



FAKULTÄT V
Verkehrs- und Maschinensysteme

Institut für Land- und Seeverkehr

Fachgebiet Schienenfahrzeuge

Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht

Max Schischkoff, M.Sc

TEL.: 030 314 22444

FAX: 030 314 22529

E-MAIL: max.schischkoff@tu-berlin.de

Bericht Nr. 26/2020

Untersuchung der dynamischen Parameter der DAK

Systembetrachtung unter Berücksichtigung der ep-Bremse

Im Auftrag des Technischen Innovationskreises Schienengüterverkehr (TIS)

Bearbeitet von

Max Schischkoff M.Sc.
Daniel Jobstfinke M.Sc.
Saskia Discher B.Sc.
Claudio Colao B.Sc.
Janosch Jelle Rauer B.Sc.
Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht

Berlin, 10.09.2020

Version 1.1

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	5
Tabellenverzeichnis	10
Abkürzungsverzeichnis	12
1. Zusammenfassung.....	13
2. Hintergrund der Studie	15
3. Stand der Technik	16
3.1 Anforderungen an den Federapparat der AK nach UIC 524	16
3.2 Güterzug-Längsdynamik.....	18
3.3 Ertragbare Längsdruckkräfte von Güterwagen mit automatischer Mittelpufferkupplung	19
3.4 Auflaufstöße von Güterwagen mit automatischer Mittelpufferkupplung	22
3.5 Vergleich zu heutigen Randbedingungen und Anforderungen an die DAK	23
3.6 Betriebliche Randbedingungen im Produktionsformen im SGV	26
4. Untersuchungsmethodik	28
4.1 Mehrkörpersimulation	29
4.2 Globale Sensitivitätsanalyse	29
4.3 Untersuchungsparameter	32
4.3.1 Ertragbare Längsdruckkräfte	35
4.3.2 Längsdynamik	38
4.3.3 Auflaufstöße	40
4.3.4 Betriebsfestigkeit	43
4.4 Erzeugung und Simulation untersuchter Szenarien	44
4.5 Ermittlung von Kraftkollektiven im Zusammenhang mit der betriebsfesten Auslegung der DAK.....	50
4.5.1 Betriebsfestigkeit im Zusammenhang mit der DAK	50
4.5.2 Rainflow-Verfahren und Bereichspaarzählung	52

4.5.3	Ermittlung von Kraftkollektiven auf Basis von Simulationsergebnissen.....	54
4.5.4	Bestimmung eines Referenzkollektivs.....	56
4.6	Ermittlung von Lastannahmen zum Bahnbetrieb auf Basis der Daten des Projektes „Innovativer Güterwagen“	57
5.	Aufbau der Simulationsmodelle	61
5.1	Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte	61
5.1.1	Übersicht der Modelle und allgemeine Vorgehensweise.....	61
5.1.2	Modell Güterwagen	62
5.1.3	Modell Rahmenwagen/Triebfahrzeug.....	65
5.1.4	Modell DAK mit Stabilisierungsgelenk.....	66
5.1.5	Modell DAK ohne Stabilisierungsgelenk.....	69
5.2	Längsdynamik.....	71
5.2.1	Übersicht	71
5.2.2	Modell pneumatische Bremse	71
5.2.3	MKS-Modell.....	74
5.3	Auflaufstöße.....	76
5.3.1	MKS-Modell Wagen	77
5.3.2	MKS-Modell Kupplung.....	80
6.	Ergebnisse.....	83
6.1	Ertragbare Längsdruckkräfte	83
6.1.1	Sensitivitätsanalyse.....	83
6.1.2	Zwischenfazit	90
6.2	Längsdynamik.....	92
6.2.1	Sensitivitätsanalyse.....	92
6.2.2	Zwischenfazit	98
6.3	Auflaufstöße.....	99
6.3.1	Sensitivitätsanalyse.....	99

6.3.2	Stöße mit Wagengruppen	106
6.3.3	Zwischenfazit	108
6.4	Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die auftretenden Kräfte	108
6.4.1	Übersicht Parameteroptimierung.....	109
6.4.2	Längsdynamik	110
6.4.3	Auflaufstöße	116
6.4.4	Zusammenwirken von Parameteroptimierung und ep-Bremse	119
6.4.5	Zwischenfazit	122
6.5	Betriebsfestigkeit	123
6.5.1	Sensitivitätsanalyse.....	124
6.5.2	Auswertung exemplarischer Betriebsszenarien	130
6.5.3	Zwischenfazit	139
7.	Schlussbetrachtung.....	142
7.1	Fazit.....	142
7.2	Ausblick und weiterer Forschungsbedarf	147
7.2.1	Statistische Erhebung von Daten aus dem Betrieb zur Erweiterung der Analyse zur Betriebsfestigkeit.....	147
7.2.2	Übergang von Kraft- zu Spannungskollektiven auf Basis konkreter technischer Realisierungen der DAK	147
7.2.3	Erweiterte Betrachtungen zu ertragbaren Längsdruckkräften von Güterwagen	148
8.	Literaturangaben.....	Fehler! Textmarke nicht definiert.
Anhang	156
A	Darstellung von Summenhäufigkeiten	156

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Güterwagen der Gattungen Tds (links) und Rs 680 (rechts)	22
Abbildung 2: Vergleich von Auflaufgeschwindigkeiten nach UIC-Merkblatt 524 sowie für eine moderne Ablaufanlage.....	25
Abbildung 3: Segmentierung der Produktionsformen im SGV Fehler! Textmarke nicht definiert.	
Abbildung 4: Anwendung der GSA auf Probleme der Schienenfahrzeugdynamik....	30
Abbildung 5: Parameter zur Steuerung der Federcharakteristik	33
Abbildung 6: Matrix von Massenverteilung (horizontal) und Massenanordnung (vertikal)	34
Abbildung 7: Übersicht Wagenparameter	37
Abbildung 8: Betrachtete Geschwindigkeitsverteilungen für Untersuchung zur Parameteroptimierung in Bezug auf die Auflaufstöße.....	42
Abbildung 9: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte	45
Abbildung 10: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Längsdynamik.....	46
Abbildung 11: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Auflaufstöße.....	47
Abbildung 12: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Betriebsfestigkeit	48
Abbildung 13: Superposition von Teilkollektiven zum Gesamtkollektiv.....	49
Abbildung 14: Dauerfestigkeit und Betriebsfestigkeit im Wöhler-Diagramm	51
Abbildung 15: Modellvorstellung der Rainflow-Analyse (links) und beispielhafte Rainflow-Matrix (rechts)	53
Abbildung 16: Ermittlung des Kraftkollektivs für ein Betriebsszenario (Längsdynamik)	55
Abbildung 17: Ermittlung von Kraftkollektiven für verschiedene Betriebsszenarien	56
Abbildung 18: Bestimmung eines Referenzkollektivs	57
Abbildung 19: Exemplarische Klassifikation verschiedener Betriebssituationen auf Basis von Geschwindigkeits- und HLL-Druck-Verlauf.....	59

Abbildung 20: Auswertung der IGW-Daten in Bezug auf relative Häufigkeit und Distanz von Bremsvorgängen.....	60
Abbildung 21 Struktur des MKS-Modells zur Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte	61
Abbildung 22: Simulation von Schiebeversuchen durch Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte.....	62
Abbildung 23: Güterwagen-Drehgestell Y25.....	63
Abbildung 24: Schematischer Aufbau des MKS-Modells des Y25-Drehgestells.....	63
Abbildung 25: Aufbau der Primärfesselung des Y25-Drehgestells	64
Abbildung 26: Wagenkastenmodell mit eindimensionaler Torsionssteifigkeit.....	65
Abbildung 27: Schematischer Aufbau des MKS-Modells der Rahmenwagen	66
Abbildung 28: Übersicht MKS-Modell AK mit Stabilisierungsgelenk.....	67
Abbildung 29: Kraftfluss bei a) Zug- bzw. b) Druckbelastung einer AK mit Stabilisierungsgelenk.....	67
Abbildung 30: Wirkungsweise des Stabilisierungsgelenkes abhängig vom Querversatz zwischen zwei Wagen	69
Abbildung 31 Aufbau des Kupplungsmodells ohne Stabilisierungsgelenk.....	70
Abbildung 32: Exemplarischer Bremszylinderdruckaufbau am ersten und am 15. Fahrzeug.....	73
Abbildung 33: Schematische Darstellung des Gesamtmodells des Zuges.....	74
Abbildung 34: Auf die Modelle wirkende äußere Kräfte für a) Wagen und b) Triebfahrzeug.....	75
Abbildung 35: Schematische Darstellung des Modells der DAK für die Untersuchung der Längsdynamik	76
Abbildung 36: Übersicht MKS-Modell zur Untersuchung von Auflaufstößen	77
Abbildung 37: Vergleich der Verfahren zur Bestimmung der scheinbaren Wagenelastizität nach dem simplen Ansatz (oben) und dem KI-basierten Ansatz (unten).....	79
Abbildung 38: Dynamisches Verhalten von Federapparaten mit Ringfederelementen	81
Abbildung 39: Dynamisches Verhalten von Federapparaten mit Elastomerelementen.....	81

Abbildung 40: Identifikation von Einflussgrößen auf die ertragbaren Längsdruckkräfte für die DAK mit Stabilisierungsgelenk.....	85
Abbildung 41: Parameterausprägungen der ertragbaren Längsdruckkräfte für Kupplung mit Stabilisierungsgelenk	86
Abbildung 42: Identifikation von Einflussgrößen auf die ertragbaren Längsdruckkräfte für die DAK ohne Stabilisierungsgelenk	88
Abbildung 43: Parameterausprägungen der ertragbaren Längsdruckkräfte für Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk.....	89
Abbildung 44: Vergleich der ertragbaren Längsdruckkräfte über alle Szenarien	90
Abbildung 45: Identifikation einflussreicher Parameter für die Längsdynamik bei Schnellbremsung für exemplarischen Fall	93
Abbildung 46: Parameterausprägung der Federvorspannung in Druckrichtung bei Schnellbremsung	94
Abbildung 47: Parameterausprägung der Federcharakteristik in Druckrichtung bei Schnellbremsung	95
Abbildung 48: Parameterausprägung des Kupplungsspiels in Druckrichtung bei Schnellbremsung.....	96
Abbildung 49: Identifikation einflussreicher Parameter für die Längsdynamik bei Anfahrt für exemplarischen Fall	97
Abbildung 50: Parameterausprägung der Federvorspannung in Zugrichtung bei Anfahrt.....	97
Abbildung 51: Identifikation einflussreicher Parameter für die maximal auftretende Druckkraft bei Auflaufstößen.....	101
Abbildung 52: Identifikation einflussreicher Parameter für die maximal auftretende Wagenbeschleunigung bei Auflaufstößen	102
Abbildung 53: Parameterausprägung des maximalen Federweges in Druckrichtung bei Auflaufstößen.....	103
Abbildung 54: Parameterausprägung der Federvorspannung in Druckrichtung bei Auflaufstößen.....	104
Abbildung 55: Parameterausprägung der Federcharakteristik in Druckrichtung bei Auflaufstößen.....	105
Abbildung 56: Parameterausprägung der Federendkraft in Druckrichtung bei Auflaufstößen.....	105

Abbildung 57: Relative Kraftamplitude bei Auflaufstößen über mehrere Kuppelstellen	107
Abbildung 58: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen	111
Abbildung 59: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen mit verschiedenen Reibmaterialien.....	112
Abbildung 60: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längszugkräfte bei Schnellbremsungen	113
Abbildung 61: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Betriebsbremsungen.....	114
Abbildung 62: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die auftretende Dynamik bei Betriebsbremsungen	115
Abbildung 63: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Druckkraft bei Auflaufstößen.....	117
Abbildung 64: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Zugkraft bei Auflaufstößen.....	118
Abbildung 65: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Wagenbeschleunigung bei Auflaufstößen.....	119
Abbildung 66: Auftretende Längsdruckkräfte im Vergleich zwischen rein pneumatischer und ep-Bremse bei Schnellbremsungen.....	120
Abbildung 67: Auftretende Längsdruckkräfte im Vergleich zwischen rein pneumatischer und ep-Bremse bei Betriebsbremsungen	121
Abbildung 68: Identifikation einflussreicher Parameter für die Betriebsfestigkeit der DAK	126
Abbildung 69: Parameterausprägung von Anzahl der Rbf-Aufenthalte je 100 km (links) und Geschwindigkeitsverteilung bei den Abläufen (rechts)	127
Abbildung 70: Parameterausprägung von durchschnittlicher Größe der Gruppen ablaufender Wagen (links) und Jahreslaufleistung (rechts) bezogen auf die Betriebsfestigkeit.....	128
Abbildung 71: Parameterausprägung der Federauslegung bezogen auf die Betriebsfestigkeit	128
Abbildung 72: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Intermodalzüge	132

Abbildung 73: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Schüttgutganzzüge	134
Abbildung 74: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Züge im Wagenladungsverkehr	136
Abbildung 75: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Intermodal-, Schüttgut- und Einzelwagenzüge	138
Abbildung 76: Exemplarische Darstellung von Summenhäufigkeiten	156

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Wahrscheinlichkeitsverteilung von Auflaufgeschwindigkeiten nach UIC 524.....	18
Tabelle 2: Vergleich von Annahmen nach UIC 524 und heutiger Rahmenbedingungen.....	24
Tabelle 3: Fahrzeugbezogene Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte	35
Tabelle 4: Kupplungsbezogene Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte	37
Tabelle 5: Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte bezogen auf das Testverfahren	38
Tabelle 6: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf Wagen und Triebfahrzeug (Auswahl).....	39
Tabelle 7: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf den Zug als Ganzes.....	39
Tabelle 8: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf die Kupplung (Auswahl).....	40
Tabelle 9: Parameter der Untersuchung der Auflaufstöße bezogen auf die die Rahmenbedingungen der Aufläufe	41
Tabelle 10: Parameter der Untersuchung der Auflaufstöße bezogen auf die Wagen	42
Tabelle 11: Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung bezogen auf die Längsdynamik.....	43
Tabelle 12: Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung bezogen auf die Auflaufstöße.....	44
Tabelle 13: Übergeordnete Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung	44
Tabelle 14: Ausgewählte Ergebnisse der Auswertung der IGW-Daten	60
Tabelle 15: Übersicht Parameteroptimierung auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße.....	109
Tabelle 16: Vergleich verschiedener Verfahren zur Gewichtung der kumulierten Differenz der Kraftkollektive	125

Tabelle 17: Identifikation einflussreicher Parameter für die Betriebsfestigkeit in verschiedenen Kraftbereichen	129
Tabelle 18: Annahmen für das Betriebsprogramm verschiedener Produktionsformen im SGV	130
Tabelle 19: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Intermodalzügen .	131
Tabelle 20: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Schüttgutganzzügen	133
Tabelle 21: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Zügen im Wagenladungsverkehr	135
Tabelle 22: Gegenüberstellung von Intermodal-, Schüttgut und Zügen im Wagenladungsverkehr	137

Abkürzungsverzeichnis

AAR	Association of American Railroads
AK	Automatische Kupplung
DAK	Digitale Automatische Kupplung
ep-Bremse	Elektropneumatische Bremse
ERRI	European Railway Research Institute
GSA	Globale Sensitivitätsanalyse
KDK	Kumulierte Differenz der Kraftkollektive
KV	Kombinierter Verkehr
MKS	Mehrkörpersimulation/Mehrkörpersystem
OAT	One-At-A-Time
OSShD	Organisation für die Zusammenarbeit der Eisenbahnen
SGV	Schienengüterverkehr
UIC	Internationaler Eisenbahnverband (Union internationale des chemins de fer)

1. Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Studie wird untersucht, welchen Einfluss die Auslegung der dynamischen Parameter der Digitalen Automatischen Kupplung (DAK) auf die ertragbaren Längsdruckkräfte von Güterwagen, auf die Güterzug-Längsdynamik, auf Auflaufstöße bei Rangiervorgängen und auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung haben. Das Ziel ist herauszufinden, welche Auslegung sich in welcher Weise auswirkt und welche Randbedingungen in die Betrachtung einfließen müssen. Dazu werden Methoden der Mehrkörpersimulation und der Globalen Sensitivitätsanalyse (GSA), die Auswertung von Fahrdaten aus dem Betrieb sowie Zählverfahren zur Ermittlung von Kraftkollektiven eingesetzt.

Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Zielkonflikt zwischen einer Auslegung, die auf Längsdynamik optimiert ist sowie einer Auslegung, die sich bei Auflaufstößen als vorteilhaft erweist. Eine Optimierung ausschließlich bezogen auf die Längsdynamik geht in Richtung einer starren Verbindung. Dazu gehören eine hohe Federvorspannung in Zug- und Druckrichtung, im Idealfall eine degressive Kennlinie, kurze Federwege und ein möglichst kleines Kupplungsspiel. Eine ausschließlich auf starke Auflaufstöße optimierte Zug- und Stoßeinrichtung ermöglicht ein weiches Einfedern und eine hohe Energieaufnahme. Dies würde mit einer niedrigen Federvorspannung, einer stark progressiven Kennlinie und langen Federwegen erreicht.

