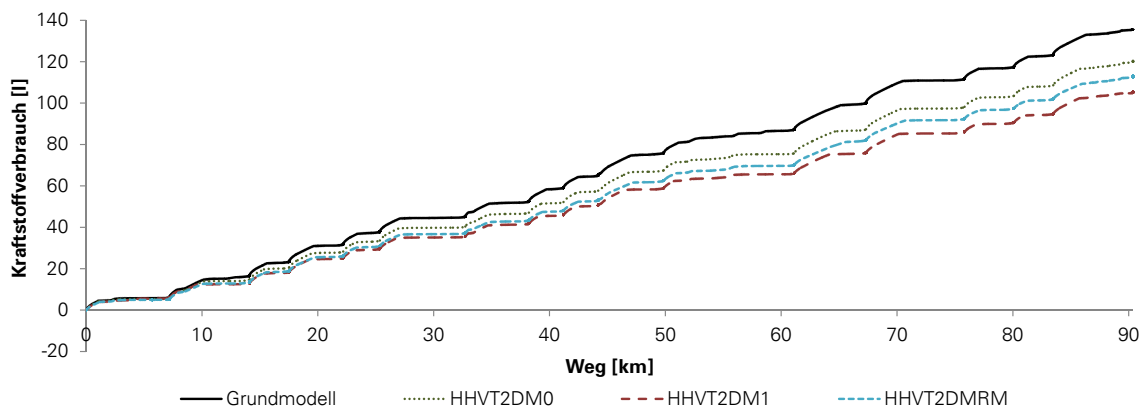
(c) Regelgeschwindigkeitsspektrum

Abbildung A.29: Streckenparameter Strecke 8NT

## A.37 AUSGEWÄHLTE ERGEBNISSE DER STRECKENSIMULATION FÜR HYDROSTATISCHE HYBRIDKONFIGURATIONEN



(a) Simulierte Fahrschaubilder als Funktion des Weges für Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb



(b) Simulierter Kraftstoffverbrauch als Funktion des Weges für Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb

Abbildung A.30: Simulierte **Geschwindigkeitsverläufe und Kraftstoffverbrauch** für die Hybridkonfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM auf Strecke 7 (Rückrichtung)

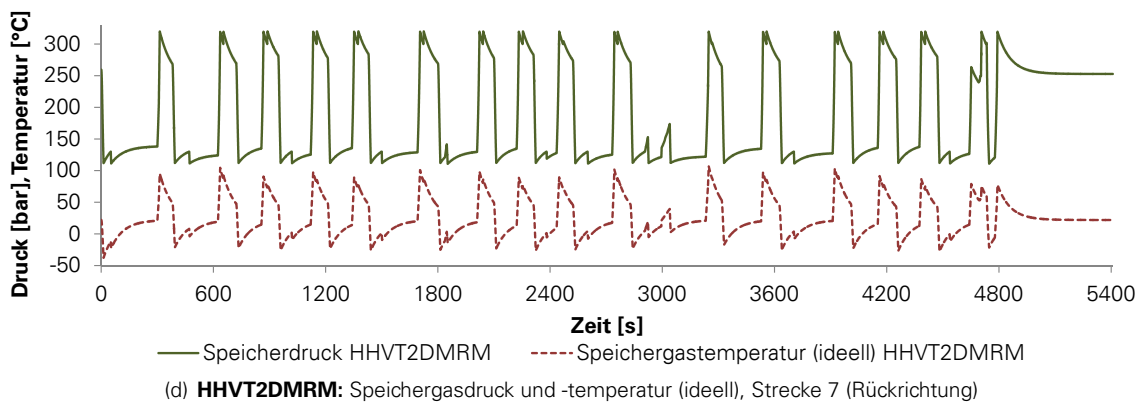
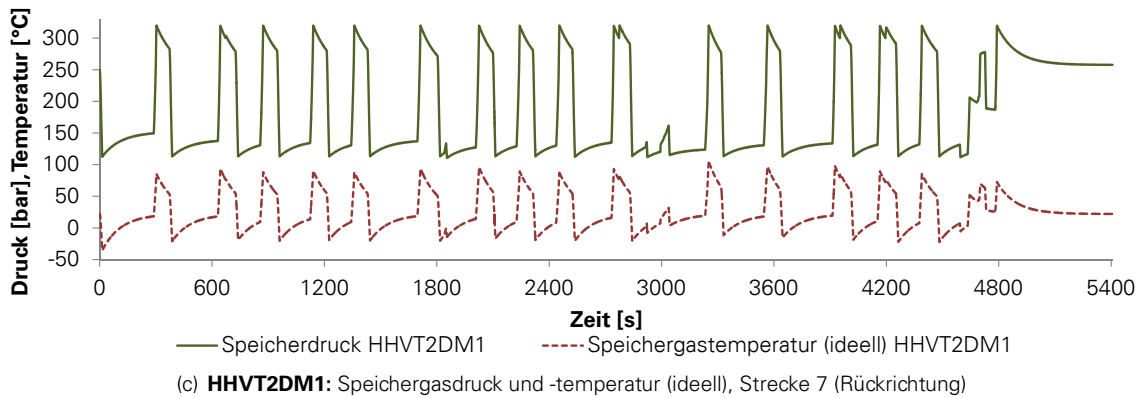
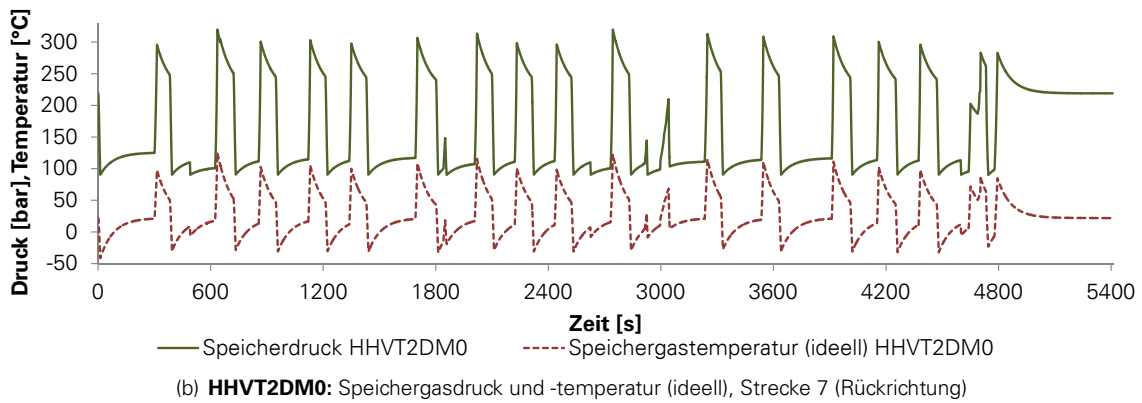
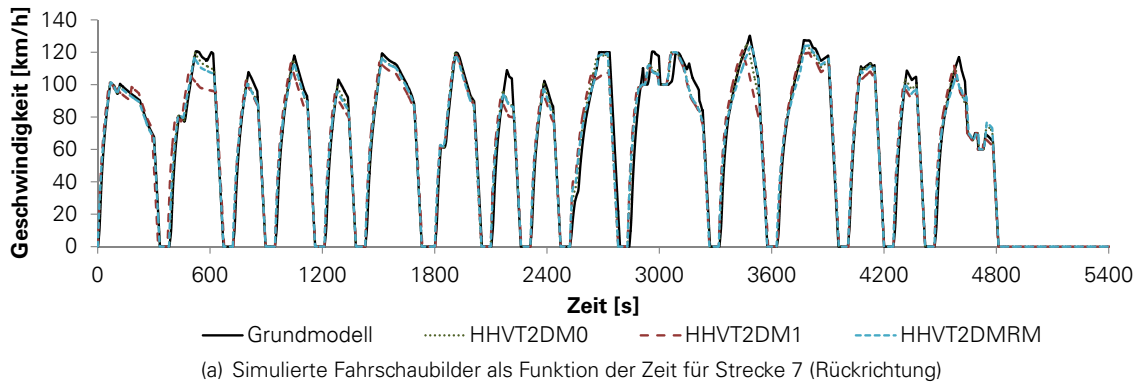


Abbildung A.31: Simulierte Verläufe der Zustandsgrößen **Druck und Temperatur im Hydrospeicher** für die Konfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM bei einer Fahrt auf Strecke 7 im Regionalbahnbetrieb

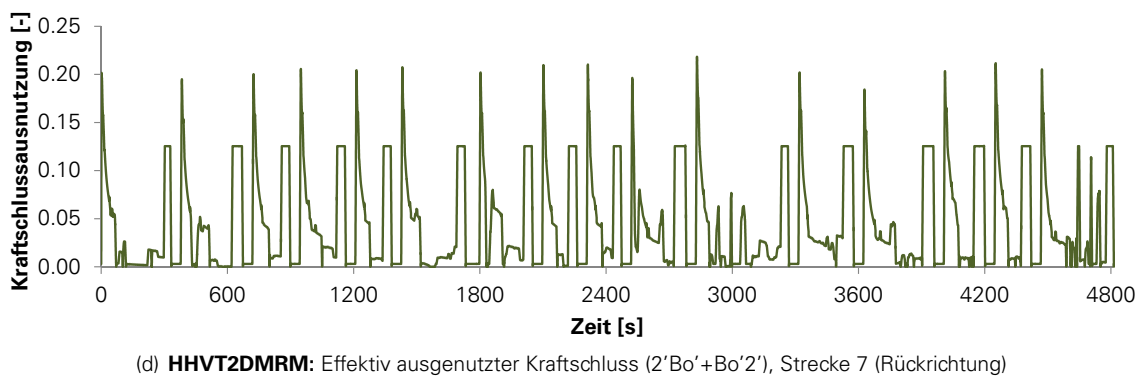
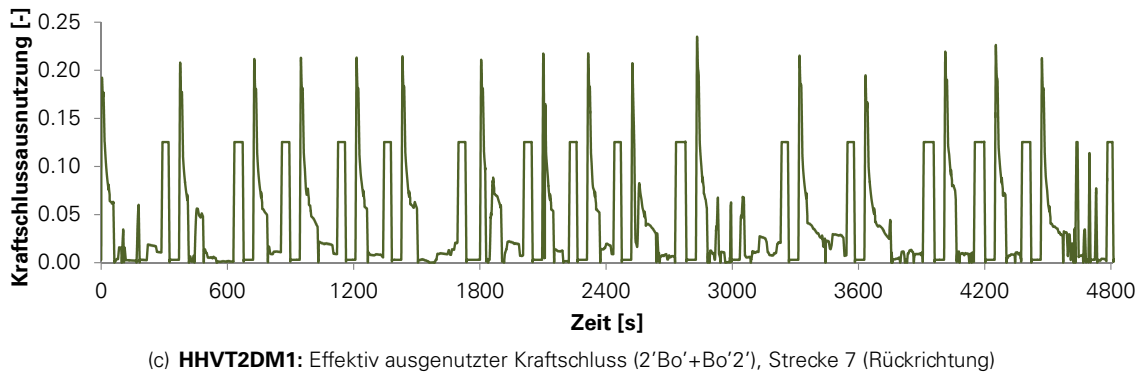
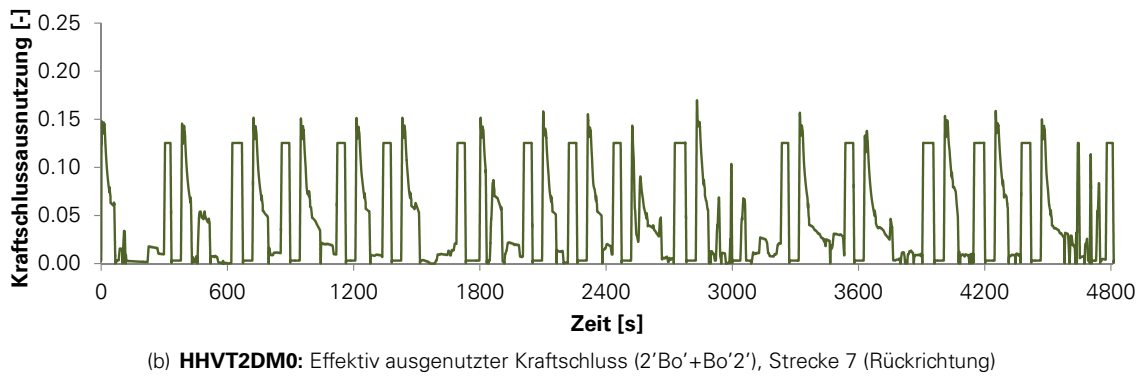
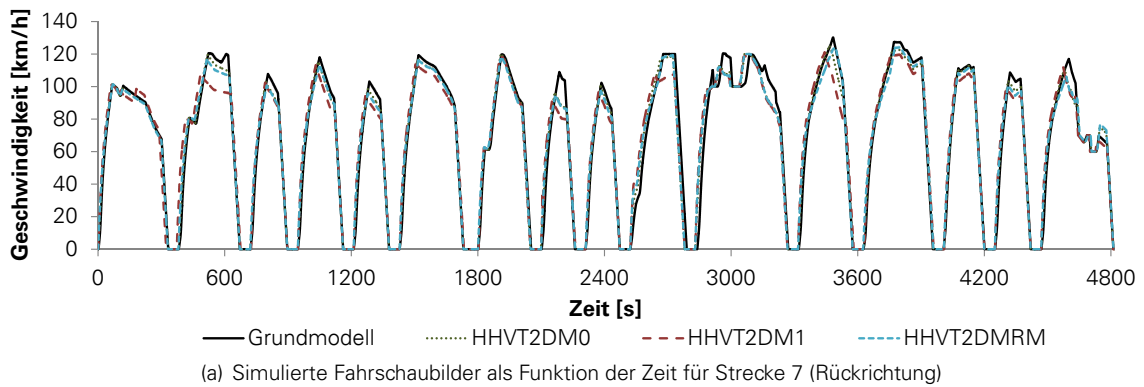


Abbildung A.32: Simulierte **effektive Kraftschlussausnutzung** für die Konfigurationen HHVT2DM0, HHVT2DM1 und HHVT2DMRM bei einer Fahrt auf Strecke 7 im Regionalbahnbetrieb

## A.38 KENNFELD DREHSTROM-ASYNCHRONMASCHINE

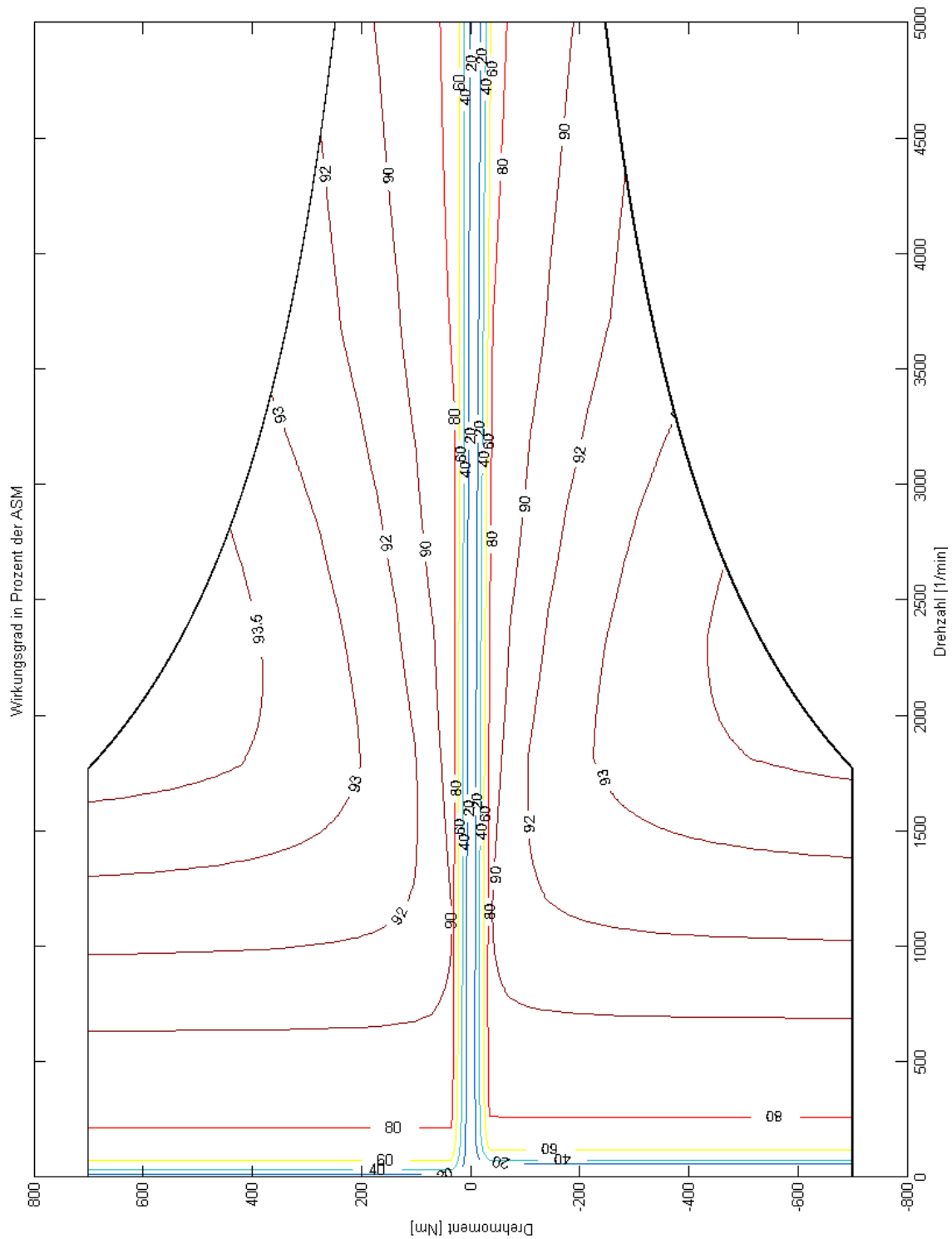


Abbildung A.33: Wirkungsgrad-Kennfeld der modellierten Drehstrom-Asynchronmaschine

## A.39 DREHMOMENT-CHARAKTERISTIK EINER DREHSTROM-ASYNCHRONMASCHINE

Um eine für Traktionszwecke günstige Drehmomentencharakteristik zu erzeugen, muss eine Regelung der Speisung der Maschine hinsichtlich der Spannungsamplitude und Frequenz erfolgen. Der Arbeitspunkt der Maschinen soll dabei im stabilen Bereich der natürlichen Kennlinie (in der Abbildung A.34 rechts des Kippmomentes) gewählt werden, in dem auf eine geringe Drehzahlrückung mit einer Erhöhung des Drehmomentes geantwortet wird. Dieser Arbeitspunkt muss der Maschinendrehzahl durch Veränderung der Speisefrequenz angepasst werden. Ein konstantes Drehmoment ergibt sich in einem bestimmten Drehzahlband nur dann, wenn das Verhältnis von Speisespannung und -frequenz konstant gehalten werden kann. Durch die stufenlose Veränderung dieser Größen ergibt sich eine Schar (theoretisch unendlich) vieler natürlicher Drehmoment-Kennlinien. Die Hüllkurve der Arbeitspunkte der Maschine ergibt das erzeugte Traktionsmoment. Während die Frequenz mittels moderner Leistungselektronik in einem weiten Bereich geregelt werden kann, begrenzt der Aufwand für die Isolation der Wicklungen in der Maschine die Möglichkeiten zur Steigerung der Speisespannung. Nachdem deren Maximalwert erreicht ist, kommt es bei einer weiteren Erhöhung der Frequenz (Drehzahl) zu einem überproportionalen Abfall des Drehmomentes gemäß einer Funktion  $f(1/n^2)$ . Die abgegebene Leistung der Maschine kann jedoch so lange konstant gehalten werden (Drehmomententwicklung entlang einer Leistungshyperbel), wie sich durch Veränderung des Schlupfes (zwischen Statorfeld und Rotor) noch Arbeitspunkte im stabilen Bereich der natürlichen Kennlinie einstellen lassen. Erst wenn der Abstand der drehzahlabhängigen Arbeitspunkte zum Kippmoment zu gering wird, muss die Leistungsparabel verlassen werden, sodass ein Abfall der Motorleistung mit steigender Drehzahl unumgänglich ist. Die Nutzung einer mechanischen Übersetzung zur Anpassung des Drehzahlbandes von Maschine und Fahrzeug kann gegebenenfalls Abhilfe schaffen.

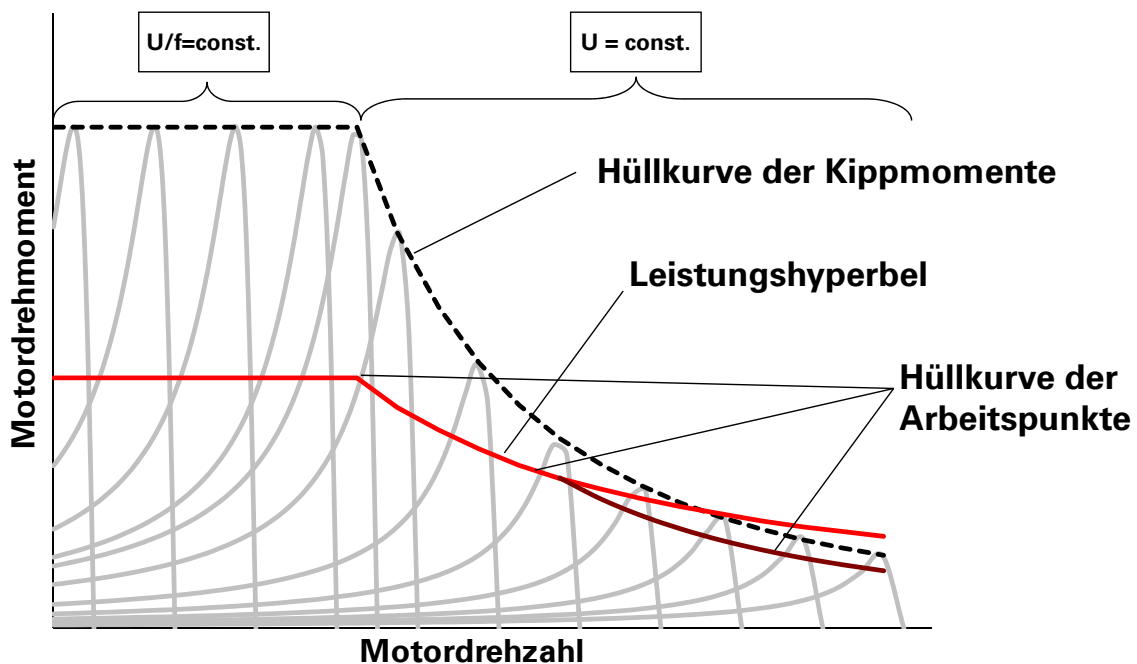
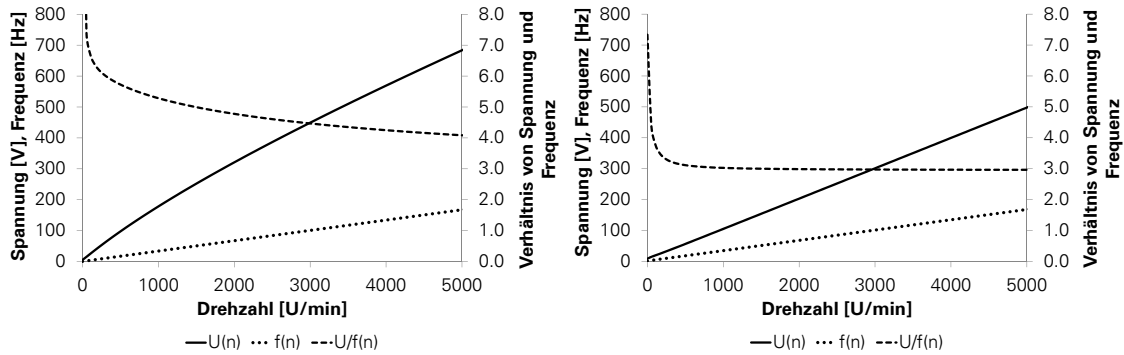
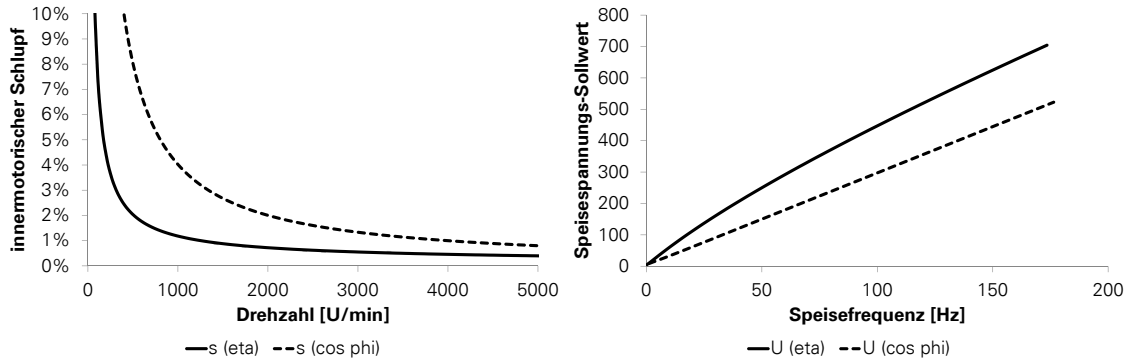