Dieser Zielkonflikt kann mit den bestehenden Rahmenbedingungen nicht abschließend gelöst werden. Daher wird anhand von Lastannahmen und den daraus resultierenden Kraftkollektiven untersucht, welchen Einfluss die Auslegung der Kupplung auf die Betriebsfestigkeit hat. Die Ziele sind dabei entweder eine möglichst lange Lebensdauer bei definiertem Gewicht/Kosten der Kupplung, oder eine möglichst leichte und damit auch kostengünstigere Ausführung der Kupplung unter Annahme einer bestimmten Lebensdauer. Die Ergebnisse zeigen, dass für verschiedene Segmente im Schienengüterverkehr unterschiedliche Auslegungen vorteilhaft sind. Im Intermodalverkehr z.B. erweist sich eine tendenziell auf Längsdynamik optimierte Kupplung vorteilhaft, im Wagenladungsverkehr dagegen wirkt sich eine Optimierung in Richtung Auflaufstöße positiv aus. Dementsprechend sollte es verschiedene Klassen von Kupplungen geben, deren dynamische Parameter für bestimmte Verkehrsarten bzw. Produktionsformen angepasst sind. Eine Zusammenstellung von Wagen mit Kupplungen verschiedener

Klassen ist für kurze und mittlere Zuglängen als unkritisch einzustufen, bei langen Zügen bedarf dies einer erweiterten Untersuchung.

Im Vergleich zu Zügen mit konventioneller pneumatischer Bremse, sinken die durch Längsdynamik auftretenden Kräfte in der Kupplung bei Ausrüstung mit ep-Bremse deutlich. Diese Reduzierung der Längskräfte ermöglicht entweder eine einseitige Optimierung der dynamischen Parameter auf Auflaufstöße oder die Erschließung neuer Zug- und Betriebskonzepte mit höheren Zuglängen und –massen bei gleicher Fahrsicherheit.

Die dynamischen Parameter haben einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte von Güterwagen. Hier spielen vor allem geometrische Parameter zum einen des Wagens und zum anderen der Kupplung eine entscheidende Rolle. Ein eher langer Kupplungsarm wirkt sich positiv auf die ertragbaren Längsdruckkräfte aus. Das Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes ermöglicht im Mittel höhere ertragbare Längsdruckkräfte, aber für vierachsige Fahrzeuge mit Y25-Drehgestellen lässt sich eine ausreichende Fahrsicherheit auch mit Kupplungen ohne Stabilisierungsgelenk sicherstellen. Aus den Ergebnissen ist daher keine generelle Empfehlung für oder gegen ein Stabilisierungsgelenk abzuleiten.

2. Hintergrund der Studie

Die Einführung der Digitalen Automatischen Kupplung (DAK) in Europa ist das wichtigste Innovationsprojekt für den Schienengüterverkehr seit Jahrzehnten. Neben der automatischen Kuppeltätigkeit und der damit verbundenen Beschleunigung von Betriebsprozessen wird die DAK als eine Schlüsseltechnologie zur umfassenden Digitalisierung des Schienengüterverkehrs gesehen.

Neben offenen Punkten in betrieblicher und finanzieller Hinsicht stellt sich die Frage nach einer möglichst optimalen Auslegung der DAK. Dies betrifft sowohl die Auslegung des Federapparates und seiner dynamischen Parameter, als auch die Konfiguration der DAK und die Frage nach der Notwendigkeit eines Stabilisierungsgelenkes. Für eine möglichst optimale Auslegung ist es erforderlich, die betrieblichen Rahmenbedingungen des Einsatzes der DAK, d.h. z.B. die auftretenden Längskräfte durch Beschleunigen und Bremsen sowie durch Auflaufstöße auf Rangierbahnhöfen möglichst genau zu bestimmen. Die Herausforderung dabei sind die vielfältigen Produktionsformen und Verkehre im Schienengüterverkehr, die zu sehr unterschiedlichen Anforderungen hinsichtlich der Betriebsfestigkeit der Kupplung führen. Durch eine möglichst optimal auf die Beanspruchungen im Betrieb ausgelegte Kupplung, können je nach Anforderungen entweder die Lebensdauer der Kupplung erhöht oder die Kosten sowie das Gewicht der Kupplung gesenkt werden, was die Effizienz im Schienengüterverkehr steigert.

In dieser Studie soll aufgezeigt werden, welche Parameter der DAK sich in welcher Weise auf die auftretenden Kräfte durch Längsdynamik und Auflaufstöße sowie auf die ertragbaren Längsdruckkräfte zur Sicherstellung der Fahrsicherheit auswirken. Anhand der auftretenden Kräfte lassen sich Aussagen zu den Kraftkollektiven treffen, die Hinweise für die betriebsfeste Auslegung der DAK geben. Dabei sollen keine konkreten Ausprägungen der Kupplung, die es bereits auf dem Markt gibt, untersucht werden, sondern unabhängig davon gezeigt werden, welche Möglichkeiten der Optimierung es gibt und wie sich diese auf die Kräfte und Kraftkollektive auswirken.

Die Studie gliedert sich in vier Teilgebiete: Die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte, der auftretenden Längskräfte durch Güterzug-Längsdynamik sowie durch Auflaufstöße und aufbauend darauf die Untersuchung der Auslegung in Bezug auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung unter verschiedenen Randbedingungen.

3. Stand der Technik

In diesem Kapitel soll zunächst der Stand der Technik in Bezug auf die Fragestellung dieser Studie dargestellt werden. Die letzten grundlegenden Untersuchungen zu den dynamischen Parametern einer AK im Güterverkehr wurden hauptsächlich in den 70er/80er-Jahren von der UIC bzw. dem European Railway Research Institute (ERRI) durchgeführt.

3.1 Anforderungen an den Federapparat der AK nach UIC 524

Anforderungen an den Federapparat der AK aufgrund der betrieblichen Einsatzbedingungen wurden zuletzt im Rahmen des **UIC-Merkblattes 524** ausführlich untersucht [1]. Analog zur Vorgehensweise in dieser Studie werden dabei sowohl die Längsdynamik während der Zugfahrt, als auch der Rangierbetrieb, wo Kräfte in den Kupplungen aufgrund von Wagenaufläufen in den Richtungsgleisen auftreten, betrachtet. Im Unterschied zu dieser Studie wurden die Auflaufstöße dabei nicht unter dem Aspekt der Betriebsfestigkeit der Kupplung, sondern nur in Bezug auf den Schutz von Ladungen bei „normalen Auflaufgeschwindigkeiten“ und Wagen bei „relativ hohen Auflaufgeschwindigkeiten“ betrachtet.

In dem Dokument werden verschiedene allgemeine Anforderungen an die Federapparate definiert (Auswahl):

- Einfache und möglichst leichte Konstruktion des Federapparates
- Wartungsfreier Einsatz über 6 bis möglichst 10 Jahre

Bei diesem Anforderungskatalog wird dabei stets auf das Konstruktionsprinzip der UIC-AK bzw. Intermat Bezug genommen, was u.a. bedeutet, dass vom Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes¹ sowie weiterer fester Konstruktionsparameter, wie z.B. einer fest definierten Kupplungsarmlänge ausgegangen wird. Federapparate, die nach

¹ Das Stabilisierungsgelenk wird in der Literatur auch als „allseitig stabilisierendes Gelenk“ bezeichnet. Es handelt sich um ein Zusatzbauteil zwischen Kupplungsarm und Federapparat, das Querkräfte, die durch einen Versatz oder Winkel zwischen zwei benachbarten Wagen unter Längsdruckkräften entstehen, umlenkt bzw. abschwächt. Dadurch wird die Fahrsicherheit unter Längsdruckkräften erhöht [2, 3]. Auf die Funktion des Stabilisierungsgelenkes wird in Kapitel 5.1.4 in Bezug auf die Modellierung näher eingegangen.

dieser Spezifikation auslegt sind, sollen kompatibel mit Güterwagen sein, die den Anforderungen der **UIC-Merkblätter 530-1/2** entsprechen.

Nach **UIC 524** sind drei Gruppen von Federapparaten definiert, die sich in ihrer Auslegung anhand der Wagentypen, für die sie gedacht sind, unterscheiden [1]. Gruppe I ist für zweiachsige, Gruppe II für vierachsige und Gruppe III für sechsachsige Güterwagen bestimmt. Als wesentliches Auslegungskriterium wird dabei die maximale Auflaufgeschwindigkeit zwischen zwei voll beladenen Wagen jeweils gleicher Bauart herangezogen, bei der es noch nicht zu Schäden an den Fahrzeugen kommt. Darüber hinaus wurden mit Hinblick auf die Längsdynamik Grenzwerte für die Federsteifigkeit, die Vorspannkraft und die minimale quasi-statische Energieaufnahme definiert. Allen drei Gruppen gemeinsam sind die Anforderungen an den Maximalhub bis zum Erreichen des Anschlages, an die minimale Dämpfung sowie an die Vorspannkraft. Hinsichtlich der Festigkeit sollen Druckkräfte von bis zu 2 000 kN sowie Zugkräfte bis zu 1 000 kN ohne plastische Verformung ertragbar sein. Große Unterschiede bestehen in der statischen, quasi-statischen und dynamischen Energieaufnahme bei der Einfederung sowie in der Federsteifigkeit. Den Angaben zur minimalen Energieaufnahme liegen folgende Annahmen zugrunde (Auswahl):

- Verteilung der zweiachsigen und vierachsigen Wagen: 50:50 %
- Verteilung der Wagenlaufleistung leer/teilbeladen/voll mit jeweils 1/3
- Ladung und Wagenaufbau nehmen 25% der Stoßenergie auf, den Rest die Federapparate
- Die Kraft in der stoßenden Kupplung ist bei gleicher Auflaufgeschwindigkeit äquivalent, egal wie viele Wagen am Stoß beteiligt sind
- Abläufe im Mittel alle 100 km
- Mittlere Jahreslaufleistung der Wagen 25 000 km

Für die potentiell auftretenden Auflaufgeschwindigkeiten wird die in Tabelle 1 aufgeführte Wahrscheinlichkeitsverteilung angenommen. Diese Verteilung wurde mittels Messungen und statistischer Erhebungen im Rahmen der Arbeitsgruppe **ORE D 74** ermittelt und reflektiert die üblichen Verhältnisse im Rangierbetrieb in den 70er Jahren, z.B. mit einem hohen Anteil von Rangierbahnhöfen mit Hemmschuhbetrieb und vielen anderen heute nicht mehr geltenden Rahmenbedingungen.

**Tabelle 1: Wahrscheinlichkeitsverteilung von
Auflaufgeschwindigkeiten nach UIC 524 [1]**

Auflauf- geschwindigkeit	Wahrschein- lichkeit
> 5 km/h	85%
> 8 km/h	51%
> 11 km/h	17%
> 13 km/h	9%
> 15 km/h	3,5%

Im Merkblatt werden Testbedingungen festgelegt, unter denen das Verhalten der Federapparate im Betrieb getestet werden soll. Die Tests sollen nur anhand der Schnellbremsung eines einzelnen beispielhaften Güterzuges mit einer Masse von 1 200 t und „ungünstiger Massenverteilung“ in Bremsstellung P durchgeführt werden, was man als Worst-Case-Szenario bzgl. der auftretenden Längsdruckkräfte betrachten kann. Bei der Beurteilung der Ergebnisse weist die Spezifikation allerdings Lücken auf. So ist beispielsweise nicht spezifiziert, welches Längskraftniveau als Obergrenze zur herangezogen sollte oder aus welcher Ausgangsgeschwindigkeit diese Bremsung erfolgen soll [1].

3.2 Güterzug-Längsdynamik

Die Zuglängsdynamik wird nach COLE als die Bewegung der Fahrzeuge in Richtung des Gleises bezeichnet. Dies umfasst nicht nur die Fahrdynamik, d.h. die Bewegung des Zuges als Ganzes, sondern auch die Relativbewegungen der Fahrzeuge untereinander [4]. Kraftbehaftete Relativbewegungen entstehen im Falle von Zugverbänden mit automatischer Mittelpufferkupplung in der elastischen Verbindung der Wagen über die Federapparate der Kupplungen durch Antriebs- und Bremskräfte. Kraftfreie Relativbewegungen ergeben sich durch konstruktionsbedingte Spiele, z.B. in den Federapparaten oder im Kupplungskopf. Bei lokbespannten Zügen werden die Antriebskräfte typischerweise von einer oder mehreren an der Spitze fahrenden Lokomotiven aufgebracht, während die Bremskräfte durch Lokomotive und Wagen dezentral eingeleitet werden, wobei die Art der Ansteuerung der Bremsen eine entscheidende Rolle spielt [5].

Die Güterzug-Längsdynamik spielt aus mehreren Gründen eine wichtige Rolle für die Auslegung der DAK und ist daher ein zentraler Untersuchungsgegenstand dieser Studie [5]:

- Beanspruchung der Kupplung durch Schwingungen im Zugverband während der Fahrt mit Hinblick auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung
- Potentielle Entstehung hoher Zugkräfte, die zum Zerreißen der Kupplung bzw. anderen Komponenten der Zugeinrichtung führen kann
- Gewährleistung der Fahrsicherheit unter Einwirkung von Längsdruckkräften

In den letzten Jahrzehnten gab es zahlreiche Forschungsarbeiten zur Längsdynamik von Güterzügen, wobei vermehrt Simulationstechnik zum Einsatz kommt. Viele Arbeiten beziehen sich jedoch auf den Güterverkehr im Bereich der AAR, der bzgl. der Randbedingungen (z.B. sehr großes Kupplungsspiel und einlösige Bremsen) nur sehr bedingt mit dem Güterverkehr in Europa vergleichbar ist.

Hervorzuheben sind die Untersuchungen der UIC bzw. des ERRI aus den 80er und 90er Jahre, die u.a. im Hinblick auf die Erhöhung der Geschwindigkeiten im Güterverkehr durchgeführt wurden. Auf europäischer Ebene gilt das Simulationsprogramm *TrainDy*, das von der Universität Tor Vergata in Rom gemeinsam mit dem Bremsenhersteller Faiveley entwickelt und umfangreich validiert wurde, als Stand der Technik bei der Simulation der UIC-Druckluftbremse bei Güterzügen und deren Auswirkungen auf die Längsdynamik [5, 6].

Die vorhandenen Ansätze wurden von JOBSTFINKE im Rahmen seiner Dissertation analysiert, zusammengeführt und weiterentwickelt [5]. Die im Rahmen dieser Studie genutzten Simulationsmodelle für die Untersuchung der Längsdynamik basieren auf diesen Untersuchungen, Näheres dazu in Kapitel 5.2.

3.3 Ertragbare Längsdruckkräfte von Güterwagen mit automatischer Mittelpufferkupplung

Das **UIC-Merkblatt 530-1/2** beschäftigt sich mit den Anforderungen an die Fahrsicherheit von Güterwagen und definiert dabei sowohl den entsprechenden Grenzwert für die ertragbaren Längsdruckkräfte, als auch das Prüfverfahren, um diesen Grenzwert für eine bestimmte Wagen-Bauart zu ermitteln [7, 8]. Für Neubau-

Güterwagen wird darin empfohlen, dass die ertragbare Längsdruckkraft bei mindestens 600kN liegt, wobei der Nachweis mithilfe des analytischen Berechnungsverfahrens nach **ERRI-Bericht B125/RP5** bzw. **RP6** erbracht werden kann [3]. In Anhang G wird alternativ zur analytischen Berechnung ein Verfahren zur Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte mittels Fahrversuchen dargestellt, das sich allerdings auf Fahrzeuge mit Schraubenkupplung und Seitenpuffern bezieht. Ein abweichendes Verfahren für Güterwagen mit automatischer Kupplung wird nicht gesondert spezifiziert. Um für eine bestimmte Güterwagen-Bauart die ertragbare Längsdruckkraft zu bestimmen, sind in Anhang C verschiedene Diagramme aufgeführt, die entsprechende Grenzkurven abhängig von geometrischen Parametern des Wagens für Drehgestell-Güterwagen definieren. Die Verfahren zur Ermittlung dieser Grenzkurven werden im **ERRI-Bericht B12/RP49** erläutert [9].