Abbildung A.34: Drehmomentcharakteristik einer Drehstrom-Asynchronmaschine als Resultat der gezielten Regelung von Speisefrequenz und Statorspannung

## A.40 DAM - SPEISESPANNUNG UND -FREQUENZ



(a) Stellung von Speisespannung und -frequenz in Abhängigkeit der Motordrehzahl mit dem Ziel der Erreichung hoher Wirkungsgrade  
 (b) Stellung von Speisespannung und -frequenz in Abhängigkeit der Motordrehzahl mit dem Ziel einer hohen Ausnutzung der Maschine



(c) Schlupf zwischen Rotor und Drehfeld in Abhängigkeit des Regelungsregimes  
 (d) Sollwerte für die Speisespannung in Abhängigkeit der Speisefrequenz und des Regelungsregimes

Abbildung A.35: Im Teilmodell für die Regelung der Asynchronmaschine hinterlegte Charakteristiken zur Ermittlung der Soll-Werte für Speisespannung und -frequenz

## A.41 AUSGEWÄHLTE DATENBLÄTTER VON DOPPELSCHICHTKONDENSATOREN (AUSZÜGE)



### Features

- EDLC (Electric Double Layer Capacitor)
- Threaded terminals
- Ultra low internal resistance
- Highest power performance available



### Product & Spec.

Rated Capacitance (F)	Internal Resistance (mΩ)		Max. Current (A)	Leakage Current (mA)	Stored Energy (Wh)	Specific Energy (Wh/kg)	Nominal Weight (g)	Part Number
	AC(100Hz)	DC						
650	< 0.50	< 0.60	610	< 1.50	0.658	3.13	210	ESHSR-0650C0-002R7A5T
1200	< 0.40	< 0.48	1,000	< 2.70	1.215	4.26	285	ESHSR-1200C0-002R7A5T
1600	< 0.34	< 0.41	1,270	< 3.00	1.620	4.76	340	ESHSR-1600C0-002R7A5T
2000	< 0.28	< 0.33	1,580	< 4.20	2.025	5.13	395	ESHSR-2000C0-002R7A5T
3000	< 0.22	< 0.26	2,210	< 5.20	3.038	5.68	535	ESHSR-3000C0-002R7A5T

Rated Voltage, $V_R$	2.7 V	
Surge Voltage	2.85 V	
Capacitance Tolerance	0% / +20%	
Operating Temperature Range	-40 ~ 65 °C	$ \Delta CAP  < 5\%$ and $\Delta ESR < 150\%$ of initial value measured at 25°C
Storage Temperature Range	-40 ~ 70 °C	
Life Time at RT <sup>(1)</sup>	10 years	(1) $ \Delta CAP  < 30\%$ and $\Delta ESR < 150\%$ of specified value, respectively and LC < specified value
Cycle Life (25°C) <sup>(1)(2)</sup>	1,000,000 cycles	(2) Cycled between rated voltage and half rated voltage under constant current at 25°C





# NESSCAP® Ultracapacitor Products 125V MODULES

## Features

- 125V module with rated capacitance of 62F
- Highest power performance with ultra-low internal resistance
- Integrated UMU (Ultracapacitor Management Unit) for:
  - Individual cell balancing
  - Voltage and temperature diagnosis by logic output
  - Optional CAN or RS communication interface
- Rugged design for harsh environments
- Typical applications:
  - Transportation and automotive
  - Industrial, UPS, DVR, and telecommunications



## Specifications

Rated Capacitance (F)	Internal Resistance (mΩ)		Max Current <sup>1</sup> (A)	Leakage Current (mA)	Stored Energy (Wh)	Specific Energy (Wh/kg)	Nominal Weight (kg)	Part Number
	AC (100Hz)	DC						
Discharge with constant current at 25°C			1 sec discharge rate to 1/2V <sub>R</sub>	72 hours at 25°C	at V <sub>R</sub>	Gravimetric		
62	< 12.7	< 15.0	1,850	< 5.2	134.5	2.36	57	EMHSR-0062C0-125R0S

Rated Voltage, V <sub>R</sub>		125V DC		
Surge Voltage		136.8V DC		
Capacitance Tolerance		0% / +20%		
Operating Temperature Range		-40 ~ 65°C		\ΔCAP  < 5% and \ΔESR < 150% of initial value measured at 25°C
Storage Temperature Range		-40 ~ 70°C		
Lifetime	Endurance	1,500 hours at V <sub>R</sub> and 65°C		\ΔCAP  < 20% and \ΔESR < 60% of specified value
	At Room Temperature	10 years <sup>2</sup> at V <sub>R</sub>		\ΔCAP  < 30% and \ΔESR < 150% of specified value
Cycle Life		1,000,000 cycles between V <sub>R</sub> and 1/2V <sub>R</sub> using constant current charge and discharge at 25°C		\ΔCAP  < 30% and \ΔESR < 150% of specified value
Electronics (Ultracapacitor Management Unit)	Balancing	Active Balancing		
	Monitoring	Over Voltage & Over Temperature		Requires external 5V DC input, configurable to user specific requirements
	Communications	High/Low Logic signal Optional CAN 2.0B, J1939 or RS485 interface		
	Signal Output	8 pin Deutsch connector		
Output Terminals	M8 screw holes		Located inside cover	
Enclosure	Insulation Coordination	Rated insulation voltage : 1kV DC Or 2.8kV AC (50Hz, 10sec) Rated impulse withstand voltage : 6kV DC		IEC 61287-1 (Cat. : OV II)
	Protection Degree	IP 55 with fans, cells protected in IP65 enclosure		IEC 60529
	Vibration & Shock Resistance	SAE J2380 : Vibration SAE J2464 : Shock		
	Fan Rating	24V, < 30W each		Fan option includes 2 fans
	Mounting	4 locations, M8 holes on each feet		

1 – Warning: this value should not be used as continuous current  
2 – Lifetime at room temperature is a provisional value

© NESSCAP 2010. All rights reserved. Design and specifications subject to change without notice.

Nesscap, Co., Ltd.  
(446-901) 750-8 Gomae-dong, Giheung-gu, Yongin-si, Gyeonggi-do, South Korea  
Tel: +82-31-289-0721 Fax: +82-31-286-6767 E-mail: marketing@nesscap.com  
Web: www.nesscap.com

ISO 9001, 14001, and TS 16949 certified

**FEATURES AND BENEFITS**

- Highest power performance available
- Lowest RC time constant
- Over 1,000,000 duty cycles
- Proprietary material science and packaging technology
- Threaded terminal or weldable posts

**TYPICAL APPLICATIONS**

- Automotive subsystems
- Grid Stabilization
- Hybrid drive trains
- Rail system power
- Transportation
- Utility vehicles



**PRODUCT SPECIFICATIONS**

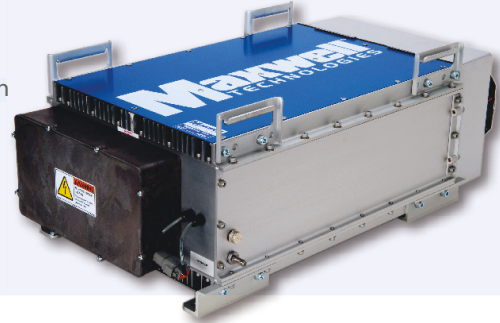
<b>ELECTRICAL</b>	<b>BCAP0650</b>	<b>BCAP1200</b>	<b>BCAP1500</b>	<b>BCAP2000</b>	<b>BCAP3000</b>
Rated Capacitance <sup>1</sup>	650 F	1,200 F	1,500 F	2,000 F	3,000 F
Minimum Capacitance, initial <sup>1</sup>	650 F	1,200 F	1,500 F	2,000 F	3,000 F
Maximum ESR <sub>DC</sub> , initial <sup>1</sup>	0.8 mΩ	0.58 mΩ	0.47 mΩ	0.35 mΩ	0.29 mΩ
Rated Voltage	2.70 V	2.70 V	2.70 V	2.70 V	2.70 V
Absolute Maximum Voltage <sup>11</sup>	2.85 V	2.85 V	2.85 V	2.85 V	2.85 V
Maximum Continuous Current (ΔT = 15°C) <sup>2</sup>	54 A <sub>RMS</sub>	70 A <sub>RMS</sub>	84 A <sub>RMS</sub>	110 A <sub>RMS</sub>	130 A <sub>RMS</sub>
Maximum Continuous Current (ΔT = 40°C) <sup>2</sup>	88 A <sub>RMS</sub>	110 A <sub>RMS</sub>	140 A <sub>RMS</sub>	170 A <sub>RMS</sub>	210 A <sub>RMS</sub>
Maximum Peak Current, 1 second (non repetitive) <sup>3</sup>	600 A	1,000 A	1,200 A	1,600 A	2,200 A
Leakage Current, maximum <sup>4</sup>	1.5 mA	2.7 mA	3.0 mA	4.2 mA	5.2 mA
<b>TEMPERATURE</b>					
Operating temperature range (Cell case temperature)					
Minimum	-40°C	-40°C	-40°C	-40°C	-40°C
Maximum	65°C	65°C	65°C	65°C	65°C
Storage temperature range (Stored uncharged)					
Minimum	-40°C	-40°C	-40°C	-40°C	-40°C
Maximum	70°C	70°C	70°C	70°C	70°C
<b>PHYSICAL</b>					
Mass, typical	160 g	260 g	280 g	360 g	510 g
Terminals	Threaded or Weldable	Threaded or Weldable	Threaded or Weldable	Threaded or Weldable	Threaded or Weldable
Maximum Terminal Torque (K04)	14 Nm	14 Nm	14 Nm	14 Nm	14 Nm

**FEATURES AND BENEFITS**

- CAN bus digital monitoring and communications
- Highest power performance available
- Over 1,000,000 duty cycles
- Temperature and voltage monitoring
- Ultra-low resistance

**TYPICAL APPLICATIONS**

- Buses
- Electric trains and trolleys
- Heavy duty transportation
- Cranes, RTGS
- Utility vehicles
- Mining equipment

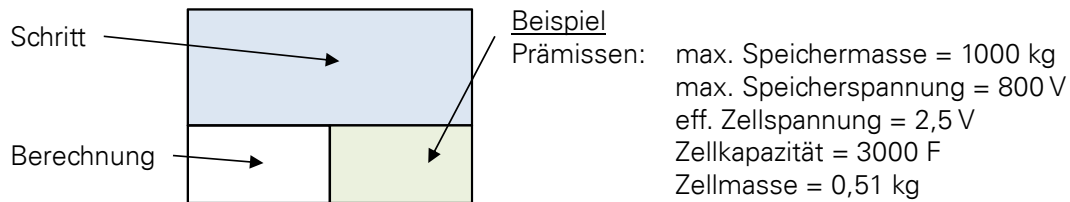
**PRODUCT SPECIFICATIONS****ELECTRICAL****BMOD0063 P125 B04/B08**

Rated Capacitance <sup>1</sup>	63 F
Minimum Capacitance, initial <sup>1</sup>	63 F
Maximum ESR <sub>DC</sub> , initial <sup>1</sup>	18 mΩ
Rated Voltage	125 V
Absolute Maximum Voltage <sup>15</sup>	136 V
Maximum Continuous Current ( $\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$ ) <sup>2</sup>	140 A <sub>RMS</sub>
Maximum Continuous Current ( $\Delta T = 40^{\circ}\text{C}$ ) <sup>2</sup>	240 A <sub>RMS</sub>
Maximum Peak Current, 1 second (non repetitive) <sup>3</sup>	1,800 A
Leakage Current, maximum (VMS 2.0) <sup>4</sup>	10 mA
Maximum Series Voltage	1,500 V

**TEMPERATURE**

Operating Temperature (Ambient temperature)	
Minimum	-40°C
Maximum	65°C
Storage Temperature (Stored uncharged)	
Minimum	-40°C
Maximum	70°C

## A.42 BESTIMMUNG DER HAUPTPARAMETER EINES DOPPELSCHICHT-KONDENSATOR-SPEICHERS



Anzahl der Zellen pro Strang	
$z_{ZR} = \frac{U_{ES}}{U_{DSK}}$	$z_{ZR} = \frac{800V}{2,5V} = 320$
theoretische Masse pro Strang	
$m_{Str} = z_{ZR} \cdot m_{DSK}$	$m_{Str} = 320 \cdot 0,51kg = 163kg$
effektive Masse pro Strang	
$m_{Str,eff} = 1,54 \cdot m_{Str}$	$m_{Str,eff} = 1,54 \cdot 163kg = 251kg$
Anzahl der Stränge	
$z_{SP} = \frac{m_{ES}}{m_{Str,eff}}$	$z_{SP} = \frac{1000kg}{251kg} = 4$
Speicherkapazität	
$C_{ES} = \frac{C_{DSK} \cdot z_{SP}}{z_{ZR}}$	$C_{ES} = \frac{3000 F \cdot 4}{320} = 37,5F$
Speicherinnenwiderstand	
$R_{i,ES} = 1,25 \cdot R_i \cdot \frac{z_{ZR}}{z_{SP}}$	$R_{i,ES} = 1,25 \cdot 0,29m\Omega \cdot \frac{320}{4} = 0,029\Omega$
effektiver Energieinhalt des Speichers	
$E_{ES,eff} = \frac{3}{8} \cdot z_{SP} \cdot z_{ZR} \cdot C_{DSK} \cdot U_{DSK}^2$	$E_{ES,eff} = \frac{3}{8} \cdot 4 \cdot 320 \cdot 3000F \cdot 2,5^2V^2 = 2,5kWh$
zulässiger Speicherstrom	
$I_{ES,max} = z_{SP} \cdot I_{DSK,max}$	$I_{ES,max} = 4 \cdot 130A = 520A$

## A.43 BEISPIEL-DATENBLÄTTER LITHIUM-IONEN-SPEICHER



High Power

### HP 602030 NCA 45 Ah/ 162 Wh Lithium Ion Cell



Physical and mechanical characteristics	
Diameter	60 mm
Height	232 mm (203 mm without terminals)
Terminals	Positive terminal Al M12 L: 9 mm Negative terminal Cu M12 L: 9 mm
Weight	approx. 1500 g
Volume without terminals	0.57 l
Case material	Stainless Steel
Chemical characteristics	
Positive electrode	Lithium nickel cobalt oxide
Negative electrode	Graphite
Electrical characteristics*	
Nominal voltage	3.6 V
Nominal capacity at 0.2 C	45 Ah
Minimum capacity	42 Ah
AC Impedance (1 kHz)	≤ 0.4 mOhm
DC Resistance (ESR)	≤ 1.2 mOhm
(2 s pulse discharge @ 20 C / 50% SOC)	
Specific energy at 0.2 C	108 Wh/kg
Energy density at 0.2 C	282 Wh/l
Specific power	2080 W/kg
(2 s pulse discharge @ 27.8 C / 100% SOC)	
Power density	5440 W/l
(2 s pulse discharge @ 27.8 C / 100% SOC)	
Operating conditions*	
Recommended charge method	Constant current - constant voltage
End of Charge	I ≤ C/100
Maximum charge voltage	4.2 V
Recommended charge current	up to 45 A (1 C)
Continuous charge current	up to 180 A (4 C)
Maximum pulse charge current (15 s)	270 A (6 C)
(Max. SOC 80 %, average current < 180 A)	
Recommended voltage limit for discharge	3 V
Lower voltage limit for discharge	2.7 V
Lower voltage limit for pulse discharge	2 V
Recommended discharge current	up to 90 A (2 C)
Maximum discharge current	up to 450 A (10 C)
Maximum pulse discharge current (2 s)	up to 1250 A (27.8 C)
Operating temperature	- 30°C to + 60°C
Recommended charge temperature	0°C to + 40°C
Storage and transport temperature	- 40°C to + 60°C
Cycle life at 20°C and 100% DOD	> 1000 cycles to 80% nominal capacity
(0.5 C charge; 0.5 C discharge)	> 2000 cycles to 60% nominal capacity

Doc HP 602030 NCA - 2009-06

Data in this document are subject to change without notice and are not binding.



GAIA Akkumulatorenwerke GmbH  
Montaniestr. 17  
99734 Nordhausen, Germany  
www.gaia-akku.com



Lithium Technology Corporation  
5115 Campus Drive  
Plymouth Meeting, PA 19462  
www.lithiumtech.com

## High energy lithium-ion cell

### VL 45 E cell

Saft VL E cell is highly suited to any charge/discharge cycling application that demands a battery with drastically reduced weight and volume. This cell is proposed in Saft modules or customized battery system constructions.

#### Saft's Battery system :

Individual lithium-ion cells need to be mechanically and electrically integrated into battery systems to operate properly. The battery system include electronic devices for performance, thermal and safety management specific to each application.

#### Features

- Very high specific energy
- Maintenance free
- Excellent cycle and calendar life

#### Applications

- Electric and hybrid vehicles
- Telecommunication networks
- Stationary
- Space and Defence
- Any application requiring high energy storage capability

#### Technology

- Graphite-based anode
- Nickel oxide-based cathode
- Electrolyte: blend of carbonate solvents + LiPF<sub>6</sub>



VL 45 E	
<b>Electrical characteristics</b>	
Nominal voltage (V)	3.6
Average capacity C/3 after charge to 4.0 V/cell (Ah)	45
Minimum capacity C/3 after charge to 4.0 V/cell (Ah)	42
Specific energy after charge to 4.0 V/cell (Wh/kg)	149
Energy density after charge to 4.0 V/cell (Wh/dm <sup>3</sup> )	313
Specific power (30s peak/50% DOD) (W/kg)	664
Power density (30s peak/50% DOD) (W/dm <sup>3</sup> )	1392
<b>Mechanical characteristics</b>	
Diameter (mm)	54.3
Height (mm)	222
Typical weight (kg)	1.07
Volume (dm <sup>3</sup> )	0.51
<b>Voltage limits</b>	
Charge (V)	4.0 (4.1 for peak)
Discharge (V)	2.7 (2.3 for peak)
<b>Current limits</b>	
Max continuous current (A)	100
Max peak current during 30 s (A)	250





## High energy lithium-ion module VLE Module

Saft VL modules include the latest improvements regarding cells, housing, connections and electronic devices for safety, cycle and calendar life, reliability and cost. VL modules are available in high energy VLE, medium power VLM and high power VLP versions.

Saft VLE technology is suited to any very high energy demanding application that requires a storage system with drastically reduced weight and volume. VLE module is made up of six high energy VL45E cells that can be connected in two different configurations: six cells in series or three sets in series of two cells in parallel.

### Features

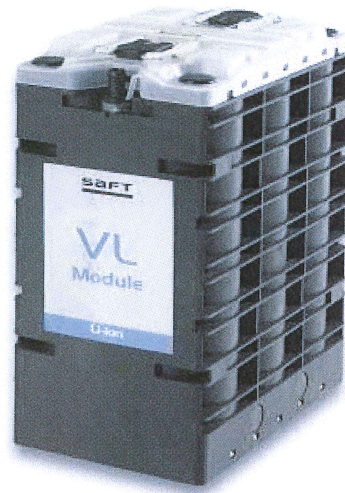
- Very high specific energy
- Light and compact
- Maintenance free
- Excellent cycle and calendar life
- Integrated liquid cooling
- Easy integration into customized battery systems

### Applications

- Electric and hybrid vehicles
- Telecommunication networks
- Stationary
- Space and defence

### Technology

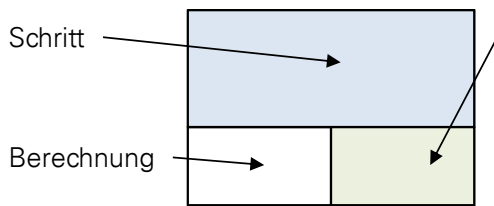
- Nickel oxide-based cathode
- Graphite based anode
- Plastic housing
- Bus-bar connection technology
- Integrated electronic circuits for cells management and protection to be monitored by external Battery Management System



	VLE 22-42	VLE 11-84
<b>Electrical characteristics</b>		
Nominal voltage [V]	21.6	10.8
Minimum capacity at c/3 after charge to 4.0 V/cell [Ah]	42	84
Specific energy [Wh/kg]	110	111
Energy density [Wh/dm <sup>3</sup> ]	158	158
Specific power		
(30s peak/50% DOD) [W/kg]	533	533
Power density		
(30s peak/50% DOD) [W/dm <sup>3</sup> ]	753	753
<b>Mechanical characteristics</b>		
Height [mm]	242	242
Width [mm]	190	190
Length [mm]	123	124
Typical weight [kg]	8	8
Volume [dm <sup>3</sup> ]	5.66	5.66
<b>Voltage limits</b>		
Charge [V]	4.0 (4.1 for peak)/cell	
Discharge [V]	2.7 (2.3 for peak)/cell	
<b>Current limits</b>		
Max continuous current [A]	100	200
Max 30s peak current [A]	250	500



## A.44 BESTIMMUNG DER HAUPTPARAMETER EINER ELEKTROCHEMISCHEN SPEICHERBATTERIE



Beispiel

Prämissen: max. Speichermasse = 1000 kg  
 max. Speicherspannung = 800 V  
 nominelle. Zellspannung = 3,6 V  
 Zellnennkapazität = 40 Ah  
 Zellmasse = 1,05 kg

Anzahl der Zellen pro Strang	
$z_{ZR} = \frac{U_{ES}}{U_{ECZ}}$	$z_{ZR} = \frac{800V}{3,6V} = 223$
theoretische Masse pro Strang	
$m_{Str} = z_{ZR} \cdot m_{ECZ}$	$m_{Str} = 223 \cdot 1,05kg = 234kg$
effektive Masse pro Strang	
$m_{Str,eff} = 1,3 \cdot m_{Str}$	$m_{Str,eff} = 1,3 \cdot 234kg = 304kg$
Anzahl der Stränge	
$z_{SP} = \frac{m_{ES}}{m_{Str,eff}}$	$z_{SP} = \frac{1000kg}{304kg} = 3$
Speicherinnenwiderstand	
$R_{i,ES} = 1,5 \cdot R_i \cdot \frac{z_{ZR}}{z_{SP}}$	$R_{i,ES} = 1,5 \cdot 1,5m\Omega \cdot \frac{223}{3} = 0,167\Omega$
effektiver Energieinhalt des Speichers	
$E_{ES,eff} = \Delta SOC \cdot z_{SP} \cdot C_{Bat} \cdot U_{ES}$	$E_{ES,eff} = 20\% \cdot 3 \cdot 40Ah \cdot 802,8V = 19,3kWh$
zulässiger Speicherstrom	
$I_{ES,max} = z_{SP} \cdot I_{Bat,max}$	$I_{ES,max} = 3 \cdot 120A = 360A$



## A.45 ELEKTRISCHE HYBRIDVARIANTEN

### A.45.1 ECHVT2DM0 - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridrüstung</b>		
Hybridvariante	ECHVT2DM0	
Nennspannung des Speichers	800 V	
minimaler zulässiger Ladezustand	50 %	
<b>Ausrüstung je Fahrzeugteil:</b>		
Anzahl der Zellen in Reihe	320	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	1	
Masse je Speicherzelle	0,51 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	163 kg	
Masse der Speicherperipherie	88 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>251 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	1	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>425 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>521 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>1197 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>2394 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>1,67 kWh</b>
<b>effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>1,25 kWh</b>