Im **ERRI-Bericht B125/RP5** wird ein analytisches Verfahren zur Berechnung der ertragbaren Längsdruckkräfte von Güterwagen als Kenngröße zur Beurteilung der Laufsicherheit vorgestellt, das von UIC und OSShD gemeinsam erarbeitet wurde. Bei der Berechnung wird zwischen zweiachsigen und vierachsigen Güterwagen unterschieden, wobei die Wirkung des Stabilisierungsgelenkes zugrunde gelegt wird. Die Studie baut nicht auf Messergebnissen auf, sondern stützt sich auf theoretische Überlegungen zur Geometrie und zu den Gleichgewichtsbedingungen von Güterwagen, die in einem Drei-Wagen-Zug zwischen zwei Rahmenwagen laufen. Durch Überlagerung möglichst ungünstiger Verhältnisse im Betrieb soll der kritische Wert für die ertragbaren Längsdruckkräfte bestimmt werden. Der Einfluss der Reibung im Kraft-Schiene-Kontakt wird vernachlässigt. Die Eingangsparameter für das Berechnungsverfahren sind die geometrischen Abmessungen der Wagen, die Massen und die Torsionssteifigkeit von Wagenkasten und Drehgestellrahmen inklusive Anbauteilen sowie die Kennlinien der Primärfedern. Die meisten Parameter der Kupplung sind auf die Abmessungen und die Einbaulage der UIC-AK als fixe Parameter hinterlegt [3].

Das Ziel des **ERRI-Berichtes B12/RP49** ist die Untersuchung des Einflusses von Wagenparametern auf die Entgleisungssicherheit von Güterwagen in Gleisverwindungen. Dafür werden zwei- und vierachsige Güterwagen verschiedener Bauarten und geometrischer Abmessungen mit dem Ziel betrachtet, die maximal zulässige Torsionssteifigkeit des Wagenkastens zu bestimmen. Die Berechnungen wurden nach dem im **ERRI-Bericht B125/RP5** vorgestellten Verfahren für eine große Zahl an

Parameterkombinationen bestimmt und daraus die Grenzkurven abgeleitet [3]. Die Betrachtungen erfolgen anhand eines Drei-Wagen-Zuges bestehend aus einem zu untersuchenden Wagen bzw. Wagentyp und zwei so genannten Rahmenwagen, die vor und nach diesem Wagen laufen. Folgende Randbedingungen werden als Voraussetzung definiert [9]:

- Sämtliche Parameter der automatischen Kupplung entsprechen UIC-AK bzw. Intermat.
- Drei mögliche Typen von Rahmenwagen: Fc(s)-Wagen, Rs-680-Wagen sowie Wagen vom gleichen Typ wie untersuchte Güterwagen-Bauart
- Für jeden Wagentyp werden die in B125/RP5 spezifizierten 40 Szenarien (2 Gleisbögen, 5 Wagenkombinationen, 2 Beladungszustände der Rahmenwagen und 2 Radsatzstellungen im Gleis beim Untersuchungswagen) analytisch berechnet und die ertragbare Längsdruckkraft als Minimum der in den jeweiligen Szenarien errechneten Längsdruckkraft auf 50kN genau ermittelt.

Im Bericht wird explizit darauf hingewiesen, dass bei Änderungen an den o.g. wesentlichen Parametern die im **UIC-Merkblatt 530-1/2** definierten Grenzkurven ihre Gültigkeit verlieren [7, 8].

Der Bericht **B12/RP59** stellt die Vorgehensweise bei der Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräften mittels Mehrkörper-Simulation dar, wobei das Verfahren ausschließlich für Güterwagen mit Schraubenkupplung und Seitenpuffern angewandt wird. Für die Untersuchung wird ein gekuppelter Drei-Wagen-Zug modelliert, wobei als Rahmenwagen vorne ein kurzer zweiachsiger Güterwagen der Bauart Tdg 5930 und hinten ein langer vierachsiger Wagen vom Typ Rs 680 angenommen werden (siehe Abbildung 1). Die Rahmenwagen werden vereinfacht als mittig im Gleis geführt angenommen, wobei das Spurspiel nicht ausgenutzt wird. Die Zulässigkeit dieser Vereinfachung wird durch einen Vergleich mit einem Referenzmodell, bei dem die Rahmenwagen als vollständige Modelle eingebunden sind, überprüft, wobei sich die Abweichungen als vernachlässigbar klein erwiesen [10].



Abbildung 1: Güterwagen der Gattungen Tds (links) und Rs 680 (rechts) [11, 12]

Die Versuche werden jeweils in S-Bögen mit Radien von 150m bzw. 190m simuliert. Zur Verifikation des Verfahrens werden die Simulationsergebnisse für ausgewählte zu untersuchende Wagenbauarten mit entsprechenden Messergebnissen verglichen. Als Kriterien für das Erreichen der kritischen Geschwindigkeit werden die im **UIC-Merkblatt 530-2** definierten Grenzwerte herangezogen [8]. Für die betrachteten Drehgestell-Güterwagen zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch, wobei sich das Anheben eines nicht-führenden Rades stets als der kritische Zustand für die ertragbare Längsdruckkraft erweist [10].

3.4 Auflaufstöße von Güterwagen mit automatischer Mittelpufferkupplung

Untersuchungen zu Kräften und Energiedissipation bei Auflaufstößen mit automatischer Kupplung wurden im Rahmen des **ERRI-Berichtes B36/RP25** bzw. **RP27** durchgeführt [13, 14]. Auf Basis exemplarischer Versuche wurden die Programme TULIP 1/2 zur Simulation von Auflaufstößen entwickelt. Die Güterwagen und Stoßeinrichtungen wurden dazu in ein vereinfachtes mathematisches Modell überführt, das die Bewertung der Eigenschaften verschiedener Federapparate und Ladungssicherungen sowie eine Voraussage des Verhaltens der Ladung beim Stoß ermöglicht. Ergebnisse der Simulation sind u.a. die Kräfte und Hübe in den Federapparaten sowie die Beschleunigungen von Wagen und Ladung.

Der Simulation liegt ein mechanisches Ersatzmodell von Wagen, Ladung und Kupplung zugrunde, das aus starren Körpern besteht, die durch Kraftelemente miteinander

verbunden sind. Das Modell des Federapparates kann dabei an die Eigenschaften verschiedener Bauarten, wie z.B. Reibkonus-, Elastomer- oder Hydro-Gas-Federwerke, angepasst werden. Auf Basis der zugrundeliegenden Messergebnisse wird eine „scheinbare Wagenelastizität“ modelliert, die die Aufnahme von Stoßenergie durch die Wagenkonstruktion berücksichtigt. Die Versuche dazu wurden anhand der Bauarten Es, Eas, Gbs und Rs durchgeführt. Weiterhin wurde auch die Energieaufnahme durch Ladung und Ladungsfestigung experimentell überprüft und ins Modell eingepflegt. Güterwagen-Bauart und eine spezifische Art der Ladung können dabei nicht unabhängig voneinander betrachtet werden, daher wurden nicht alle Wagentypen mit allen Ladegütern getestet. Bei den Ladegütern wurden ein oder mehrere Betonklötze (fest- bzw. niedergebunden), ein oder mehrere Stahlblöcke sowie Kies als Schüttgut berücksichtigt. Insgesamt liegen 11 exemplarische Kombinationen aus Wagen-Bauart und Ladung dem Programm zugrunde.

Folgende zentrale Erkenntnisse sind das Ergebnis der Untersuchung:

- die Art der Ladung und ihre Sicherung haben einen Einfluss auf die Höhe der Stoßkräfte
- bei hohen Stoßkräften verhalten sich Wagen und Ladung nicht mehr wie starre Körper → Verformung und Energieabfuhr in Wagenstruktur und ggf. Ladung
- Stoßeinrichtung nimmt größenordnungsmäßig nur ca. 75 % der theoretischen Stoßenergie auf (vgl. UIC 524)
- Stoß-Verhalten ist stark von Wagengattung abhängig (u.a. Fahrwerk, Wagenstruktur etc.)

3.5 Vergleich zu heutigen Randbedingungen und Anforderungen an die DAK

Die Merkblätter der UIC und die Berichte des ERRI stellen eine wichtige Datengrundlage für diese Studie dar, insbesondere die verschiedenen Versuchsergebnisse. Da sich an der grundsätzlichen Bauart der Wagen, z.B. in Bezug auf die verwendeten Laufwerke, gegenüber der Zeit, aus der diese Untersuchungen stammen, nichts Wesentliches geändert hat und es keine neueren Untersuchungen zu Fahrzeugen mit

automatischer Kupplung (AK) gibt, bilden die Testergebnisse einen wertvollen Input für die Simulationsrechnungen.

Gleichzeitig zeigen sich beim Vergleich der Rahmenbedingungen, die den Berichten zugrunde liegen, deutliche Diskrepanzen zur Situation im Schienengüterverkehr (SGV) heute. Gegenüber den Grundannahmen zur Auslegung der Federapparate nach **UIC 524** haben sich die Rahmenbedingungen deutlich verändert wie Tabelle 2 zeigt [1].

Tabelle 2: Vergleich von Annahmen nach UIC 524 und heutiger Rahmenbedingungen

	UIC 524 [1]	Heutiger SGV
Durchschnittliche Jahresleistung von Güterwagen	25 000 km	Beispiele nach [15]: Autotransportwagen 44 000 km Kesselwagen 50 000 km Containertragwagen 150 000 km
Anteil Zweiachser/Vierachser an der Güterwagenflotte	50/50	Daten 2018 [16] Deutschland 18/78 Österreich 16/81 Schweiz 19/78
Wagenlaufleistung leer/teilbeladen/vollbeladen	Jeweils 1/3	Sehr unterschiedlich je nach Produktionsform/Verkehrsart, z.B. Intermodalverkehr selten voll und oft teilbeladen, Schüttgutverkehre oft ½ voll beladen, ½ leer

Im Rahmen dieser Studie wurden von den Auftraggebern Daten zu den Auflaufgeschwindigkeiten auf Rangierbahnhöfen mit einer modernen Ablaufanlagensteuerung zur Verfügung gestellt und mit den Werten nach **UIC 524** verglichen (siehe Abbildung 2). Beide Angaben beziehen sich auf Geschwindigkeitsbereiche in gewissen Intervallen, wobei mangels anderer Angaben angenommen wird, dass die Wahrscheinlichkeiten innerhalb der Intervalle annähernd gleich verteilt sind. Nach UIC 524 ist nicht spezifiziert, was die höchste anzunehmende Auflaufgeschwindigkeit ist. In dieser Studie wird das Maximum daher mit 18 km/h angenommen. Der Vergleich zeigt signifikante Unterschiede: Während sich bei einer modernen Anlage weniger als 15% der auftretenden Stöße bei Geschwindigkeiten von mehr als 5 km/h abspielen, ist das Bild bei einer Verteilung nach **UIC 524** genau umgekehrt, d.h. 85% der Stöße treten bei

Stoßgeschwindigkeiten von über 5 km/h auf [1]. In dieser Studie wird davon ausgegangen, dass es im europäischen Netz noch immer einen gewissen Anteil von Altanlagen gibt und dass auch nicht alle neueren Anlagen mit den modernsten Steuerungen ausgerüstet sind. Damit muss auch die Verteilung nach **UIC 524** Berücksichtigung finden. Diese beiden Verteilungen werden als Extrempole der im Betrieb vorkommenden Geschwindigkeitsverteilungen angesehen.

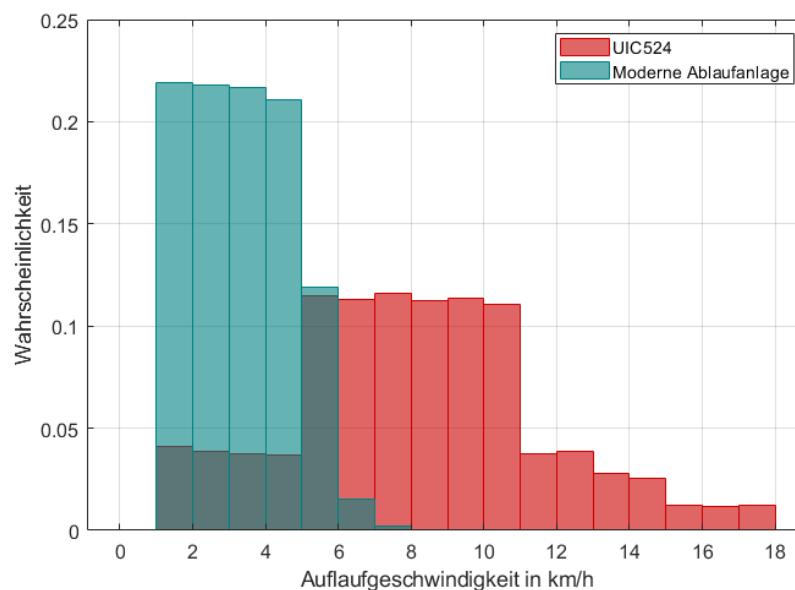


Abbildung 2: Vergleich von Auflaufgeschwindigkeiten nach UIC-Merkblatt 524 sowie für eine moderne Ablaufanlage, eigene Darstellung basierend auf Angaben von Projektpartnern sowie [1]

Bei der Betrachtung der Stoßkräfte selbst bildet die im Rahmen der **ERRI-Berichte B 36 RP 25/27** durchgeführte Messkampagne eine wertvolle Datengrundlage für diese Studie. Allerdings werden heutzutage zwei der dort betrachteten vier Güterwagengattungen nicht mehr eingesetzt (Es-, Gbs-Wagen). Die betrachteten Ladungen bilden die Realität im Güterverkehr heute nicht mehr ausreichend ab, sodass z.B. die Betrachtung palettierter Güter oder intermodaler Ladungen komplett fehlt. Die Methodik der Messungen macht es sehr schwierig, bei der Erstellung von Simulationsmodellen die Effekte von Wagen, Ladung und Federapparat ausreichend gut voneinander zu trennen, weil bei den Versuchen immer zwei der Parameter gleichzeitig variiert wurden (z.B. 1. Versuch mit Wagentyp A, Ladung B und Stoßeinrichtung C, 2. Versuch mit Wagentyp X, Ladung Y und Stoßeinrichtung C usw.).

Die in Kapitel 3.3 vorgestellten Untersuchungen zu den ertragbaren Längsdruckkräften von Güterwagen mit automatischer Kupplung geben Hinweise bezüglich der für die Tests anzuwendenden Methodik, z.B. bezüglich der Wahl der Rahmenwagen oder der kritischen Gleisinfrastruktur. Außerdem werden geeignete Kriterien zur Entgleisungsdetektion sowie die Wirkmechanismen von Entgleisungen hergeleitet. Alle Untersuchungen wurden jedoch auf analytischer Basis durchgeführt und z.B. der Einfluss des Rad-Schiene-Kontaktes vernachlässigt. Bei dem Testverfahren können zwar zahlreiche Wagenparameter, aber praktisch keine Parameter der Kupplung verändert werden, d.h. die Ergebnisse beziehen sich dabei stets auf die Konfiguration der UIC-AK/Intermat und lassen sich nicht ohne Weiteres auf andere Konstruktionsprinzipien oder Abmessungen der Kupplung übertragen.

3.6 Betriebliche Randbedingungen im Produktionsformen im SGV

Um die Anforderungen an die Kupplung zu ermitteln, ist es notwendig die betrieblichen Randbedingungen der Produktionsformen im SGV zu betrachten. Im Folgenden werden die drei wichtigsten Produktionsformen betrachtet, der Ganzzugverkehr, der Einzelwagen- oder Wagenladungsverkehr und der Kombinierte Verkehr (KV) oder Intermodalverkehr.

Im Ganzzugverkehr werden alle Wagen eines Güterzuges gemeinsam vom gleichen Versand- zum gleichen Empfängerbahnhof transportiert ohne über eine Zugbildungsanlage zu laufen. Diese Transporte werden beispielsweise für Schüttgüter, Automobiltransporte oder Kesselwagen verwendet. Bei geringerem Sendungsaufkommen werden Wagen im Einzelwagenverkehr befördert. Dort werden im Gegensatz zum Ganzzugverkehr einzelne Wagen bzw. Wagengruppen von verschiedenen Versandbahnhöfen in Zugbildungsanlagen zu einem Zugverband verbunden, um in einer späteren Zugbildungsanlage wieder in Wagen bzw. Wagengruppen geteilt zu werden und zu den Empfängerbahnhöfen zu gelangen. Der Transport erfolgt daher über mindestens eine Zugbildungsanlage und ein Zug besteht typischerweise aus verschiedenen Wagen verschiedener Gattungen. Im Intermodalverkehr wird ein Gut transportiert, indem es mindestens zwei verschiedene Verkehrsträger nacheinander benutzt. In den meisten Fällen ist damit die Kombination des Transportes über Straße und Schiene

gemeint, aber auch Transporte über die Wasserwege sind möglich. Der kombinierte Verkehr wird meist für Container eingesetzt [17, 18].

Die drei Produktionsformen unterscheiden sich stark in ihren betrieblichen Randbedingungen, z.B. wie oft Zugbildungsanlagen durchfahren werden. Auch unterscheiden sich die Jahreslaufleistungen der Güterwagen stark. Während Containertragwagen im Intermodalverkehr häufig 150.000 km oder mehr im Jahr zurücklegen, sind es bei Autotransportwagen (Ganzzugverkehr) oder Kesselwagen (Ganzzug- oder Einzelwagenverkehr) mit 44.000 bzw. 50.000 km im Jahr deutlich weniger.

In dieser Studie soll untersucht werden, welchen Einfluss die beschriebenen unterschiedlichen Rahmenbedingungen auf die Auslegung der DAK haben und ob sich die Segmentierung in den Produktionsformen auch in einer Segmentierung bei der Kuppelung niederschlagen sollte.

4. Untersuchungsmethodik

In diesem Kapitel wird die Methodik vorgestellt, die im Rahmen dieser Studie angewandt wird. Für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte sowie der Zuglängsdynamik und der Auflaufstöße werden Mehrkörpersimulationen mithilfe des in der Schienenfahrzeugdynamik allgemein anerkannten Programms SIMPACK durchgeführt (Kapitel 4.1).

Da die Zusammenstellung von Güterzügen hinsichtlich ihrer Länge, Beladung, den Wagenbarten usw. sehr unterschiedlich sein kann und es nahezu unendlich viele mögliche Konfigurationen geben kann, kommen bei der Erstellung von Simulationsszenarien so genannte Monte-Carlo-Methoden zum Einsatz. Diese statistischen Verfahren ermöglichen trotz der Fülle an möglichen Zugkonfigurationen sowie der Vielfalt der Einflussparameter und ihrer Varianz belastbare Aussagen über den Einfluss einzelner Parameter und das Verhalten des Gesamtsystems im Rahmen von Sensitivitätsanalysen (Kapitel 4.2).

Bei diesen Verfahren spielen je nach Teiluntersuchung verschiedene Parameter eine Rolle, die sich aus den technischen und betrieblichen Randbedingungen ergeben (Kapitel 4.3).

Anhand der relevanten Parameter werden für die Untersuchungen jeweils Szenarien erzeugt, in denen je nach Teiluntersuchung die ertragbaren Längsdruckkräfte, die auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte durch Längsdynamik, die auftretenden Druckkräfte und Wagenbeschleunigungen bei Auflaufstößen und die Kraftkollektive in Bezug auf die Betriebsfestigkeit ermittelt werden (Kapitel 4.4).

Auf Basis der Simulationsergebnisse werden Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit der Kupplung durchgeführt, wobei die entsprechenden Kraftkollektive anhand ihrer Amplitude und Häufigkeit mithilfe von Zählverfahren ermittelt werden. Die Grundlage dafür sind möglichst realistische Lastannahmen zu den auftretenden Brems- und Beschleunigungsvorgängen im Betrieb, die anhand von Daten aus dem Projekt „Aufbau und Erprobung innovativer Güterwagen“ hergeleitet werden (Kapitel 4.6 und 4.5).

4.1 Mehrkörpersimulation

Mehrkörpersimulationsprogramme (MKS-Programme), wie z.B. SIMPACK, Adams Rail oder VAMPIRE, gehören zu den Standard-Untersuchungswerkzeugen in der Schienenfahrzeugdynamik. Schwingfähige Systeme, wie es Züge bzw. Wagen im Allgemeinen sind, können in MKS-Programmen mithilfe von starren oder flexiblen Körpern sowie Kraftelementen, die dazwischen Kräfte und Momente übertragen, nachgebildet werden. Das Modell soll dabei so weit wie möglich das Bewegungsverhalten des realen Systems abbilden, wobei an geeigneter Stelle Vereinfachungen, die wenig oder keinen Einfluss auf die Ergebnisse der Simulation haben, gemacht werden [19]. Aus dem physikalischen Simulationsmodell bestimmen diese Programme mathematische Modelle, die im Allgemeinen durch Zeitschrittintegration gelöst werden. Andere Methoden, wie z.B. eine analytische Lösung, führen aufgrund der Komplexität und der zahlreichen nichtlinearen Zusammenhänge in der Schienenfahrzeugdynamik nicht zum Ziel [20]

Je genauer die Modellierung erfolgt, desto besser kann das Verhalten realer Systeme in der Simulation nachgebildet werden. Um eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität zu erzielen, empfiehlt sich die Durchführung einer Modellplausibilisierung bzw. -validierung, bei der Simulations- und Messergebnisse für einzelne Fälle miteinander verglichen werden. Ausgehend von diesen Fällen können auch andere Konfigurationen mithilfe der Modelle untersucht werden [21]. Der wesentliche Vorteil der Anwendung von Mehrkörpersimulationsprogrammen ist der gegenüber einer Messung vergleichsweise geringe Aufwand, um neue Szenarien, wie z.B. andere Zugzusammenstellungen oder Beladungen, zu untersuchen. Dennoch sind Messergebnisse - soweit verfügbar – unabdingbar, um die Genauigkeit der Simulationsergebnisse und eine ausreichend gute Übereinstimmung mit der Realität zu gewährleisten [22].

4.2 Globale Sensitivitätsanalyse

Um den Einfluss der vorgestellten Parameter auf die jeweiligen Ergebnisse – im Falle der Längsdynamik z.B. die auftretenden Längsdruckkräfte – untersuchen und darstellen zu können, werden Verfahren der Globalen Sensitivitätsanalyse (engl. Global Sensitivity Analysis, GSA) angewandt. Mithilfe dieser Methoden kann untersucht werden,

wie sich die Varianz eines oder mehrerer Eingangsparameter auf die Varianz der Ergebnisse der jeweiligen Untersuchung auswirkt. Dazu existieren verschiedene mathematische Verfahren mit unterschiedliche Vor- und Nachteilen, wie z.B. der *Elementary Effects Test* (EET), der *Fourier Amplitude Sensitivity Test* (FAST) oder die *Dynamic identifi-ability analysis* (DYNIA). Die wichtigsten dieser Verfahren wurden von PIANOSI, SARRAZIN und WAGENER in ihre so genannte SAFE-Toolbox integriert, die diese Verfahren für verschiedene Untersuchungen leicht zugänglich nutzbar macht [23].

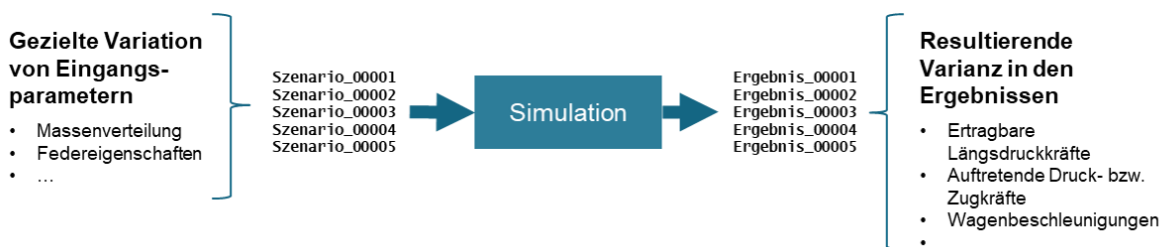


Abbildung 3: Anwendung der GSA auf Probleme der Schienenfahrzeugdynamik

Je nach Verfahren weicht z.B. auch die Zahl von Szenarien, d.h.im Prinzip von notwendigen Simulationen, um valide Aussagen über den Parametereinfluss treffen zu können, ab [24]. Diese Größe spielt für jede der Teiluntersuchungen eine entscheidende Rolle, da auch mit moderner Rechentechnik und *Parallel Computing*² die Simulationszeit pro Szenario nicht zu vernachlässigen ist. Wird z.B. im Rahmen der Auflaufstoßsimulation angenommen, dass zwei Wagen mit jeweils variabler Masse von 20 bis 90 t in 5 t-Schritten und variabler Auflaufgeschwindigkeit von 1 bis 10 km/h in 0,5 km/h-Schritten aufeinanderstoßen, entstehen bereits $15 \cdot 15 \cdot 19 = 4275$ Fälle. Rechnet man mit einer Simulationszeit von einer Minute je Szenario, beträgt die CPU-Rechenzeit bereits knapp 3 Tage unter der Annahme, dass alle Szenarien nacheinander berechnet werden. Bei mehreren Varianten der Energieaufnahme von Wagenkasten und Ladung vervielfachen sich diese Fälle und damit die erforderliche

² Unter *Parallel Computing* wird die parallele Nutzung verschiedener Computerressourcen, d.h. z.B. mehrerer Kerne oder Rechner, um ein Problem zu lösen, verstanden. In diesem Fall werden verschiedene Simulationsläufe parallel auf verschiedenen Rechnerkernen berechnet. Dies ermöglicht gegenüber einer seriellen Berechnung u.a. auch die effizientere Ressourcennutzung, da Szenarien in vielen Fällen unterschiedlich lange Rechenzeiten benötigen [25].

Gesamtrechenzeit noch weiter. Die Wahl des jeweiligen Verfahren für ein bestimmtes Ziel hängt neben der erforderlichen Rechenzeit außerdem u.a. von der Anzahl der Eingangsparameter und dem generellen Verhalten der Modelle ab (Verhält sich das Modell linear oder gibt es nichtlineare Einflüsse?) [24]. In Bezug auf die Zuglängsdynamik stellte z.B. das ERRI bei seinen Untersuchungen fest, dass sich das Verhalten von Güterzügen und der Einfluss verschiedener Parameter nicht einfach von wenigen Fällen auf die Gesamtheit extrapolieren lassen. Einzelne Parameter können unter bestimmten Umständen sehr einflussreich sein, in anderen Zusammenstellungen aber eher eine untergeordnete Rolle für die auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte spielen. Aus diesem Grund ist eine möglichst umfassende Betrachtung verschiedener Parameterausprägungen erforderlich, um generelle Aussagen treffen zu können [26]. Im Rahmen seiner Dissertation untersucht JOBSTFINKE die Anwendbarkeit von Methoden der GSA auf Fragestellungen der Längsdynamik von Güterzügen und kommt zu dem Ergebnis, dass das Verfahren der *Variance-based sensitivity analysis* (VBSA) – auch *Sobol-Method* genannt – eine sehr gute Trennung von Parametern in einflussreiche und nicht einflussreiche ermöglicht. Auf dieser Basis können zudem Aussagen über allgemein vorteilhafte Parameterausprägungen für die beeinflussbaren Parameter getroffen werden [5, 23, 24, 27]. Die Ergebnisse dieser Untersuchung fließen an verschiedenen Stellen in diese Studie ein und das gewählte Verfahren wird auch auf die anderen Teiluntersuchungen übertragen.

Das Verfahren eignet sich gut für die Anwendung auf Untersuchungen, die deterministisch arbeiten. Das bedeutet, dass eine bestimmte Kombination von Eingangsparametern stets zur gleichen Ergebnisgröße führen. Dazu wird der Raum der Eingangsparameter nach dem *Sobol-Verfahren* aufgeteilt, woraus sich letztlich die Szenarien ergeben, die im Rahmen der jeweiligen Teiluntersuchung betrachtet werden. Im Gegensatz zu Verfahren, bei denen zwischen verschiedenen Szenarien immer nur ein einzelner Parameter variiert wird, so genannten *One-At-A-Time-Verfahren* (OAT-Verfahren), werden dabei mehrere Parameter auf einmal verändert. Dies ermöglicht valide Aussagen über den Einfluss einzelner Parameter auf das Gesamtergebnis mit einer deutlich niedrigeren Zahl von Szenarien [24].

Einen Einfluss auf die Ergebnisse der Untersuchung besitzt jedoch nicht nur die Varianz der Eingangsparameter, sondern auch die im Rahmen des Verfahrens angewandte Methodik. Ein Beispiel dafür ist die Wahl der betrachteten Ergebnisgröße: Da

der Output zur Anwendung des Verfahrens eindimensional sein muss, kann das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse z.B. im Falle der Längsdynamik potentiell davon abhängen, ob die Maximalwerte von Längsdruck- oder Längszugkräfte oder ein Mittelwert davon für die Sensitivitätsanalyse herangezogen werden [5].

Außerdem spielt die Varianz der Eingangsparameter eine wichtige Rolle. Der Einfluss eines einzelnen Parameters auf das Ergebnis kann unterschiedlich ausfallen, je nachdem wie groß die Varianz dieses Parameters ist und zusätzlich, wie groß die jeweilige Varianz der anderen Einflussparameter ist [28].

4.3 Untersuchungsparameter

Das Ziel dieser Untersuchung ist es, Aussagen über den Einfluss der dynamischen Parameter der DAK auf ertragbare Längsdruckkräfte, Längsdynamik, d.h. Längszug- und Längsdruckkräfte, die bei Auflaufstößen entstehenden Kräfte sowie auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung insgesamt zu gewinnen. Dabei müssen zunächst diejenigen Parameter identifiziert werden, die potentiell einen Einfluss haben könnten. Die Basis dafür sind zum einen die in Kapitel 3 vorgestellten Untersuchungen und zum anderen Überlegungen zum Zusammenwirken von Technik und Betrieb im System Bahn. Wenn das Ziel eine gezielte Optimierung der Parameter ist, spielt es die entscheidende Rolle, welche Parameter überhaupt beeinflussbar sind, z.B. durch gezielte konstruktive Anpassungen, und welche Parameter im Bahnbetrieb als variabel angenommen werden müssen. Je nach Teiluntersuchung spielen dabei verschiedene Untersuchungsparameter eine Rolle.

Eingangs wird im Folgenden auf zwei Gruppen von Parametern näher eingegangen, die für mehrere Teiluntersuchungen im Rahmen dieser Studie von Bedeutung sind. Dies sind die Parameter, die die Federcharakteristik steuern, d.h. letztlich die dynamischen Parameter der DAK, sowie die Massenverteilung und Massenanordnung von Wagen innerhalb von Zügen.

Eine Übersicht der Parameter, mit denen die Kennlinie des Federapparates variiert werden kann, ist in Abbildung 4 dargestellt. Die Maßgabe bei der Auswahl dieser Steuerparameter ist, dass sich mit ihnen praktisch beliebige, aber technisch denkbare Kennlinien von Federapparaten erzeugen lassen. Dazu gehören die Kennlinien technischer Ausführungen, die es bereits auf dem Markt, aber auch beliebige andere

Variationen. Je nach Teiluntersuchung liegen diese Parameter doppelt vor, sodass die Kennlinien für die Zug- und Druckrichtung unabhängig voneinander variiert werden können.

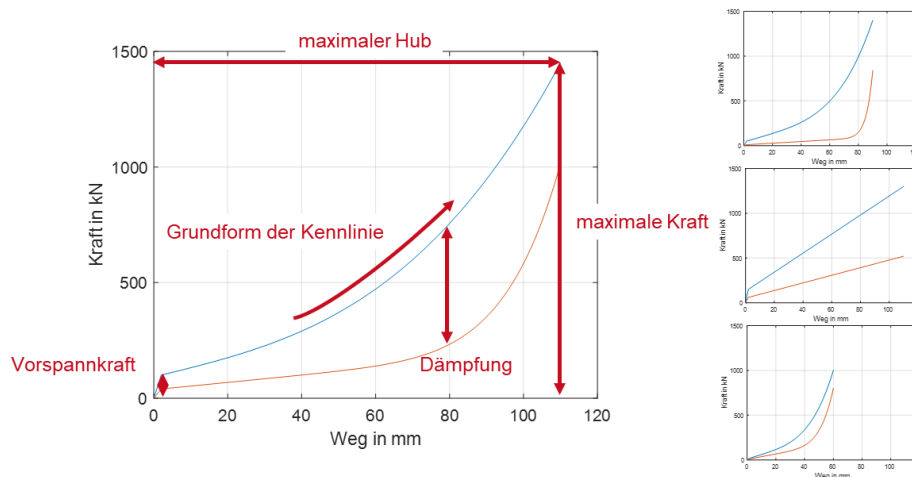


Abbildung 4: Parameter zur Steuerung der Federcharakteristik

In Abbildung 4 sind im rechten Teil exemplarisch drei verschiedene Kennlinien dargestellt, die sich durch Variation der Kupplungsparameter einstellen lassen. Die Vorspannkraft, der maximale Hub und die maximale Kraft – im Folgenden Endkraft genannt – sind ablesbare Parameter der Kennlinie und somit relativ leicht zu interpretieren. Für die Grundform der Kennlinie sowie die Dämpfung müssen jedoch Hilfsgrößen eingeführt werden. Die Grundform der Kennlinie – im Folgenden auch Federcharakteristik genannt – gibt an, wie sich die Kupplungskraft zwischen Vorspannkraft und Endkraft abhängig vom Federweg verhält. Dieser Parameter ist so definiert, dass ein Wert von 1 einem linearen Verlauf entspricht. Werte unter 1 kennzeichnen degressive, Werte über 1 progressive Kennlinien. Die Kennlinie des Rückhubes ist ein Maß für die dissipierte Energie im Rahmen eines Lastzyklus. Dieses Verhalten wird als Dämpfung der Feder bezeichnet. Abhängig vom Wert der Dämpfung wird die Kennlinie des Rückhubes auf Basis der Kennlinie der Einfederung bestimmt. Diese Ausführungen beziehen sich zunächst nur auf die statische Kennlinie, die für die Betrachtung der Längsdynamik ausreichend ist [5]. Für die Auflaufstöße sind erweiterte Betrachtungen zum dynamischen Verhalten der Kennlinie erforderlich, die in Kapitel 5.3.2 näher ausgeführt werden, weil sie eng mit der Modellierung verknüpft sind.