## A.45.2 ECHVT2DM1 - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridrüstung</b>		
Hybridvariante	ECHVT2DM1	
Nennspannung des Speichers	800 V	
minimaler zulässiger Ladezustand	50 %	
<b>Ausrüstung je Fahrzeugteil:</b>		
Anzahl der Zellen in Reihe	320	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	2	
Masse je Speicherzelle	0,51 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	326 kg	
Masse der Speicherperipherie	176 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>503 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	2	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>850 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>1041 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>2394 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>4787 kg</b>
Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		3,33 kWh
effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		2,50 kWh

### A.45.3 ECHVT1DM - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridrüstung</b>		
Hybridvariante	ECHVT1DM	
Nennspannung des Speichers	800 V	
minimaler zulässiger Ladezustand	50 %	
Anzahl der Zellen in Reihe	320	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	6	
Masse je Speicherzelle	0,51 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	979 kg	
Masse der Speicherperipherie	529 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>1508 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	6	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>2550 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>3123 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>7181 kg</b>
Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		5,00 kWh
effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		3,75 kWh

#### A.45.4 EBHVT2DM0 - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridrüstung</b>		
Hybridvariante	EBHVT2DM0	
Nennspannung des Speichers	698 V	
maximal zulässiger Ladezustand (SoC)	70 %	
minimaler zulässiger Ladezustand (SoC)	50 %	
<b>Ausrüstung je Fahrzeugteil:</b>		
Anzahl der Zellen in Reihe	194	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	1	
Masse je Speicherzelle	1,05 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	204 kg	
Masse der Speicherperipherie	61 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>265 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	1	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>425 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>521 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>1210 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>2421 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>55,80 kWh</b>
<b>effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>11,16 kWh</b>

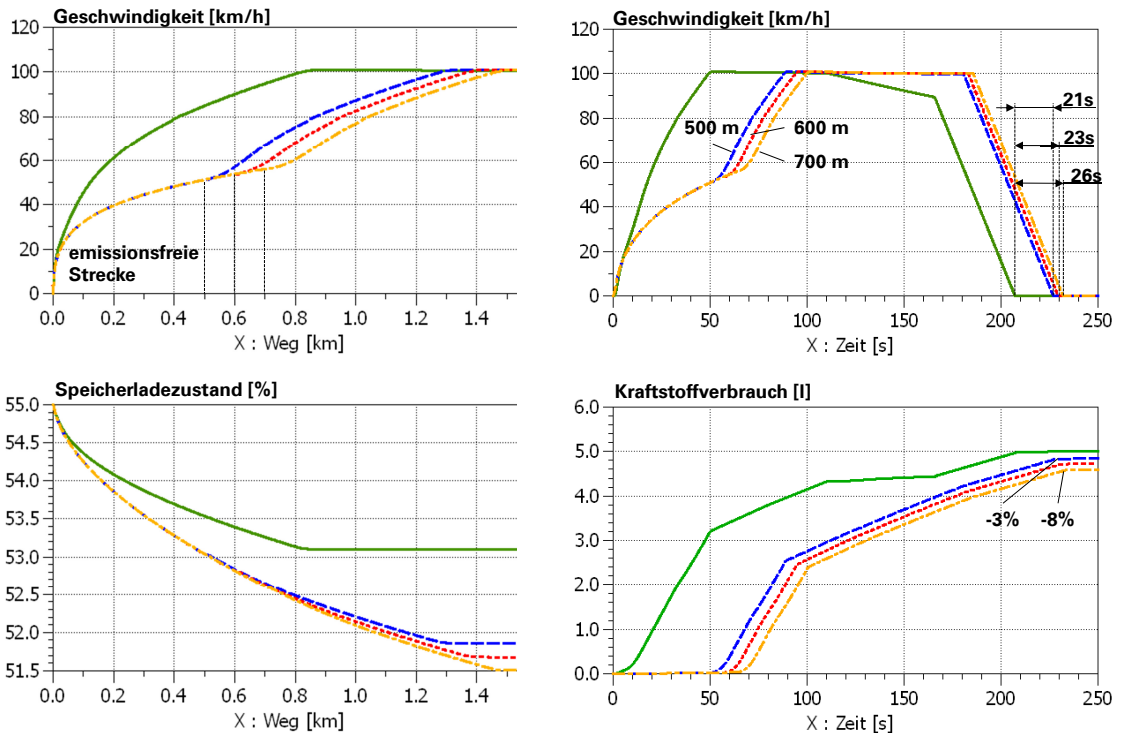
#### A.45.5 EBHVT2DM1 - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridrüstung</b>		
Hybridvariante	EBHVT2DM1	
Nennspannung des Speichers	799 V	
maximal zulässiger Ladezustand (SoC)	70 %	
minimaler zulässiger Ladezustand (SoC)	50 %	
<b>Ausrüstung je Fahrzeugteil:</b>		
Anzahl der Zellen in Reihe	222	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	2	
Masse je Speicherzelle	1,05 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	466 kg	
Masse der Speicherperipherie	140 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>606 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	2	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>850 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>1041 kg</b>
<b>Summe je Fahrzeugteil</b>		<b>2497 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>4994 kg</b>
Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		127,80 kWh
effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)		25,56 kWh

#### A.45.6 EBHVT1DM - Massenbilanz

<b>Massenbilanz der elektrischen Hybridausrüstung</b>		
Hybridvariante	EBHVT1DM	
Nennspannung des Speichers	799 V	
maximal zulässiger Ladezustand (SoC)	70 %	
minimaler zulässiger Ladezustand (SoC)	50 %	
Anzahl der Zellen in Reihe	222	
Anzahl der parallelen Speicherzellenstränge	4	
Masse je Speicherzelle	1,05 kg	
Gesamtmasse der Speicherzellen	932 kg	
Masse der Speicherperipherie	280 kg	
<b>Speichermasse (gesamt)</b>		<b>1212 kg</b>
Anzahl der elektrischen Energiewandler	6	
<b>Masse der elektromechanischen Energiewandler</b>		<b>2550 kg</b>
<b>Masse der Leistungselektronik</b>		<b>3123 kg</b>
<b>Summe Gesamtfahrzeug</b>		<b>6885 kg</b>
<b>Nenn-Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>127,90 kWh</b>
<b>effektiver Energieinhalt der Speicher (Gesamtfahrzeug)</b>		<b>25,60 kWh</b>

## A.46 NULL-EMISSIONS-BETRIEB EBHVT2DM1 MIT ERHÖHTEM EFFEKTIVEN ENTLADEHUB



(a) **wegabhängige Darstellung** der Anfahr- und Beschleunigungsphasen (b) **zeitabhängige Darstellungen** für das gesamte Fahrspiel

Abbildung A.36: Simulierte Fahrspiele bei Null-Emissions-Betrieb im Falle der elektrischen Hybridkonfiguration EBHVT2DM1 bei einer erhöhten Anfangsladung zu Beginn der Fahrspiele

## A.47 WIRKUNGSGRADUNTERSUCHUNG EBHVT2DM1

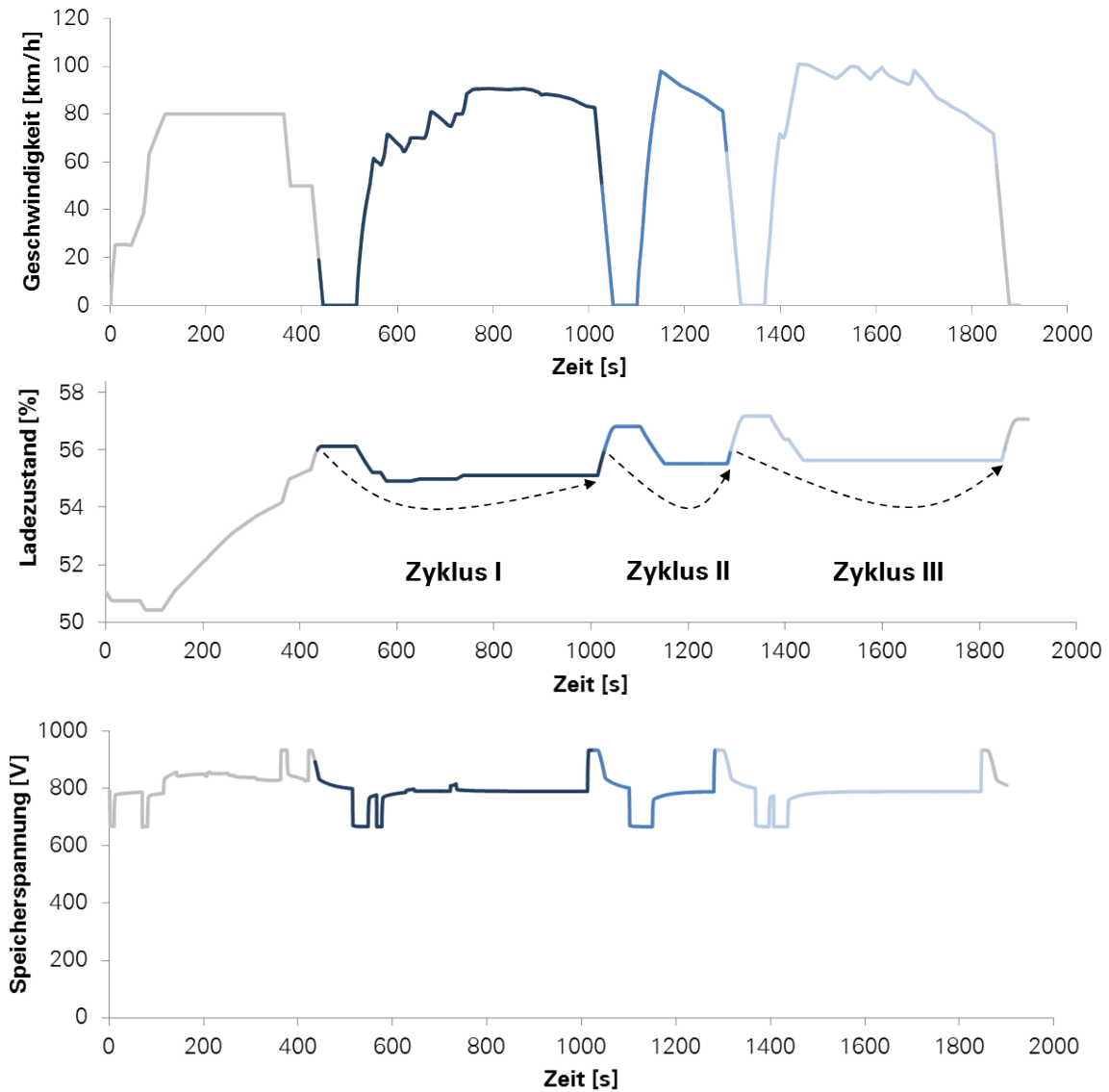


Abbildung A.37: Fahrspiele und Lade-/Entladezyklen für die Hybridkonfiguration EBHVT2DM1



Tabelle A.7: Energiebilanz und Wirkungsgradermittlung für die in Abbildung A.37 dargestellten Ladezyklen der Hybridkonfiguration EBHVT2DM1

		Zyklus I	Zyklus II	Zyklus III
Entladen / Beschleunigung	$W_{DSK,E}$	1,300 kWh	1,384 kWh	1,654 kWh
	$W_{UR,E}$	1,239 kWh	1,315 kWh	1,584 kWh
	$W_{DAM,mech,ab}$	1,126 kWh	1,205 kWh	1,458 kWh
Laden / Bremsung	$W_{DSK,L}$	1,779 kWh	1,913 kWh	2,275 kWh
	$W_{UR,L}$	1,857 kWh	2,004 kWh	2,378 kWh
	$W_{DAM,mech,auf}$	1,995 kWh	2,179 kWh	2,577 kWh
	$\eta_{Rek}$	0,56	0,55	0,57
	$\eta_{Sp}$	0,73	0,72	0,73
	$\eta_{UR}$ (Entladen/Laden)	0,95 / 0,96	0,95 / 0,95	0,96 / 0,96
	$\eta_{DAM}$ (Entladen/Laden)	0,91 / 0,93	0,92 / 0,92	0,92 / 0,92