Eine Übersicht der betrachteten Massenordnungen und –verteilungen ist in Abbildung 5 dargestellt. Es werden grundsätzlich zwei Anordnungen unterschieden, die Anordnung als Ganzzug, d.h. alle Wagen haben die gleiche Masse, sowie die Anordnung als gemischter Zug, d.h. ein Zug erfüllt als Ganzes die geforderte Masse, aber innerhalb des Zuges gibt es verschiedene Wagen bzw. Wagengruppen mit unterschiedlicher Masse. Die Massenverteilungen geben an, mit welcher relativen Häufigkeit Züge einen bestimmten Beladungszustand aufweisen. Bei der Verteilung 50/50 wird angenommen, dass ein Zug in 50% der Fälle voll beladen und in den anderen 50% leer verkehrt. Bei der Verteilung 30/60/10 liegt die Wahrscheinlichkeit für einen leeren Zug bei 30%, die Wahrscheinlichkeit für einen halb beladenen Zug bei 60% und die Wahrscheinlichkeit für einen voll beladenen Zug bei 10%.

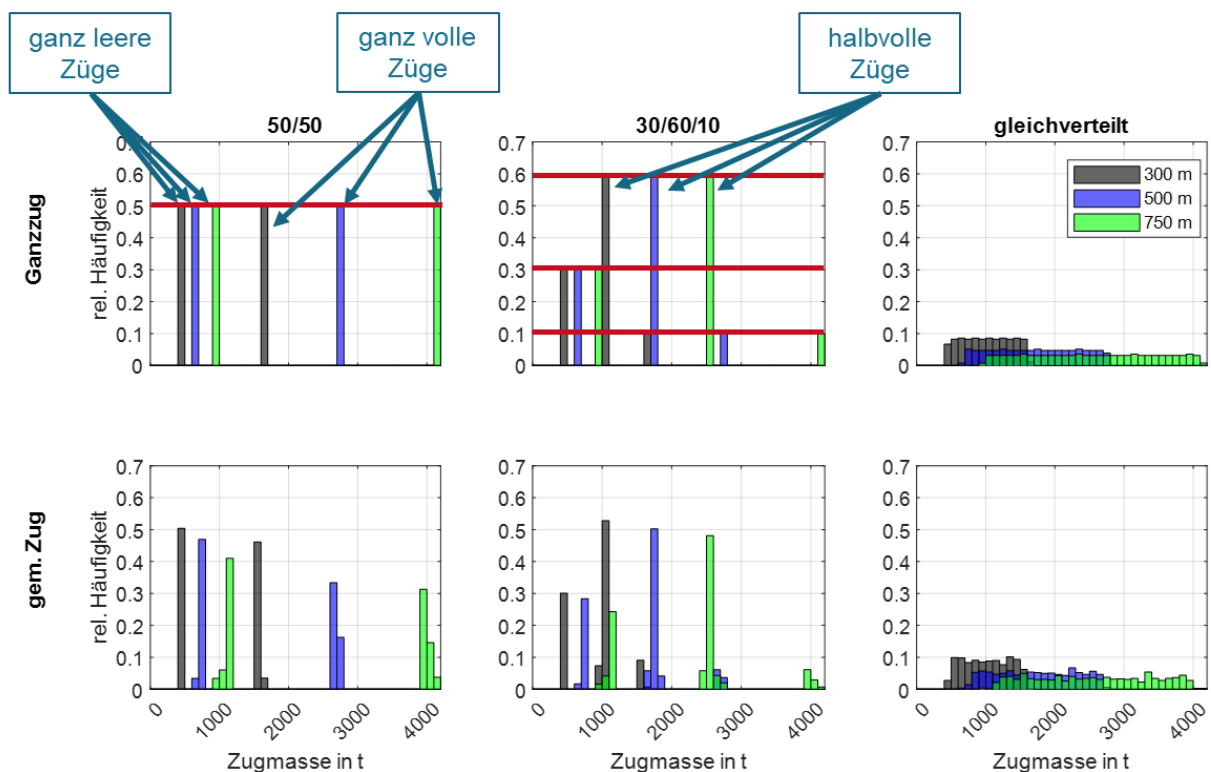


Abbildung 5: Matrix von Massenverteilung (horizontal) und Massenordnung (vertikal)

Bei der dritten Variante mit Gleichverteilung sind alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich. Wie hoch die Masse bezogen auf den gesamten Zug abhängig von der Massenverteilung ist, hängt von der jeweiligen Zuglänge ab. Hier werden drei verschiedene Zuglängen betrachtet: 300m, 500m und 750m. Die Gesamtmassen der Züge mit

unterschiedlichen Längen unterscheiden sich aufgrund der Leermasse der Wagen auch für einen komplett leeren Zug.

Die detaillierten Betrachtungen für die einzelnen Teiluntersuchungen in Kapitel 4.3.1 bis 4.3.4 zeigen, dass einzelne Parameter für verschiedene Untersuchungen unterschiedlich betrachtet werden müssen. Beim Blick auf die jeweiligen Wertebereiche ist zu beachten, dass es darum geht, Trends aufzuzeigen. Dadurch kann es im Einzelfall sein, dass der Wertebereich einzelner Parameter nicht alle denkbaren Spezialfälle abdeckt oder aber deutlich über das hinausgeht, was aktuell im Güterverkehr eingesetzt wird. Für die Analyse des Einflusses ist anzustreben, dass alle Parameter möglichst unabhängig voneinander betrachtet werden und nicht bereits im Vorfeld bestimmte Kombinationen ausgeschlossen werden. Im Nachhinein kann die Analyse jedoch auf bestimmte Bereiche verengt werden.

4.3.1 Ertragbare Längsdruckkräfte

Die Parameter, die in die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte einbezogen werden, sind in drei Gruppen eingeteilt:

- a) Fahrzeugbezogene Parameter (siehe Tabelle 3)
- b) Kupplungsbezogene Parameter (siehe Tabelle 4)
- c) Parameter, die sich auf das Testverfahren beziehen (siehe Tabelle 5)

Die jeweils betrachteten Wertebereiche stützen auf Angaben aus der Literatur sowie Annahmen der TU Berlin im Rahmen dieser Studie.

Tabelle 3: Fahrzeugbezogene Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte

Parameter	Wertebereich	Referenz
Drehzapfenabstand	7 – 20m	[29 bis 31]
Überhang (Drehzapfen zu Kupp- lungsbolzen)	1,5 – 3,0 m	[7, 8] , [29 bis 31]

Torsionssteifigkeit des Wagenkastens	$0,5 - 3,0 \cdot 10^{10} \text{ kNmm}^2/\text{rad}$	[3]
Schwerpunkt des Wagenkastens in z-Richtung über Schienenoberkante	1 – 1,5m	Annahme TU Berlin
Höhe des Kupplungsbolzens in z-Richtung über Schienenoberkante	0,95 – 1,045m	[32]

Eine Übersicht der Wagenparameter ist in Abbildung 6 dargestellt. In dieser Untersuchung werden wie eingangs dargestellt nur Güterwagen mit Y25-Drehgestellen betrachtet. Dementsprechend sind Parameter, wie z.B. der Radsatzabstand im Drehgestell nicht veränderlich. Variabel ist dagegen der Drehzapfenabstand, der auf Basis in der Realität vorhandener Wagen in einem relativ breiten Streubereich variiert wird. Der Wagenüberhang wird in dieser Untersuchung als Abstand zwischen dem Drehzapfen und dem Bolzen der DAK im Nominalzustand definiert. Die Angabe zur Torsionssteifigkeit ist eng mit der Modellbildung verknüpft (siehe Kapitel 5.1.2). Die Elastizität des Wagenkastens, die von der Güterwagengattung abhängt, wird in Form einer eindimensionalen Torsionssteifigkeit berücksichtigt.

Diese Parameter werden variiert, um den prinzipiellen Einfluss unterschiedlicher Wagen aufzeigen zu können. Mittelbar ist auch der Drehzapfenabstand von der Gattung abhängig, da bestimmte Gattungen typischerweise eher durch lange und andere durch kurze Wagen gekennzeichnet sind. Die Höhe des Kupplungsbolzens ist durch den Beladungszustand des Wagens bedingt, aus Gründen der Kompatibilität mit anderen Wagen jedoch dabei in engen Grenzen entsprechend dem **UIC-Merkblatt 522** limitiert [32].

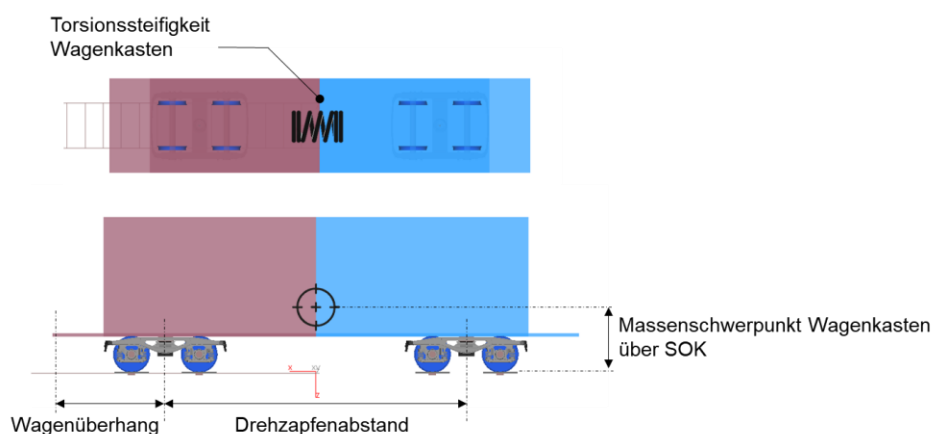


Abbildung 6: Übersicht Wagenparameter

Die dynamischen Parameter der Kupplung, die eingangs in diesem Kapitel erläutert wurden, werden ebenfalls variiert. Da für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte nur die Druck- und nicht die Zugrichtung relevant ist und zudem die Entlastung der Kupplung keine Rolle spielt, ist nur der Teil der Kennlinie von Bedeutung, der die Einfederung in Druckrichtung im statischen Fall kennzeichnet. Neben den dynamischen Parametern werden zwei konstruktive Parameter betrachtet, die Länge des Kupplungsarmes und das Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes.

Tabelle 4: Kupplungsbezogene Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte

Parameter	Wertebereich	Referenz
Kupplungsarmlänge	1,025 m – 1,4 m	Annahme TU Berlin
Stabilisierungsgelenk	Ja/Nein	
Federvorspannung*	0 – 300 kN	Annahme TU Berlin
Federendkraft*	1.000 – 2.000 kN	[1], Annahme TU Berlin
Federprogressivität*	0,5 (degressiv) - 5 (stark progressiv)	[5]

* Nur für die Druckrichtung

Zuletzt wird untersucht, inwiefern sich die Randbedingungen des Testverfahrens auf die ertragbaren Längsdruckkräfte auswirken. Dabei steht die Frage im Vordergrund, welche Rahmenwagen, d.h. die Wagen, die vor und nach dem zu untersuchenden Wagen laufen, bei den Tests verwendet werden bzw. welche geometrischen Eigenschaften diese Wagen aufweisen. Für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte gibt es noch kein allgemein akzeptiertes Standardverfahren. Einschlägige

Normen für die Fahrsicherheit wie die DIN EN 15839 beziehen sich nur auf Wagen mit Seitenpuffern [33]. In der üblichen Betrachtung werden die ertragbaren Längsdruckkräfte durch Überlagerung von Worst-Case-Szenarien in Bezug auf das Zusammenwirken der Wagenzusammenstellung, der Beladung der jeweiligen Wagen und die Gleisgeometrie ermittelt [3]. Es ist daher keineswegs so, dass bei jeder Überschreitung der ertragbaren Längsdruckkraft unmittelbar eine Entgleisung droht, da dieses Zusammentreffen ungünstiger Umstände im Betrieb äußerst unwahrscheinlich ist. Aus diesem Grund werden die Testbedingungen in dieser Untersuchung nicht als fix, sondern als variabel betrachtet.

Tabelle 5: Parameter der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte bezogen auf das Testverfahren

Parameter	Wertebereich	Referenz
Höhe des Kupplungsbolzens in z-Richtung bei den Rahmenwagen über Schienenoberkante	0,95 – 1,045 m	[32]
Drehzapfenabstände der Rahmenwagen*	7 m – 20 m	[29 bis 31]
Wagenüberhänge der Rahmenwagen*	1,5 m – 3,0 m	[7, 8] , [29 bis 31]

* jeweils getrennt nach vorderem und hinterem Rahmenwagen

4.3.2 Längsdynamik

Die Parameter, die in die Untersuchung der Längsdynamik einbezogen werden, sind in drei Gruppen eingeteilt:

- a) Parameter, die die Wagen bzw. das Triebfahrzeug betreffen
- b) Parameter, die den Zug als Ganzes betreffen
- c) Parameter, die die Auslegung der Kupplung betreffen

Die jeweils betrachteten Wertebereiche stützen sich auf Angaben aus der Literatur sowie Annahmen der TU Berlin im Rahmen dieser Studie. Aufgrund der Fülle und Komplexität der Einflussfaktoren – gerade bezogen auf das Bremssystem – werden die Parameter hier nur in Auswahl aufgeführt und erläutert. Für weiterführende Betrachtungen sei auf die Dissertation von JOBSTFINKE verwiesen [5]. Nicht alle Parameter spielen in alle Betriebssituationen, die hier untersucht werden eine Rolle.

Beispielweise ist die Anfahrzugkraft des Triebfahrzeugs nicht relevant bei Betrachtung von Bremsvorgängen. Umgekehrt spielt z.B. das Reibmaterial der Bremse keine Rolle bei der Betrachtung des Anfahrvorganges.

Tabelle 6: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf Wagen und Triebfahrzeug (Auswahl)

Parameter	Wertebereich	Referenz
Wagenmasse	20 – 90 t	[29 bis 31]
Reibmaterial	K-Sohle, Scheibenbremse	Annahme TU Berlin
Wirkungsgrad des Bremsgestänges bezogen auf den nominalen Wert von 0,83	0,85 – 1,1	[5]
Anfahrzugkraft des Triebfahrzeuges	150 – 450 kN	[5]

In Tabelle 6 ist eine Auswahl der Parameter aufgeführt, die sich auf Wagen und Triebfahrzeug beziehen. In Bezug auf die Längsdynamik sind jedoch weniger die Ausprägungen an einem bestimmten Wagen, sondern vielmehr die Verteilung der Ausprägungen innerhalb eines Zuges von Bedeutung. JOBSTFINKE beschreibt diese Verteilungen einzelner Parameter innerhalb eines Zuges mithilfe der drei Faktoren M (Mittelwertparameter, Mittelwert des Parameters über den Zug), G (Gruppenparameter, in welchen Gruppen tritt ein bestimmter Parameter im Zugverband auf) und D (Differenzparameter, wie groß sind die maximalen Unterschiede bezogen auf einen Parameter zwischen verschiedenen Wagen im Zugverband) [5]. Die Unterscheidung zwischen Parametern der Wagen in Tabelle 6 sowie Parametern, die den gesamten Zug betreffen in Tabelle 7, ist insofern nicht ganz trennscharf möglich. Beispielsweise beeinflusst die Massenanordnung zwar die Art, wie die Massen der Wagen im Zug verteilt sind, die Massen selbst sind aber abhängig davon, in welchem Bereich die Wagenmasse der einzelnen Wagen schwanken kann.

Tabelle 7: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf den Zug als Ganzes

Parameter	Wertebereich	Referenz
-----------	--------------	----------

Gesamtmasse des Zuges	Je nach Zuglänge/Anzahl Wagen abhängig vom Maximalgewicht der Wagen und der Massenanordnung und -verteilung	[29 bis 31]
Massenanordnung	Ganzzug, gemischter Zug	Annahme TU Berlin
Massenverteilung	30/60/10, 50/50, gleichverteilt	Annahme TU Berlin

Bezogen auf die Kupplung spielen die eingangs beschriebenen Parameter, die die Kennlinie der Kupplung steuern, eine Rolle. Bei den Untersuchungen zur Längsdynamik werden dabei jeweils die Zug- und die Druckrichtung unterschieden. Im Gegensatz zur Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte sind hier die Energiedissipation und das Kupplungsspiel potentiell von großer Bedeutung.

Tabelle 8: Parameter der Untersuchung der Längsdynamik bezogen auf die Kupplung (Auswahl)

Parameter	Wertebereich	Referenz
Kupplungsspiel	0 – 40 mm	[5]
Vorspannung der Feder*	1 – 300 kN	[5]
Progressivität der Federkennlinie*	0,5 (degressiv) - 5 (stark progressiv)	[5]
Energiedissipation während eines Lastzyklus*	0,1 (nahezu keine Energiedissipation) – 1 (vollständige Energiedissipation)	[5]
Federendkraft*	1000 – 2000 kN	[5]
Maximaler Federweg bis zum Erreichen der Endkraft*	20 -150 mm	[5]

* jeweils getrennt nach Druck- und Zugrichtung

4.3.3 Auflaufstöße

Die Parameter, die in die Untersuchung der Auflaufstöße einbezogen werden, sind in drei Gruppen eingeteilt:

- a) Parameter, die die Rahmenbedingungen des Auflaufes betreffen
- b) Parameter, die die Wagen betreffen
- c) Parameter, die die Auslegung der Kupplung betreffen

Die jeweils betrachteten Wertebereiche stützen sich auf Angaben aus der Literatur, Daten, die von Projektpartnern zur Verfügung gestellt wurden, sowie Annahmen der TU Berlin im Rahmen dieser Studie.

Die Rahmenbedingungen der Aufläufe sind im Wesentlichen durch die Verteilung der Auflaufstoßgeschwindigkeiten gekennzeichnet. Diese unterliegen in der Realität einer gewissen Streuung und können daher nicht als absolute Werte reduziert auf eine Zahl angegeben werden. Die Verteilung gibt an, wie hoch die Wahrscheinlichkeit bei einem Auflauf ist, dass die Geschwindigkeit höher oder niedriger als ein bestimmter Wert liegt. Diese Verteilung ist abhängig von den jeweiligen Gegebenheiten, d.h. vor allem der technischen Ausstattung von Rangierbahnhöfen. Diese kann sehr unterschiedlich sein und es gibt nur wenige Angaben dazu.

Tabelle 9: Parameter der Untersuchung der Auflaufstöße bezogen auf die die Rahmenbedingungen der Aufläufe

Parameter	Wertebereich	Referenz
Auflaufgeschwindigkeit	Moderne Ablaufanlage, UIC 524, UIC 524 mod	Daten von Projektpartnern, [1], Annahme TU Berlin

Wie in Abbildung 7 zu sehen, werden dabei drei verschiedene Verteilungen in die Betrachtung einbezogen: Die Verteilung entsprechend UIC 524 [1], die Verteilung für eine moderne Ablaufanlage, die von den Projektpartnern im Rahmen dieser Studie zur Verfügung gestellt wurde, sowie eine auf der UIC 524 basierende modifizierte Geschwindigkeitsverteilung. Bei dieser dritten Verteilung handelt es sich um eine Annahme, die der großen Streuung zwischen den anderen beiden Verteilungen, die besonders guten Bedingungen (Moderne Ablaufanlage) und sehr schlechten Bedingungen (UIC 524) entsprechen, Rechnung trägt. Auf Basis der Angaben aus der UIC 524 wurde diese Verteilung durch Skalierung nach unten erzeugt und wird daher im Folgenden als „UIC 524 mod“ bezeichnet.

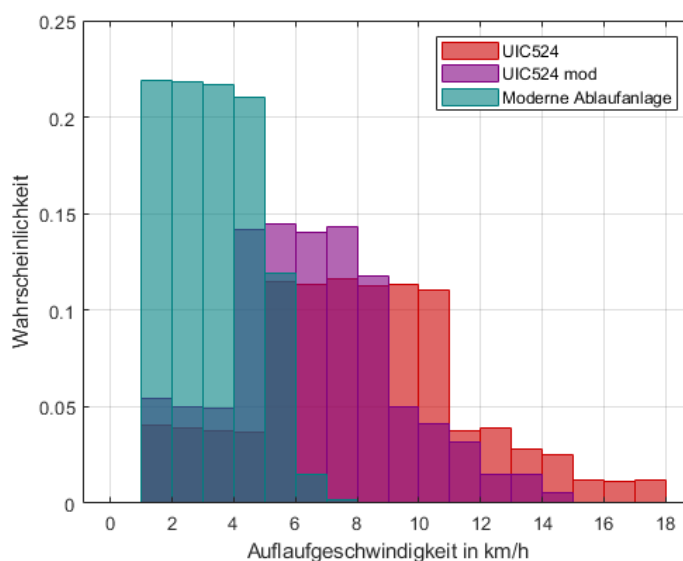


Abbildung 7: Betrachtete Geschwindigkeitsverteilungen für Untersuchung zur Parameteroptimierung in Bezug auf die Auflaufstöße, eigene Darstellung nach [1]

Auch bei der Betrachtung von Auflaufstößen spielt die Wagenmasse bzw. die entsprechende Masse der Beladung eine Rolle. Entsprechend den Grundannahmen dieser Studie werden hier nur vierachsige Güterwagen betrachtet. Die Wagenelastizität hat ebenfalls potentiell einen Einfluss, wie auch die Betrachtungen im **ERRI-Bericht B36 RP27** zeigen [14]. Je nach Wagengattung und Beladung unterscheidet sich jedoch die Art der Energieaufnahme. Dementsprechend werden die im **ERRI-Bericht B36 RP27** untersuchten verschiedenen Typen unterschieden, wobei zwei verschiedene Ansätze verwendet werden, die im Kapitel zur Modellierung näher beleuchtet werden (siehe Kapitel 5.3). Die Höhe der Energieaufnahme hängt zusätzlich davon ab, über welchen Weg die entsprechende elastische Verformung des Wagens aufgebracht wird, was hier als Wert der Wagenelastizität bezeichnet wird.

Tabelle 10: Parameter der Untersuchung der Auflaufstöße bezogen auf die Wagen

Parameter	Wertebereich	Referenz
Masse der Beladung des stoßenden Wagens	0 – 70t	[29 bis 31]
Masse der Beladung des gestoßenen Wagens	0 – 70t	[29 bis 31]
Typ der Wagenelastizität	1 - 7	[14], Annahme TU Berlin
Wert der Wagenelastizität	5 – 40 mm	Annahme TU Berlin

Die Definition der Parameter, die die Auslegung der Kupplung betreffen, erfolgt analog zu den in Tabelle 11 aufgeführten Werten für die Längsdynamik-Untersuchung.

4.3.4 Betriebsfestigkeit

Die Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung beziehen sich auf die betrieblichen Bedingungen, denen ein Güterwagen und damit auch dessen Kupplung ausgesetzt sind. Diese Bedingungen gliedern sich entsprechend ihrer Ursache in Beanspruchungen, die aus der Längsdynamik resultieren, und Beanspruchungen, die durch Auflaufstöße entstehen. Einige Parameter der Untersuchung spielen in beiden Fällen eine Rolle und werden daher hier als übergeordnete Parameter bezeichnet. Die Parameter sind in den Tabelle 11 bis Tabelle 13 aufgeführt. Die jeweils betrachteten Wertebereiche stützen sich auf Angaben aus der Literatur, die ausgewerteten Daten aus dem Projekt „Aufbau und Erprobung innovativer Güterwagen“ (siehe 4.6, nachfolgend IGW-Daten) sowie Annahmen der TU Berlin im Rahmen dieser Studie.

Tabelle 11: Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung bezogen auf die Längsdynamik

Parameter	Wertebereich	Referenz
Anzahl Bremsvorgänge je 100 km	je $\frac{1}{2} \cdot$ IGW-Daten – $2 \cdot$ IGW-Daten ³	Auswertung IGW-Daten
Anteil Schnellbremsungen an Bremsvorgänge je 100 km		
Anzahl Beschleunigungsvorgänge je 100 km		
Massenverteilung von Zügen	0 (=100% gemischte Züge) – 1 (=100% Ganzzüge)	Annahmen TU Berlin
Durchschnittliche Zuglänge	320 m – 500 m	Annahmen TU Berlin
Bremssohlenmaterial	0 (=100 % K-Sohle) – 1 (=100% Scheibenbremse)	Annahmen TU Berlin
Anzahl Neigungswechsel je 100 km	0 - 20	Annahmen TU Berlin
Durchschnittliche Neigung	2 – 8 ‰	Annahmen TU Berlin

³ $\frac{1}{2} \cdot$ IGW-Daten bedeutet, dass halb so oft gebremst bzw. beschleunigt wird wie sich nach Auswertung der Daten in Kapitel 4.6 für den IGW ergibt, $2 \cdot$ IGW-Daten bedeutet entsprechend doppelt so oft.

Tabelle 12: Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung bezogen auf die Auflaufstöße

Parameter	Wertebereich	Referenz
Anzahl der Rangierbahnhof-Aufenthalte je 100 km	0,01 - 1	[1], Annahmen TU Berlin
Geschwindigkeitsverteilung von Abläufen	0 (=100% Moderne Ablaufanlagen) – 1 (=100% Anlagen mit Geschwindigkeitsverteilung nach UIC 524)	Siehe 3.4
Durchschnittliche Gruppengröße der ablaufenden Wagen	1 - 3	Annahmen TU Berlin

Tabelle 13: Übergeordnete Parameter der Betriebsfestigkeitsuntersuchung

Parameter	Wertebereich	Referenz
Auslegung des Federapparates	Optimiert auf Längsdynamik/ Optimiert auf Auflaufstöße	Basierend auf Teiluntersuchungen zu Längsdynamik und Auflaufstößen
Massenanordnung innerhalb von Zügen	50/50 30/60/10 gleichverteilt	Annahmen TU Berlin
Jahreslaufleistung	40.000 km – 200.000 km	[15]

4.4 Erzeugung und Simulation untersuchter Szenarien

Die Untersuchung des Parametereinflusses für die verschiedenen Teiluntersuchungen erfolgt mithilfe deterministischer Verfahren und beruht demzufolge auf deterministischen Zusammenstellungen von Parametern, die im Rahmen dieser Studie als Szenarien bezeichnet werden. Ein bestimmtes Szenario entspricht dabei z.B. im Falle der Längsdynamik einem Güterzug, der in einer bestimmten Weise zusammengestellt und beladen ist, über Kupplungen mit definierten Parametern verfügt und ein bestimmtes Fahrmanöver ausführt, beispielsweise eine Schnellbremsung bis zum Stillstand oder das Anfahren bis zu einer bestimmten Zielgeschwindigkeit [5].

Die Erzeugung von Szenarien folgt bei allen Teiluntersuchungen einem ähnlichen Prinzip, unterscheidet sich jedoch im Detail. Für die einzelnen Teiluntersuchungen werden folgende Schritte bei der Erzeugung von Szenarien, der Simulation und der anschließenden Datenauswertung und –weiterverarbeitung durchlaufen:

a) Ertragbare Längsdruckkräfte

Für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte werden zunächst die variablen Parameter mit ihrem jeweiligen Wertebereich definiert (siehe 4.3.1). Auf dieser Basis werden mithilfe der Sobol-Methode die einzelnen Szenarien erzeugt, wobei die Parameter variiert wurden (siehe 4.2). Mithilfe von *Parallel Computing* werden die ertragbaren Längsdruckkräfte für die einzelnen Szenarien berechnet. Je Szenario sind mehrere Simulationen erforderlich, wobei jeweils die wirkende Längsdruckkraft verändert und die relevanten Größen im Rad-Schiene-Kontakt hinsichtlich der Entgleisungskriterien ausgewertet werden. Dabei nähert man sich einmal von oben und einmal von unten iterativ der ertragbaren Längsdruckkraft, bei der das Fahrzeug gerade nicht entgleist. Die Bestimmung erfolgt auf 10 kN genau. Die Ergebnisse der parallel ausgeführten Simulationen werden zentral gespeichert und nach Abschluss aller Rechnungen ausgewertet, wobei z.B. die einflussreichen Parameter identifiziert werden.

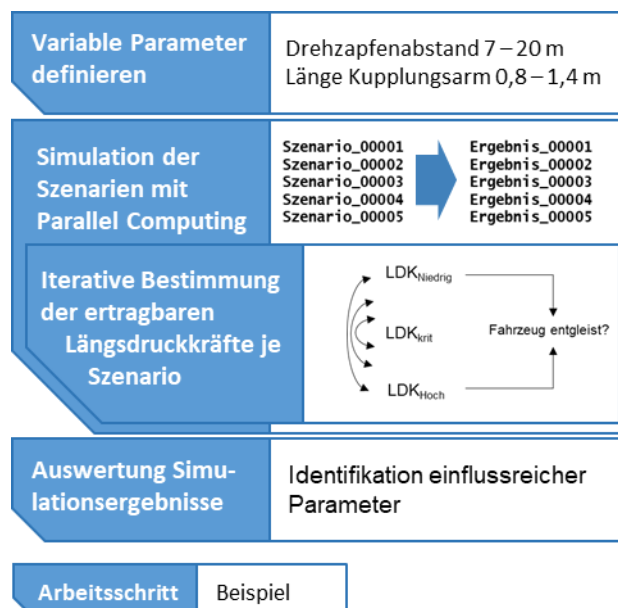


Abbildung 8: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte

b) Längsdynamik

Bei der Untersuchung längsdynamischer Vorgänge muss zwischen verschiedenen Betriebssituationen unterschieden werden, die getrennt voneinander betrachtet werden. Dies sind z.B. Betriebs- und Schnellbremsungen aus verschiedenen Geschwindigkeiten bis zum Stillstand oder einer bestimmten Zielgeschwindigkeit oder Beschleunigungsvorgänge mit oder ohne Traktionsstörung. Für die Untersuchung muss außerdem zwischen verschiedenen Basiszügen unterschieden werden, die über bestimmte Eigenschaften verfügen. Die Zuglänge wird hier in drei verschiedenen Ausprägungen betrachtet: 300m, 500m sowie 750m. Außerdem werden nur Züge betrachtet, die über ein einheitliches Reibmaterial verfügen. Im Rahmen dieser Studie werden dabei Klotzbremsen mit K-Sohle sowie Scheibenbremsen betrachtet. Erweiterte Betrachtungen, z.B. mit Zügen bestehend aus Wagen mit verschiedenen Reibmaterialien werden von JOBSTFINKE in seiner Dissertation durchgeführt [5].

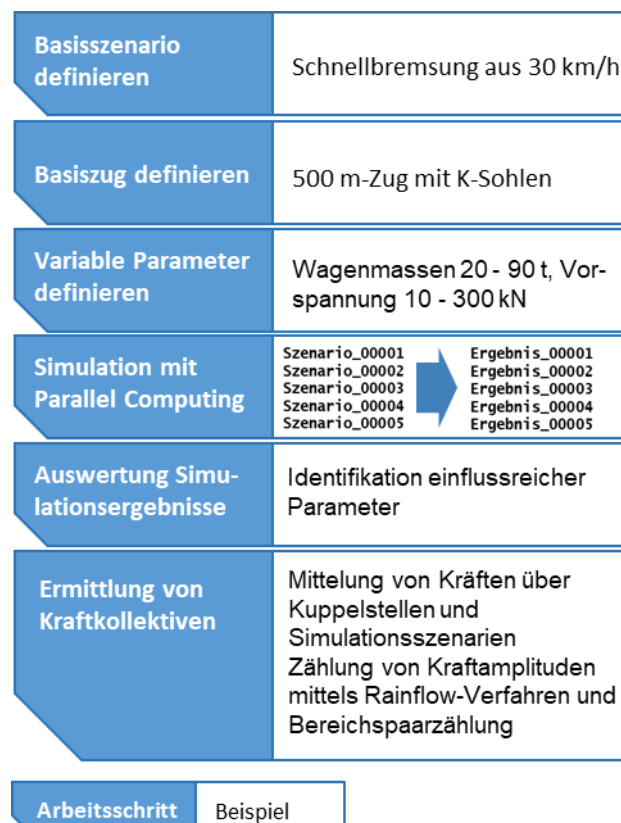


Abbildung 9: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Längsdynamik

Im nächsten Schritt werden die weiteren variablen Parameter analog zur beschriebenen Vorgehensweise für die ertragbaren Längsdruckkräfte mit ihren jeweiligen Wertebereichen festgelegt (siehe 4.3.2) und daraus die Szenarien nach der Sobol-Methode generiert. Die Simulationen der einzelnen Szenarien werden mithilfe von *Parallel Computing* parallelisiert. Anschließend werden die Ergebnisse weiterverarbeitet, wozu z.B. eine geeignete Filterung der Längskräfte gehört. Die Filterung erfolgt hier entsprechend den Ergebnissen von JOBSTFINKE ausschließlich im Zeitbereich [5]. Als Basis für die Untersuchung der Betriebsfestigkeit werden aus den Zeitschrieben der Kraftverläufe mithilfe von Zählverfahren entsprechende Kraftkollektive bestimmt (siehe 4.5).

c) **Auflaufstöße**

Die Vorgehensweise bei der Untersuchung der Auflaufstöße ist weitestgehend analog zum Verfahren für die Längsdynamik. Nach der Definition eines Basisszenarios werden die variablen Parameter festgelegt und die Simulation mittels *Parallel Computing* durchgeführt. Danach werden die einflussreichen Parameter identifiziert und die Kraftverläufe bei den Stoßvorgängen für die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen aufbereitet.