## A.48 ERGÄNZENDE BETRACHTUNGEN ZU DEN VERSCHIEDENEN EINFLUSSFAKTOREN AUF DAS KRAFTSTOFFEINSPARPOTENTIAL

In den Kapiteln 5 und 7 wird herausgearbeitet, dass der Haltestellenabstand der wichtigste Einflussfaktor auf das Kraftstoffeinsparpotential ist. Als Faustregel gilt, dass das durch die Hybridisierung zu erschließende Kraftstoffeinsparpotential umso höher ist, desto geringer der Haltestellenabstand eines Fahrspiels ausfällt. Wie unter anderem die Abbildungen 5.47, 7.10 und 7.14 illustrieren, weisen die Simulationsergebnisse für Fahrspiele mit (annähernd) gleichem Haltestellenabstand jedoch hinsichtlich des errechneten Kraftstoffeinsparpotentials zum Teil erhebliche Differenzen auf. Warum das so ist, soll mit Hilfe von Abbildung A.38 verdeutlicht werden. Diese ent-

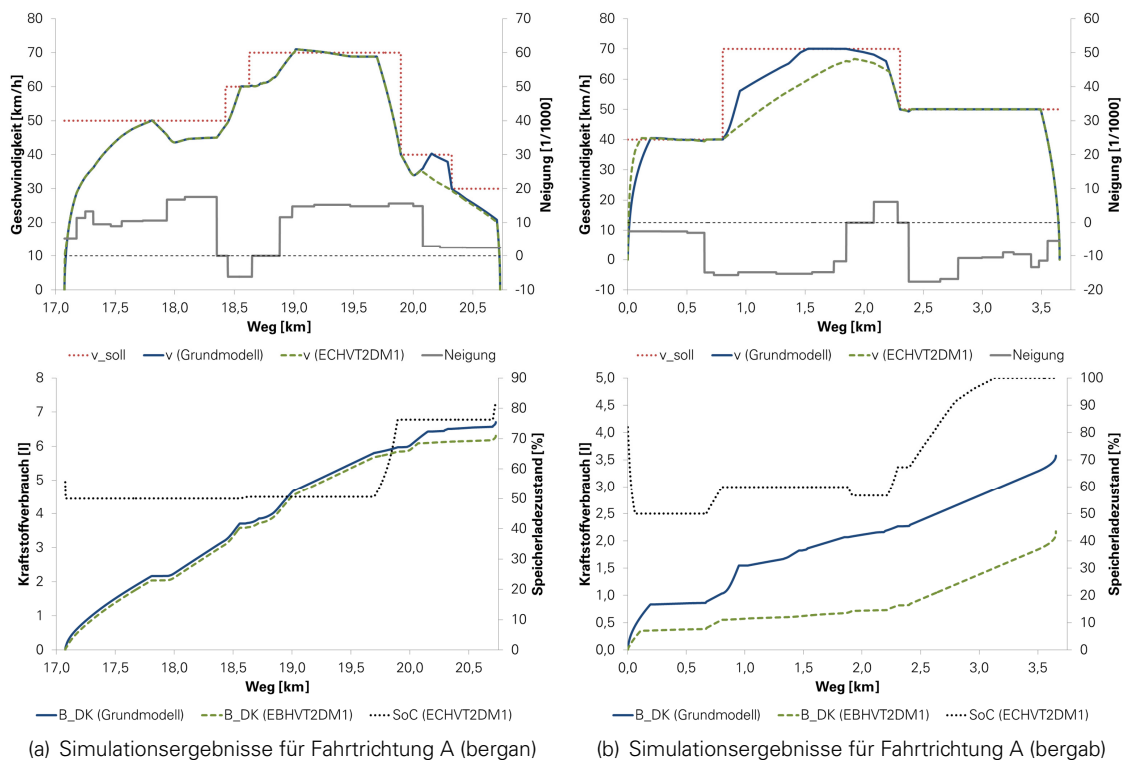


Abbildung A.38: Simulationsergebnisse (Grundmodell vs. Hybridkonfiguration ECHVT2DM1) für ein Fahrspiel mit einem Haltestellenabstand von  $s_H=3,65$  km bei Befahrung in beiden Fahrrichtungen

hält die Simulationsergebnisse für dieselbe Strecke, die einerseits in Fahrtrichtung A (Abb.A.38(a)) und andererseits in Fahrtrichtung B (Abb.A.38(b)) befahren wird. Dabei sind jeweils die berechneten Verläufe von Geschwindigkeit und Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der zurückgelegten Wegstrecke für das Grundmodell (Referenzfahrzeug) und die Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 aufgetragen. Zum besseren Verständnis der im Folgenden diskutierten Zusammenhänge sind zudem der Energiespeicherladezustand des Hybridmodells und die Streckenlängsneigung (mit einer Referenzlinie für eine Neigung von 0%) aufgeführt. Die simulierten Fahrzeiten für Grundmodell und Hybridkonfiguration ECHVT2DM1 sind jeweils vergleichbar und bewegen sich innerhalb des in Kapitel 5.3.2 festgelegten Toleranzbandes.

Wie aus dem Verlauf der Streckenlängsneigung hervorgeht, handelt es sich um einen Streckenabschnitt von 3,65 km Länge, der zwei ausgeprägte Steigungs- (Fahrtrichtung A) bzw. Gefälleabschnitte (Fahrtrichtung B) aufweist.

Bei der Fahrt in Richtung A (bergan) startet das Fahrzeug mit einem geringen Speicherladezustand. Das vorausgehende Fahrspiel liegt ebenfalls in einer Steigung und weist analog des im Beispiel betrachteten ein geringes Soll-Geschwindigkeits-Niveau auf. Die Anhaltebremsung erfolgte deshalb aus einer geringen Bremsanfangsgeschwindigkeit heraus und umfasste nur einen kurzen Zeitraum, während dessen der Speicher nicht in den maximal zulässigen Ladezustand überführt werden konnte. Aufgrund dieser Tatsache ist die bei der Beschleunigung eingesparte Kraftstoffmenge relativ gering, wie aus den Verläufen des Diesekraftstoffverbrauches hervorgeht (unteres Diagramm in Abb. A.38(a)). Immerhin führt das durch den elektrischen Antriebszweig unterstützte Beschleunigen aber trotzdem zu einer Vergrößerung des Auslaufweges am Ende des Fahrspiels. Aufgrund der hohen Auslaufverzögerung (Steigung) und des allgemein niedrigen Geschwindigkeitsniveaus ist die Länge des Auslaufabschnittes jedoch vergleichsweise gering und der Kraftstoffeinspareffekt damit begrenzt. Insgesamt kann durch die Hybridisierung bei der Beispielfahrt in Fahrtrichtung A ein Einsparpotential von etwa 6 % erschlossen werden.

Das in Abbildung A.38(a) gezeigte Fahrspiel ist das letzte auf der dazugehörigen Strecke, sodass sich das in Abbildung A.38(b) aufgeführte Fahrspiel für die Gegenrichtung nach der Wendezeit im Endbahnhof unmittelbar anschließen würde. Der Ladezustand des Energiespeichers konnte am Ende der Fahrt in Richtung A auf ein Niveau von ca. 80 % gebracht werden, sodass das Fahrzeug seine Fahrt in Fahrtrichtung B bezüglich des betrachteten Fahrspiels mit einem energetisch wesentlich günstigeren Energiespeicherzustand beginnen kann als in Fahrtrichtung A. Aufgrund des größeren bei der Beschleunigung zur Verfügung stehenden Entladehubs kann schon zu Beginn der Fahrt ein deutlicher Einspareffekt erzielt werden (siehe unteres Diagramm in Abb. A.38(b)). Die durch die elektrisch unterstützte Beschleunigung vergrößerte Fahrzeitreserve ist ausreichend, um während des folgenden Streckenabschnittes mit erhöhter zulässiger Geschwindigkeit im Falle des Hybridfahrzeuges auf ein Umschalten der Traktionsleistung weitgehend verzichten zu können und im Wesentlichen das Gefälle zur weiteren Beschleunigung zu nutzen. Dadurch stellt sich bei der Fahrt in Fahrtrichtung B insgesamt ein Einspareffekt von ca. 40 % ein.

Es bleibt damit festzuhalten, dass neben dem Haltestellenabstand der Ladezustand des Energiespeichers zu Beginn des Fahrspiels sowie das Längsneigungsprofil der durchfahrenen Strecke einen wesentlichen Einfluss auf das Kraftstoffeinsparpotential haben, das sich mittels Hybridisierung erschließen lässt. Die u.a. in den Abbildungen 5.47, 7.10 und 7.14 gezeigten Streuungen der durch Simulation ermittelten Kraftstoffeinsparungen für verschiedene Teilstrecken mit ähnlichem Haltestellenabstand lassen sich somit plausibel erklären.

## A.49 AUSGEWÄHLTE ERGEBNISSE DER STRECKENSIMULATION FÜR ELEKTRISCHE HYBRIDKONFIGURATIONEN

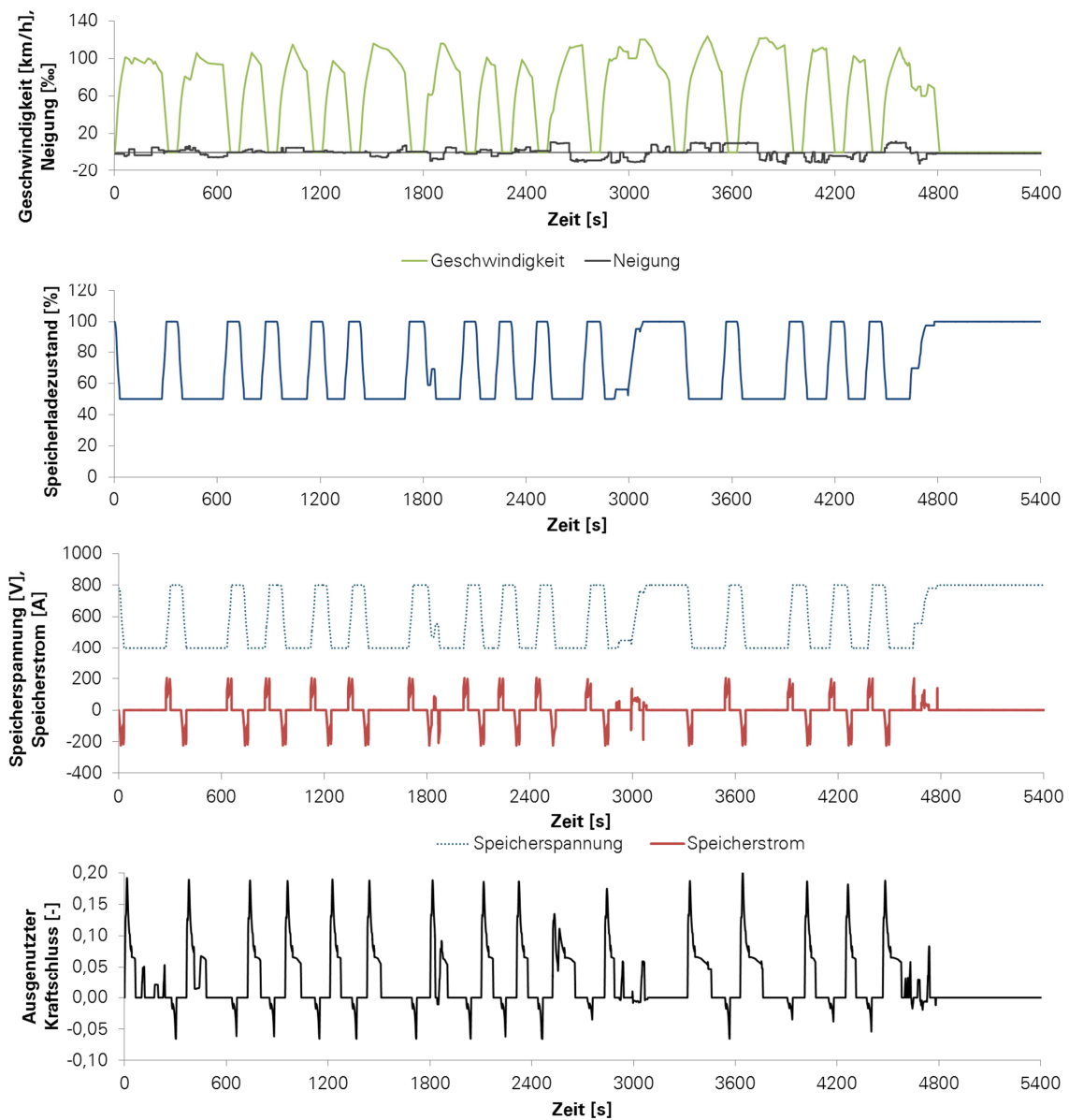


Abbildung A.39: Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicherspannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration **ECHVT2DM0** bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb