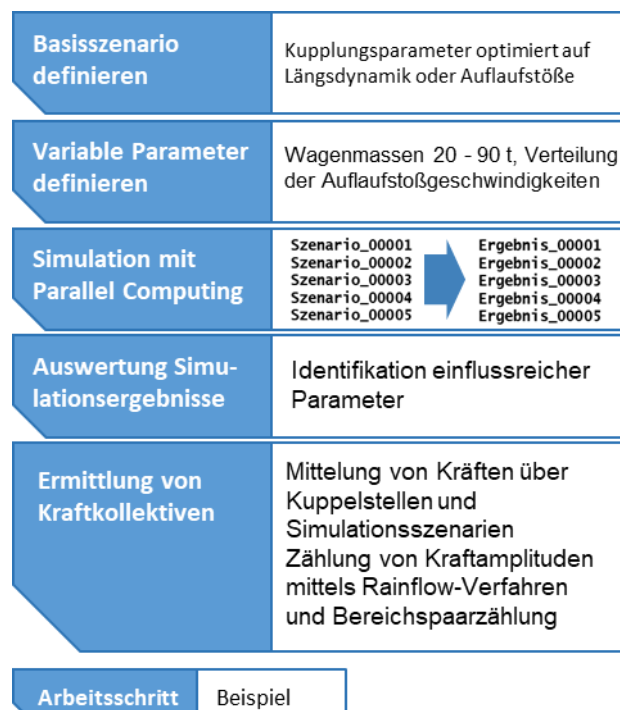


Abbildung 10: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Auflaufstöße

d) Betriebsfestigkeit

Die Methodik zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit unterscheidet sich dahingehend deutlich von den anderen Teiluntersuchungen, dass keine Mehrkörpersimulationsrechnungen durchgeführt werden, sondern dass sich die Untersuchung auf die erzeugten Ergebnisse aus den Teiluntersuchungen zur Längsdynamik und den Auflaufstößen stützt. Der erste Schritt ist jedoch analog die Definition der variablen Parameter und ihrer jeweiligen Wertebereiche, wobei sich die meisten Parameter auf die betrieblichen Randbedingungen im SGV beziehen (siehe 4.3.4).

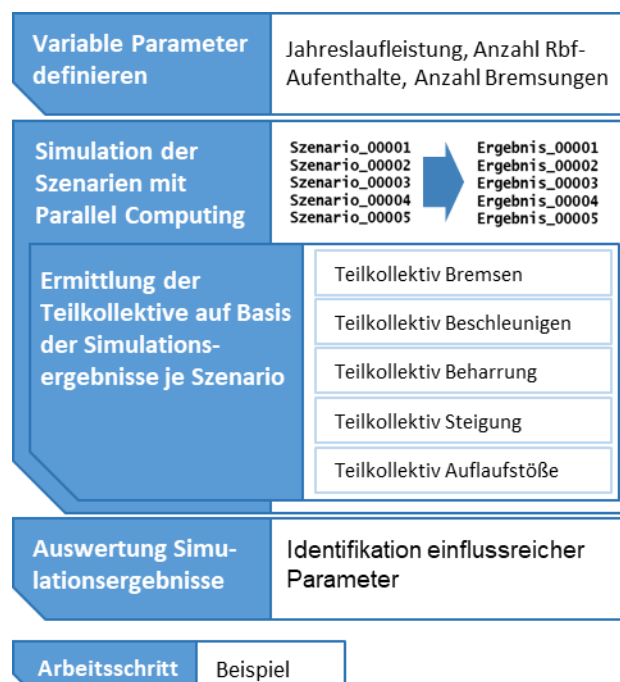


Abbildung 11: Erzeugung von Simulationsszenarien für die Untersuchung der Betriebsfestigkeit

Daraus werden nun mithilfe der Sobol-Methode die zu untersuchenden Betriebsszenarien erzeugt und mittels Parallel Computing berechnet. Dazu werden je Szenario die Teilkollektive für die einzelnen betrieblichen Situationen berechnet, denen ein Wagen bzw. eine Kupplung im Laufe ihres Lebens ausgesetzt ist, d.h. z.B. Brems- und Beschleunigungsvorgänge, Beharrungs- und Ausrollphasen, Steigungsfahrten sowie Ablaufvorgänge auf Rangierbahnhöfen.

Wenn die Kraftkollektive für einzelne Szenarien unter bestimmten Lastannahmen und Randbedingungen berechnet werden sollen, wird auf die zuvor gespeicherten Teilkollektive für bestimmte Betriebsszenarien zurückgegriffen. Der prinzipielle Ablauf ist in

Abbildung 12 dargestellt. Bei der Analyse wird zunächst zwischen verschiedenen betrieblichen Betriebssituationen unterschieden: Beschleunigen, Bremsen, Beharrungsfahrt, Neigungswechsel und Auflaufstöße. Für jede dieser Betriebssituationen werden aus dem Szenario die dafür relevanten Parameter extrahiert. Anhand der Randbedingungen, z.B. der Massenanordnung oder der durchschnittlichen Zuglänge, entscheidet sich, welches Kollektiv aus der Datenbank geladen werden muss. Entsprechend den Lastannahmen, die spezifizieren, wie oft diese Betriebssituation über den Betrachtungszeitraum von einem Jahr auftritt, werden die Kollektiv zu einem Teilkollektiv für diese Betriebssituation superponiert. Bei den anderen Betriebssituationen wird ähnlich vorgegangen und am Ende die einzelnen Teilkollektiv zu einem Gesamtkollektiv für ein bestimmtes Szenario zusammengesetzt.

Diese Angaben sind hier nur der Vollständigkeit halber mit aufgeführt und dienen der Übersicht, Näheres zur Bildung von Kraftkollektiven wird im folgenden Kapitel erläutert.

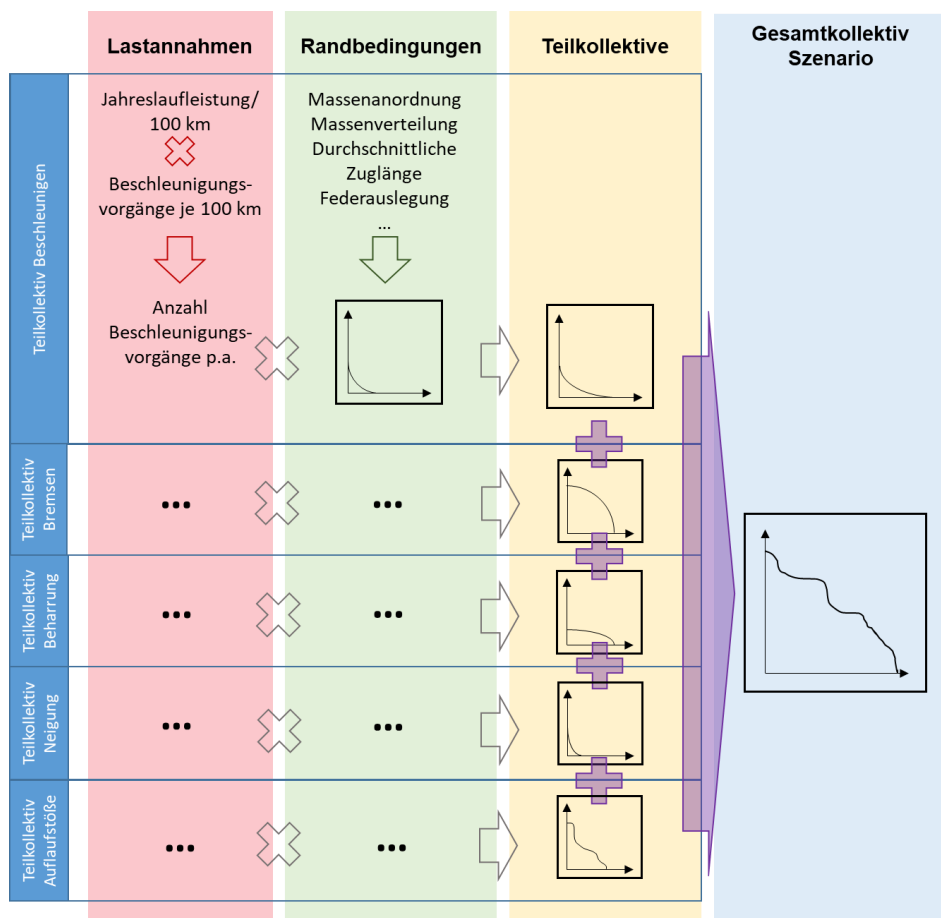


Abbildung 12: Superposition von Teilkollektiven zum Gesamtkollektiv

4.5 Ermittlung von Kraftkollektiven im Zusammenhang mit der betriebsfesten Auslegung der DAK

Das Ziel der Betriebsfestigkeitsuntersuchung ist es u.a. herauszufinden, inwieweit sich die Optimierung der dynamischen Parameter als Ergebnis der Untersuchung der Längsdynamik und der Auflaufstöße auf die Betriebsfestigkeit auswirkt. Daher werden bei dieser Analyse nur die Ausprägungen der dynamischen Parameter betrachtet, die sich im Rahmen der jeweiligen Teiluntersuchung als optimal auf Basis der gewählten Wertebereiche erwiesen haben.

4.5.1 Betriebsfestigkeit im Zusammenhang mit der DAK

Im Betrieb werden die Kupplungen von Güterzügen durch Längsdynamik während der Zugfahrt sowie Auflaufstöße während des Rangierbetriebes schwingend beansprucht. Im Gegensatz zu einer statischen Beanspruchung erfordert eine Wechselbelastung eine besondere Betrachtung, da diese Form der Beanspruchung zu Brüchen führen kann, auch wenn die wirkenden Spannungsamplituden sich weit unterhalb der Streck- bzw. Bruchgrenze befinden [34].

Um bei der Auslegung sicherzugehen, dass das Bauteil oder eine Komponente eine geforderte Anzahl von Lastspielen, die sich im Wesentlichen aus der gewünschten Nutzungsdauer des Bauteils ableitet, ohne Schwingungsanriss oder -bruch übersteht, ist eine geeignete Gestaltung bzw. Dimensionierung erforderlich. Maßgeblich sind hierfür sind nicht die auftretenden Kräfte, sondern die aus den Kräften resultierenden Beanspruchungen, d.h. die Bauteilspannungen [35]. Bei gleicher Kraftamplitude wird ein Bauteil mit großem Querschnitt deutlich weniger durch eine Wechselbeanspruchung geschädigt, als ein Bauteil mit kleinem Querschnitt. Ähnlich verhält sich mit den entsprechenden Werkstoffen und deren Kennwerten.

Grundlage für diese Auslegung sind geeignete Annahmen über die Amplituden und Häufigkeiten der zu erwartenden Bauteilbeanspruchungen im Betrieb, wobei entsprechend werkstoffliche, konstruktive, fertigungsbedingte, betriebliche und umgebungsbezogene Rahmenbedingungen einbezogen werden müssen [34 bis 36]. Übertragen auf die DAK sind somit Kenntnisse über die Beanspruchungen erforderlich, die aus Längsdynamik und Auflaufstößen resultieren.

Bei der Auslegung wird zusätzlich nach der Art des gewählten Verfahrens unterschieden. Bei einer dauerfesten Auslegung werden Bauteile so ausgelegt, dass sie theoretisch unendlich viele Schwingenspiele aushalten und damit über eine beliebig lange Nutzungsdauer eingesetzt werden können – solange die der Auslegung zugrundeliegenden Beanspruchungsamplituden im Betrieb nicht überschritten werden (siehe Abbildung 13). Eine dauerfeste Auslegung erfordert eine entsprechend massive Dimensionierung von Bauteilen [34].

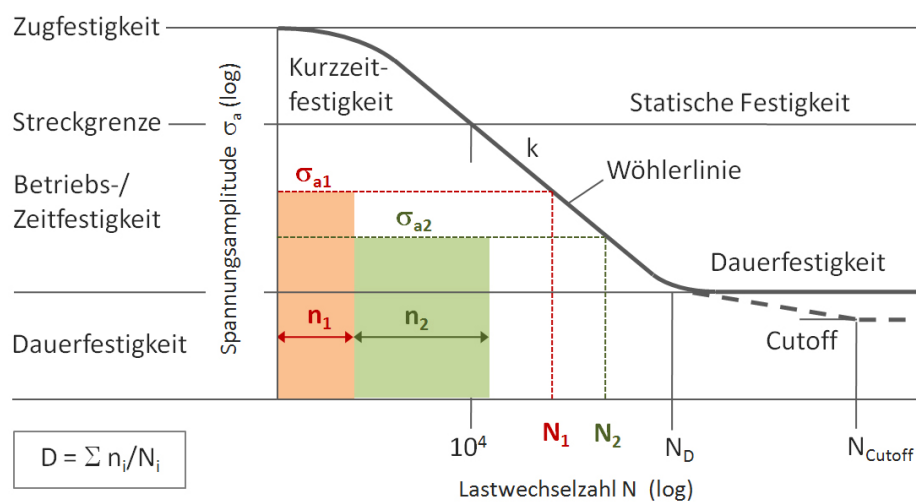


Abbildung 13: Dauerfestigkeit und Betriebsfestigkeit im Wöhler-Diagramm [37]

Im Gegensatz dazu wird bei einer betriebsfesten Auslegung von einer begrenzten Nutzungsdauer ausgegangen. Unter Einbeziehung von Sicherheitsfaktoren wird daraus die für die Auslegung maßgebliche Lebensdauer bestimmt. Die Auslegung des Bauteils erfolgt auf Basis der Annahmen über die Beanspruchungen im Betrieb für die sich aus der Lebensdauer ergebene Mindestbruchlastspielzahl. Im Vergleich zu einer dauerfesten Auslegung werden dabei auch höhere Spannungen mit einer gewissen Anzahl zugelassen. Daher können Bauteile im Gegensatz zur dauerfesten Auslegung entsprechend niedriger dimensioniert werden, sodass die betriebsfeste Auslegung die Grundlage für konstruktiven Leichtbau bildet [35].

Untersuchungen und Verfahren zur Betriebsfestigkeit wurden maßgeblich im Eisenbahnsektor entwickelt und gehen auf August Wöhler zur Auslegung von Radreifen und Radsatzwellen in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts zurück. Die Annahmen zur

so genannten Wöhlerlinie, die den Zusammenhang zwischen Bruchlastspielzahl und Beanspruchung markiert, sind bis heute in modifizierter Form gültig [38].

Zur Ermittlung der während der Lebensdauer auftretenden Beanspruchungen und deren Häufigkeiten werden so genannte Zählverfahren eingesetzt, wobei in der Regel die Häufigkeit des Auftretens bestimmter Spannungsamplituden in so genannten Spannungskollektiven erfasst werden. Die darin erfassten Häufigkeiten und Amplituden können mit der Wöhlerlinie verglichen werden. Anhand so genannter Schadensakkumulationshypothesen kann das Kollektiv auf eine einzelne äquivalente Schädigung transformiert werden, z.B. nach der Miner-Regel [34, 35].

Im Rahmen dieser Studie besteht die Herausforderung darin, möglichst belastbare und aussagekräftige Ergebnisse zu erzielen, wobei gleichzeitig die DAK als generisch, d.h. keine konkrete konstruktive Ausführung, betrachtet werden soll. Aus den Simulationen können Aussagen über die wirkenden Kräfte getroffen werden, aber um Spannungskollektive erfassen zu können, würde man zusätzlich die entsprechenden Querschnitte in der Kupplung als Eingangsbedingung benötigen, die wiederum nur für bestimmte Konstruktionen verfügbar sind.

Daher wird die Betrachtungsweise im Rahmen dieser Studie von der Ebene der Spannungs- auf die Ebene der Kraftkollektive verschoben, die sich aus den Simulationsdaten erzeugen lassen. Kraftkollektive lassen keine unmittelbaren Aussagen über die Betriebsfestigkeit zu, weil sie nicht direkt mit Kennwerten wie der Wöhlerlinie verglichen und daher keine Schlussfolgerungen bezüglich des Bauteilversagens getroffen werden können. Allerdings erlaubt die Betrachtung der Kraftkollektive die Identifikation der wichtigsten Parameter für die Betriebsfestigkeitsauslegung (Längsdynamik/Auf-laufstöße) und sofern eine konkrete technische Realisierung der Kupplung bekannt ist, können diese Kraftkollektive in Spannungskollektive umgerechnet werden.

4.5.2 Rainflow-Verfahren und Bereichspaarzählung

Aus den Zeitschrieben der in den Kupplungen wirkenden Kräfte, die als Ergebnisse der Längsdynamik- bzw. Auflaufstoß-Untersuchung anfallen, werden mithilfe so genannter Zählverfahren die im vorigen Abschnitt beschriebenen Kraftkollektive hergeleitet. Dazu werden das so genannte Rainflow-Verfahren und die anschließende Bereichspaarzählung angewandt. Die beiden Verfahren werden im Folgenden in Übersichten dargestellt.