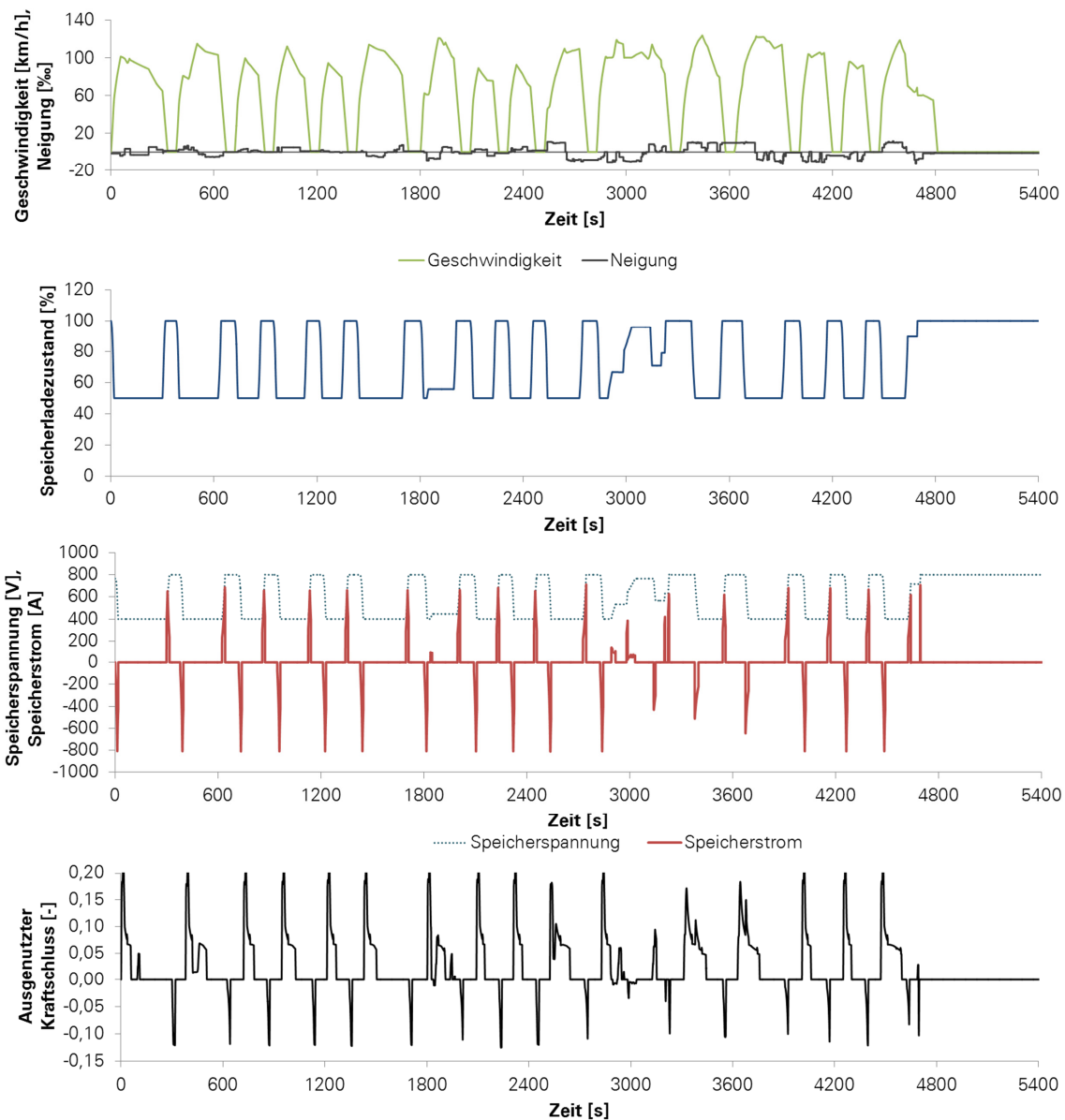


Abbildung A.40: Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicherspannung, Speicherstrom und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration **ECHVT2DM1** bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb

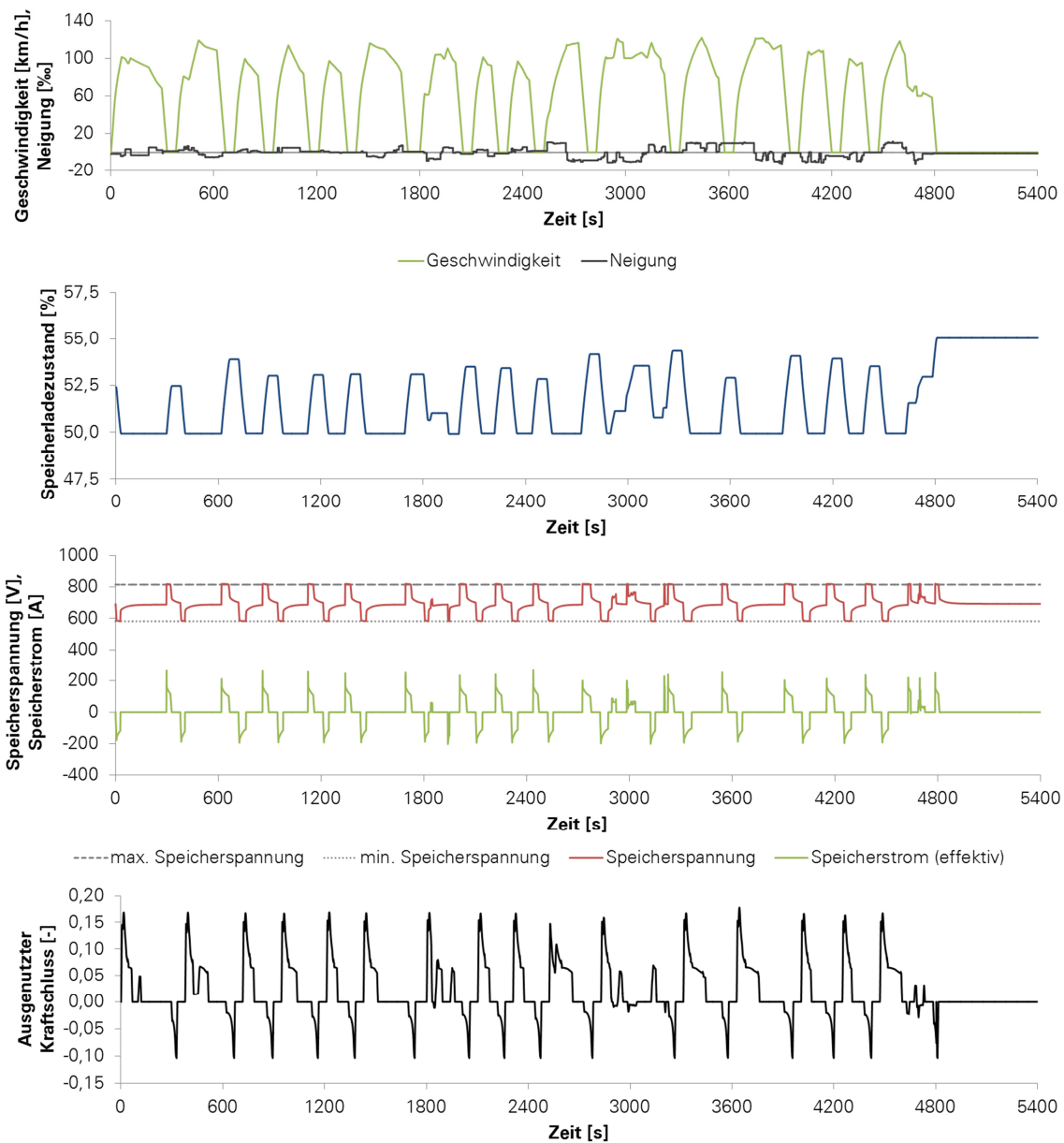


Abbildung A.41: Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicherspannung, Speicherstrom\* und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration **EBHVT2DM0** bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb

\*Anmerkung: Abgebildet ist nicht der simulierte Speicherstrom selbst, sondern der gleitende Mittelwert des simulierten Gesamtstroms über ein Zeitintervall von 1 s. Die Anwendung des gleitenden Mittelwertes erfolgte, um numerische Artefakte (kurze Stromspitzen während  $t \leq 0,1$  s bei Ein- und Ausschaltvorgängen) herauszufiltern.

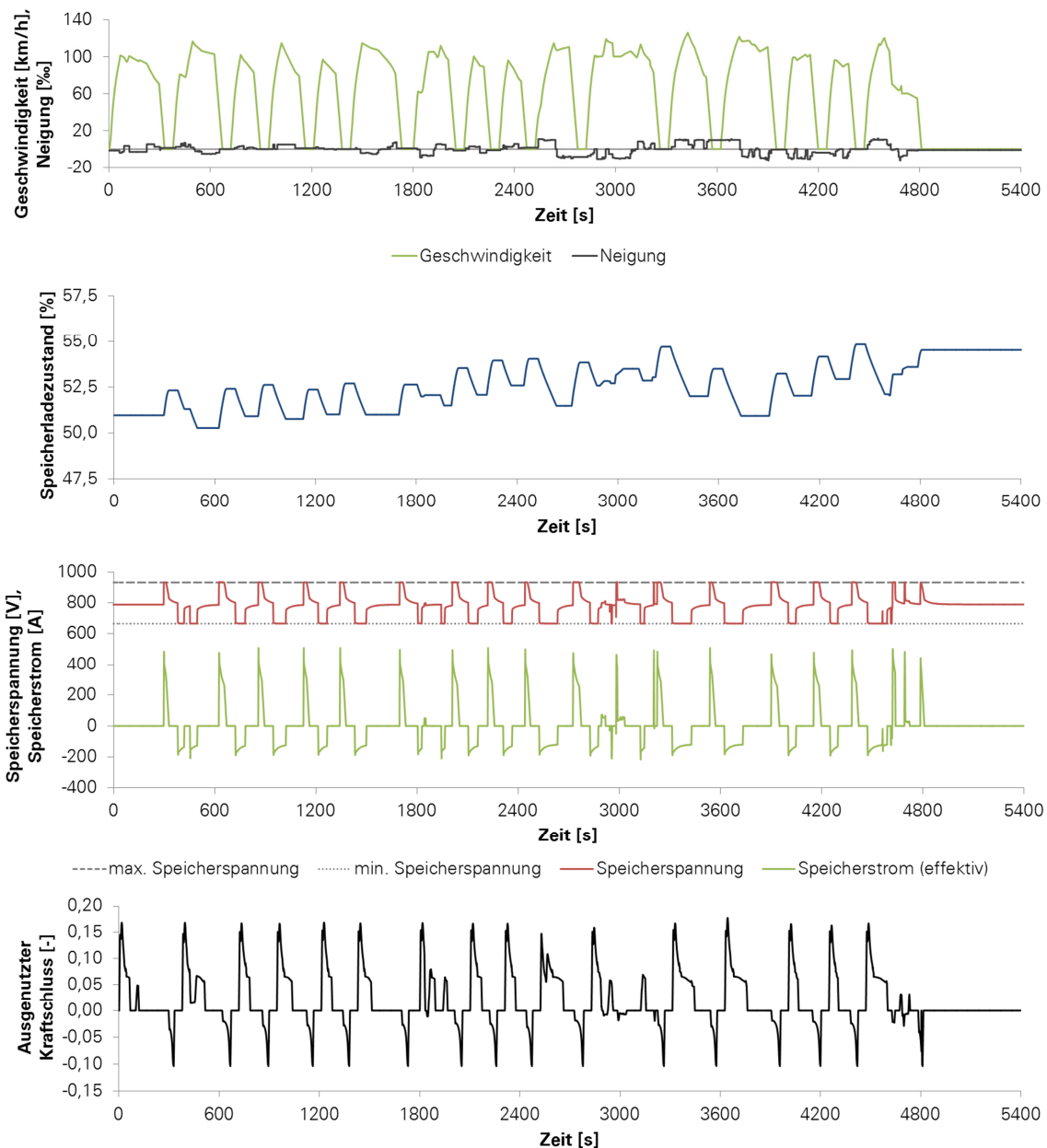
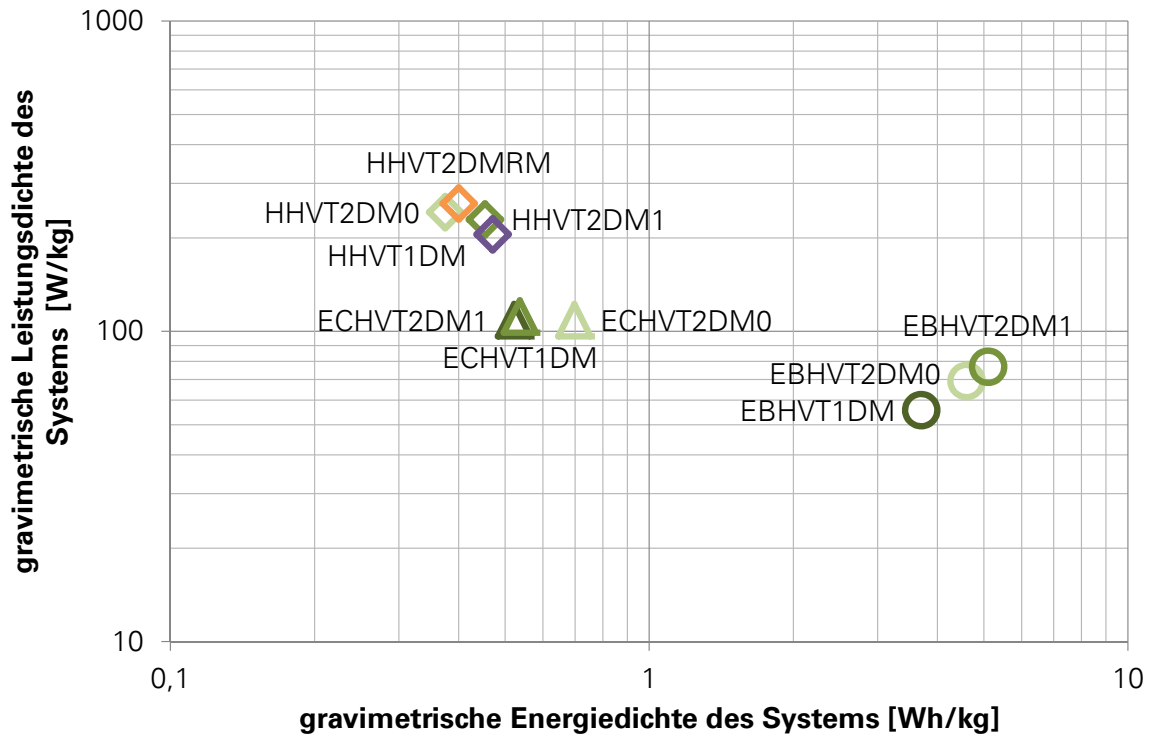


Abbildung A.42: Simulierte Verläufe der Größen Geschwindigkeit, Speicherladezustand, Speicherspannung, Speicherstrom\* und ausgenutzter Kraftschluss in Abhängigkeit der Zeit für die Hybridkonfiguration **EBHVT2DM1** bei einer Fahrt auf der Strecke 7 (Rückrichtung) im Regionalbahnbetrieb

\*Anmerkung: Abgebildet ist nicht der simulierte Speicherstrom selbst, sondern der gleitende Mittelwert des simulierten Gesamtstroms über ein Zeitintervall von 2 s. Die Anwendung des gleitenden Mittelwertes erfolgte, um numerische Artefakte (kurze Stromspitzen während  $t \leq 0,1$  s bei Ein- und Ausschaltvorgängen) herauszufiltern.

## A.50 RAGONE-DIAGRAMM DER MODELLIERTEN HYBRIDKONFIGURATIONEN





## A.51 AUSNUTZUNG DES KRAFTSTOFFEINSPARPOTENTIALS

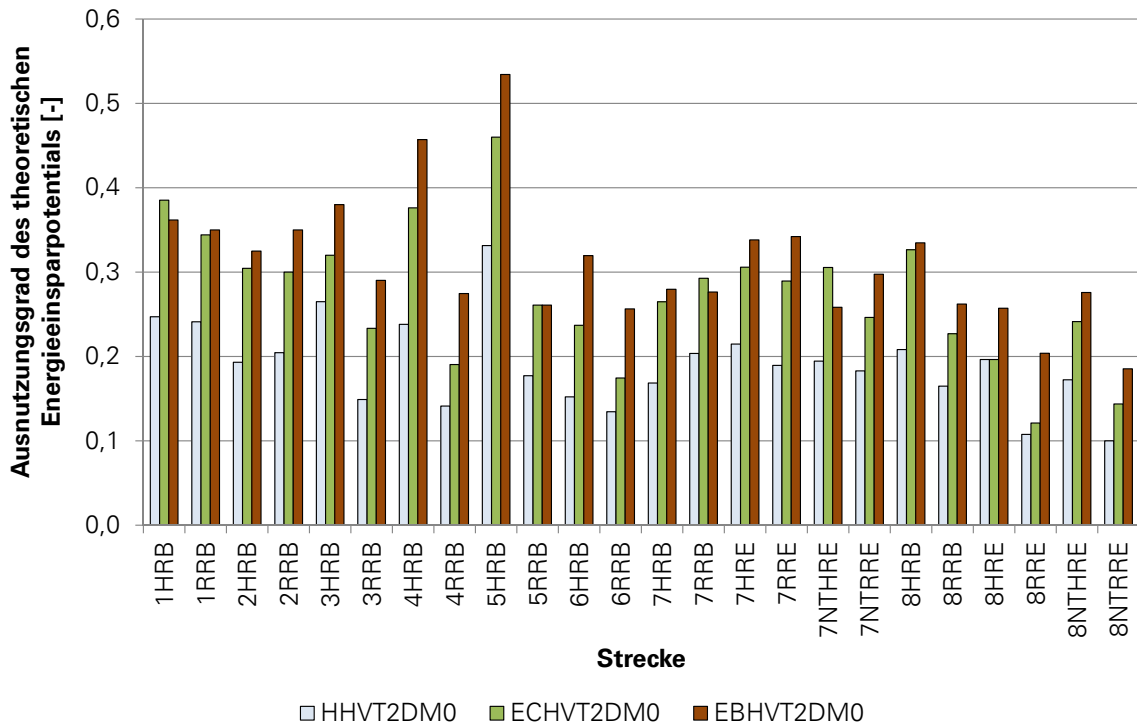


Abbildung A.43: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfigurationen der Klasse HVT2DM0

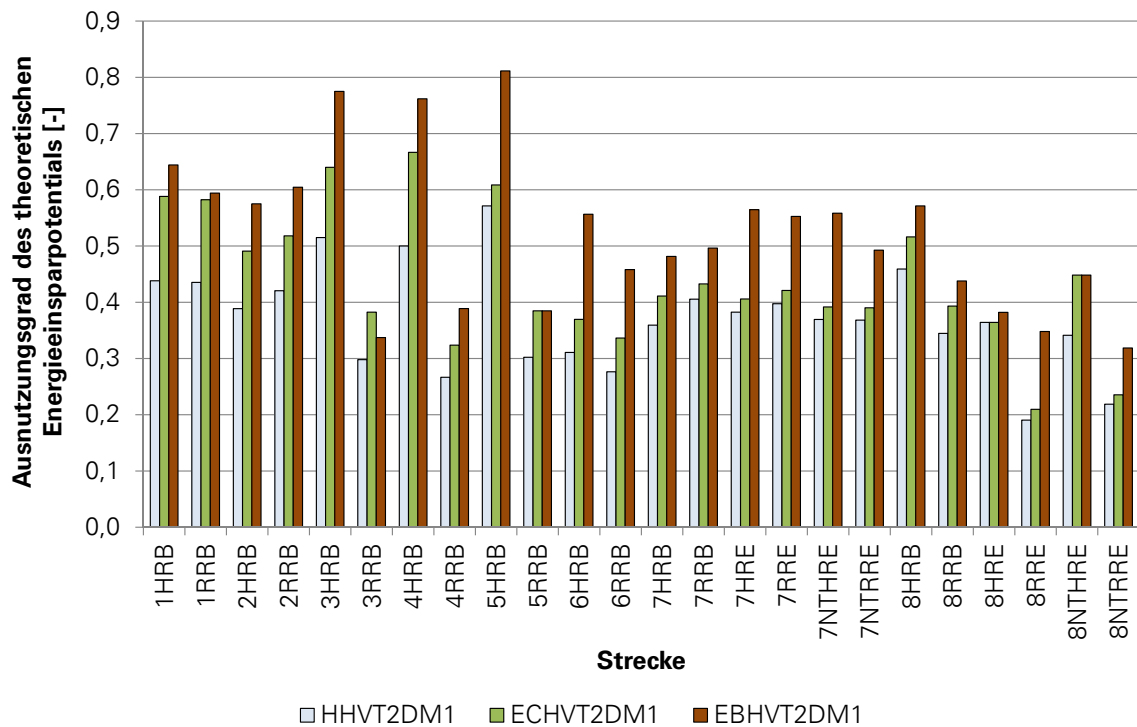


Abbildung A.44: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfigurationen der Klasse HVT2DM1

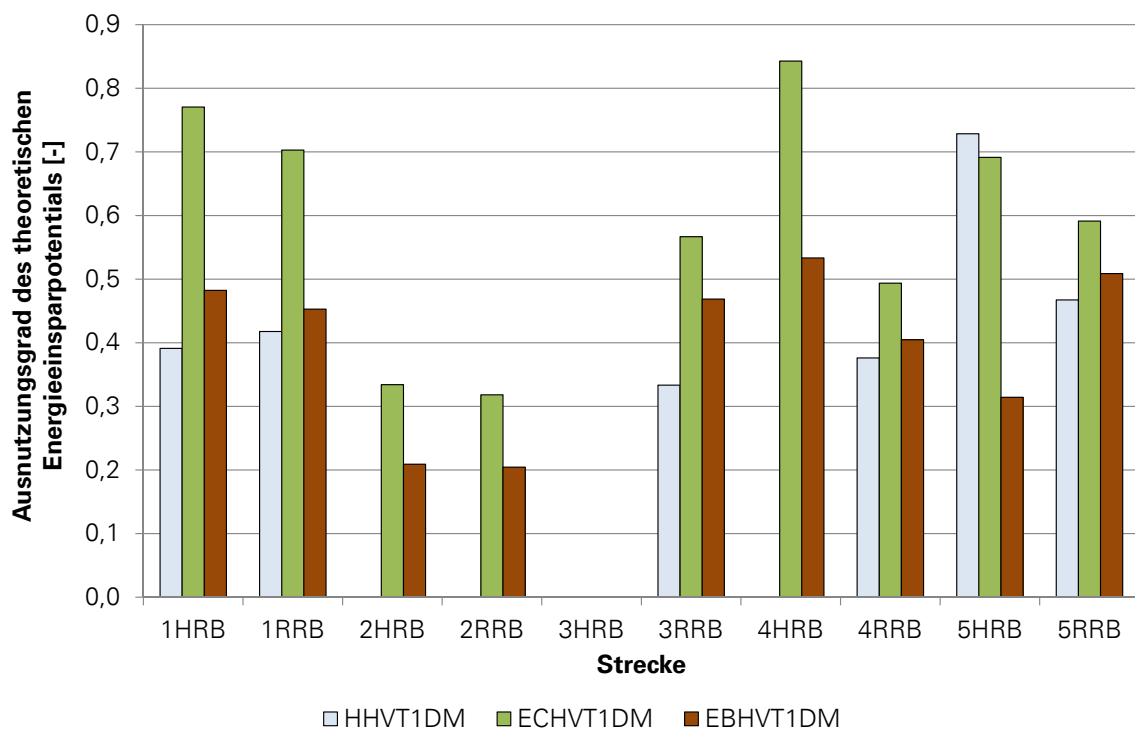


Abbildung A.45: Ausnutzung des theoretischen Energiesparpotentials durch die Hybridkonfigurationen der Klasse HVT1DM