Das Rainflow-Verfahren ist zum einen eine sehr anschauliche Methode und bildet zum anderen die werkstoffmechanischen Vorgänge der Schwingungsbeanspruchung sehr gut ab [35]. Daher hat es sich als eines der Standardverfahren im Rahmen der Betriebsfestigkeitsanalyse etabliert und wird auf ganz unterschiedlichen Feldern des Ingenieurwesens zur Anwendung gebracht, so z.B. von STURM zur Untersuchung des belastungsabhängigen Bauteilverhaltens zur Gewichtsoptimierung von Antriebswellen für Kraftfahrzeuge oder von BRUNNHOFER zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit von Drehgestellanbauteilen bei Regionalzügen [39, 40].

Die Modellvorstellung des Rainflow-Verfahren ist sehr anschaulich (siehe Abbildung 14) und beruht darauf, dass der Zeitschrieb des Kraftverlaufes um 90° gedreht wird und Regen von oben nach unten fließt, was dem Verfahren den Namen gibt. Der Kraftverlauf wird dem Betrag nach in verschiedene Klassen mit definierter Breite eingeteilt und es wird erfasst, zwischen welchen Klassen der gedachte Regen geschlossene Kreisläufe bildet. Für jeden dieser Kreisläufe wird die Amplitude anhand von Start- und Zielklasse fasst und die Häufigkeiten der auftretenden Amplituden in Form der Rainflow-Matrix gespeichert.

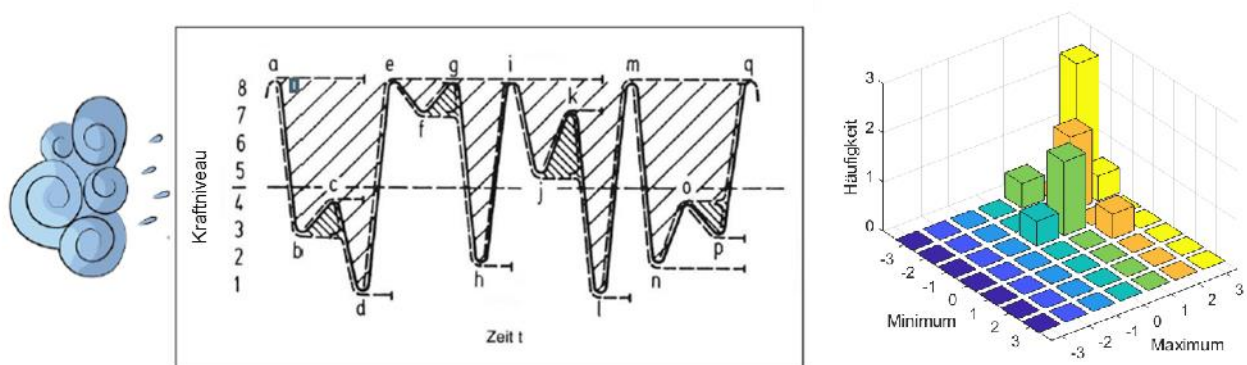


Abbildung 14: Modellvorstellung der Rainflow-Analyse (links) und beispielhafte Rainflow-Matrix (rechts), veränderte Darstellung nach [35]

Insbesondere bei kürzeren auszuwertenden Zeitschrieben mit einer dementsprechend begrenzten Anzahl von Schwingspielen müssen nicht nur geschlossene Zyklen, sondern auch die so genannten Residuen, d.h. nicht geschlossene Kreisläufe, einbezogen werden [35]. Das Rainflow-Verfahren ist ein so genanntes zweiparametrisches Zählverfahren, d.h. die Rainflow-Matrix liefert sowohl Aussagen über die Amplitude anhand der Minima und Maxima, als auch über die Mittelwerte [34].

Aus der Rainflow-Matrix kann nun mithilfe eines einparametrischen Zählverfahrens, in diesem Fall der so genannten Bereichspaarzählung, das zugehörige Kraftkollektiv bestimmt werden. Dafür wird zunächst egalisiert, in welcher Richtung eine bestimmte Kraftamplitude durchlaufen wird und danach die Schwingspiele mit gleicher Amplitude aufsummiert. Das Ergebnis ist das Kraftkollektiv zu dem ausgewerteten Zeitschrieb des Kraftverlaufes, bei dem die Kraftamplituden über ihrer jeweiligen Häufigkeit aufgetragen werden.

4.5.3 Ermittlung von Kraftkollektiven auf Basis von Simulationsergebnissen

Um auf Basis der Simulationsergebnisse für Längsdynamik und Auflaufstöße zu aussagekräftigen Kraftkollektiven für die Kupplung zu kommen, müssen nicht nur verschiedene Betriebssituationen des Zuges als Ganzes beachtet werden. Im Falle der Längsdynamik spielt die Lage der Kupplung innerhalb des Zugverbandes eine wichtige Rolle und es macht einen großen Unterschied für die während eines Fahrmanövers auftretenden Kräfte, ob sich eine Kupplung an erster, mittlerer, letzter Position oder einer beliebigen anderen Stelle innerhalb des Zugverbandes befindet [5].

Im Laufe seines Lebens verkehrt ein Güterwagen und damit auch die zugehörige Kupplung typischerweise in einer großen Zahl unterschiedlich zusammengestellter Güterzüge. Mit zunehmender Länge des Betrachtungszeitraumes über die Nutzungsdauer eines Güterwagens wird es dabei entsprechend des Gesetzes der großen Zahlen immer wahrscheinlicher, dass sich die relative Häufigkeit der Position dieses Wagens innerhalb der Züge, in die er eingestellt wird, immer mehr einer Gleichverteilung annähert [41]. Daher sollte das der Auslegung zugrundeliegende Kraft- bzw. Spannungskollektiv nicht auf Basis der Überlagerung von Extremfällen, sondern mithilfe statistisch begründeter Annahmen bestimmt werden. Ein solches Worst-Case-Szenario wäre z.B. die Annahme, dass ein Wagen durchgängig in der Mitte von Güterzügen verkehrt, wo im Allgemeinen die größten Längskräfte auftreten und daher nur die Simulationsergebnisse für den jeweils mittleren Wagen im Rahmen der Betriebsfestigkeitsuntersuchung betrachtet werden [5, 42].

Mit dieser Annahme würde die aus der Längsdynamik resultierenden Belastungen bzw. Beanspruchungen zwar relativ sicher nach oben abschätzen, aber erreichen, dass die weite Mehrzahl der Kupplungen überdimensioniert ist. Je häufiger Wagen in unterschiedlichen Zügen unterwegs sind, wie es z.B. im Wagenladungsverkehr der

Fall, desto weniger realistisch ist diese Annahme. Selbst im Intermodalverkehr, wo Wagen oft über längere Zeiträume in festen Verbänden verkehren, ist es unwahrscheinlich, dass ein Wagen über die gesamte Lebensdauer seiner Kupplung immer dieselbe Position im Zug einnimmt. Ähnliches gilt für den Beladungszustand, wobei hier die Produktionsform im SGV, in der ein bestimmter Wagen eingesetzt wird, von großer Bedeutung ist: Im Extremfall könnte man annehmen, dass ein Wagen immer voll beladen verkehrt, aber im Betrieb wird er je nach Produktionsform nur zu einem gewissen Teil leer, teil- oder vollbeladen fahren (siehe 3.6).

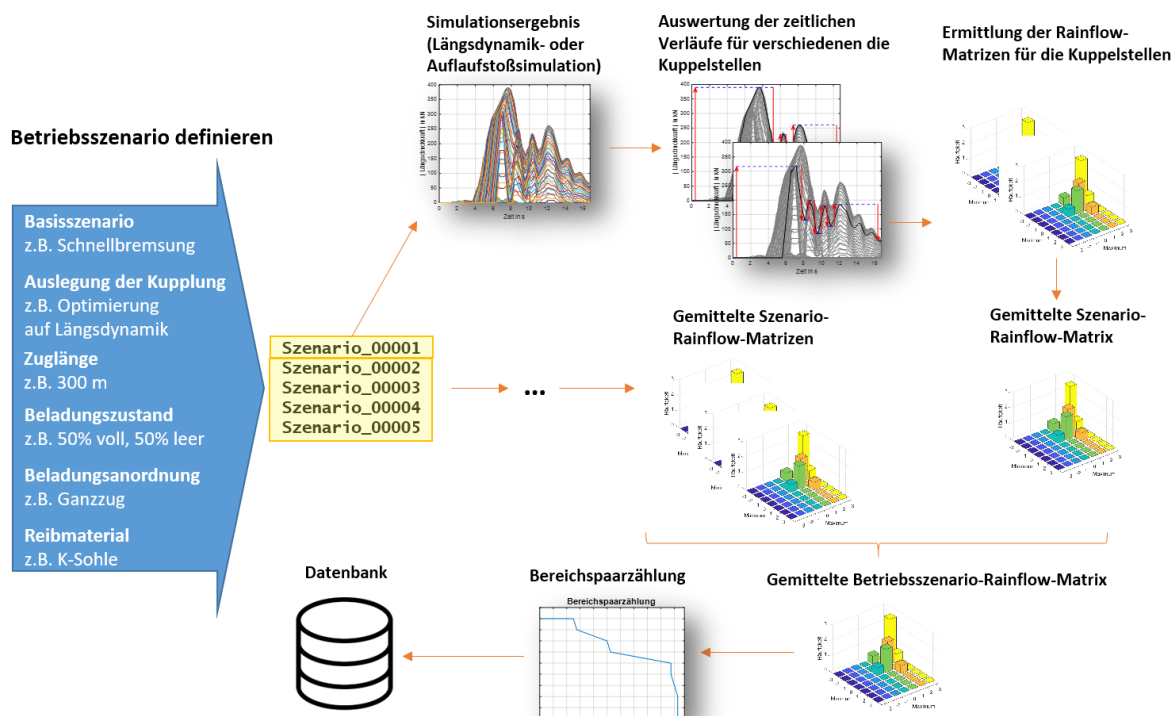


Abbildung 15: Ermittlung des Kraftkollektivs für ein Betriebsszenario (Längsdynamik)

Die in den Kupplungen auftretenden Kräfte als Ergebnis der Längsdynamiksimulation werden daher über die einzelnen Kuppelstellen gemittelt, wo maßgeblich die erste, die mittlere und die letzte Kuppelstelle herangezogen werden. Die Mittelung findet nicht auf Ebene der Kräfte statt, da sonst hohe Kräfte, die für die Betriebsfestigkeitsuntersuchung besonders relevant sind, nicht angemessen berücksichtigt werden würden, sondern auf Ebene der Rainflow-Matrizen. Im Weiteren wird daraus für jedes Betriebs-szenario – bestehend aus dem Basisszenario, den jeweils optimierten Kupplungsparametern, der Zuglänge, den Annahmen zur Beladungsverteilung und–anordnung und

dem Reibmaterial – eine gemittelte Rainflow-Matrix gebildet, die mittels Bereichs-
paarzählung in das zugehörige Kraftkollektiv umgerechnet wird. Die beschriebene Vor-
gehensweise ist in Abbildung 15 in Übersichten dargestellt.

In analoger Weise muss für die Betrachtung der Auflaufstöße differenziert werden. Hier
gibt es nur ein Basiszenario, den Ablauf vom Rangierbahnhof. Zum Betriebsszenario
gehören weiterhin die jeweils optimierte Kupplungsauslegung, die Beladungsvertei-
lung sowie die Verteilung der Auflaufgeschwindigkeiten. Der Ablauf zur Bestimmung
der Kraftkollektive verhält sich analog zu dem in Abbildung 15 für die Längsdynamik
dargestellten Verfahren.

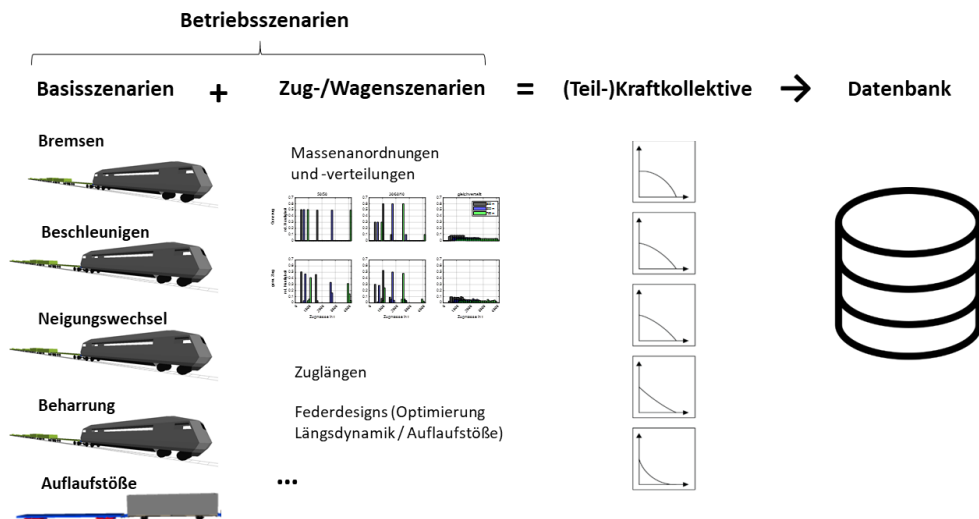


Abbildung 16: Ermittlung von Kraftkollektiven für verschiedene Betriebsszenarien

Die Kraftkollektive für die einzelnen Betriebsszenarien werden in einer Datenbank ge-
speichert wie in Abbildung 16 dargestellt. Daraus wird bei der Betriebsfestigkeitsunter-
suchung das Gesamtkollektiv zusammengesetzt, dass sich aus den verschiedenen
Teilkollektiven der Basisszenarien entsprechend der getroffenen Lastannahmen
(siehe 4.3.4) zusammensetzt.

4.5.4 Bestimmung eines Referenzkollektivs

Das in Kapitel 4.2 vorgestellte Verfahren der Sensitivitätsanalyse zur Identifikation der
wichtigsten Parameter für eine Teiluntersuchung bedingt eine Reduzierung der Ergeb-
nisse für ein Szenario auf einen einzelnen Wert. Um den Einfluss der betrieblichen und
technischen Parameter auf die Kraftkollektive quantifizieren und vergleichen zu kön-
nen, werden die Kraftkollektive daher szenarioweise mit einem Referenzkollektiv

verglichen. Im Gegensatz zur Betrachtung für Spannungskollektive, wo die Graphen mit der Wöhlerlinie verglichen werden können, gibt es kein solches Standardverfahren zum Vergleich von Kraftkollektiven [34]. Im Rahmen dieser Studie sollen mit dem Verfahren die Parametereinflüsse aufgedeckt werden, wofür die absoluten Werte des Kollektivs zunächst von untergeordneter Bedeutung sind. Stattdessen spielen die relativen Unterschiede die entscheidende Rolle.

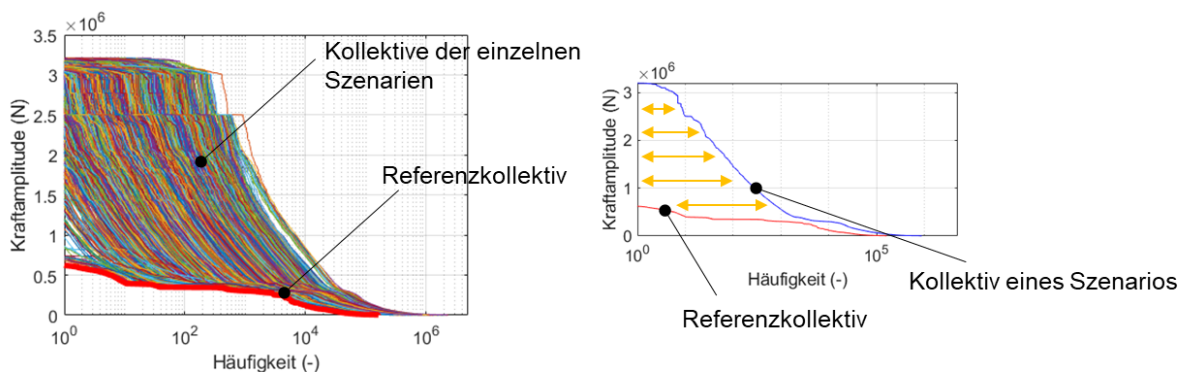


Abbildung 17: Bestimmung eines Referenzkollektivs

Das entsprechende Referenzkollektiv wird als Minimum aus den Kollektiven aller betrachteten Szenarien gebildet wie Abbildung 17 zeigt. Um die Differenz zwischen dem Kollektiv eines bestimmten Szenarios und dem Referenzkollektiv in einem Wert auszudrücken, werden die Differenzen der Häufigkeit für jede Klasse von Kraftamplituden berechnet. Anschließend werden diese Differenzen aufsummiert, was im Folgenden als kumulierte Differenz der Kraftkollektive bezeichnet wird. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass die Bildung dieses Wertes letztlich auch das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse beeinflusst. Da es sich nicht um ein Standardverfahren handelt, werden im Kapitel 6.5.1 mit den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse für die Teiluntersuchung der Betriebsfestigkeit verschiedene Verfahren zur Bildung der Differenzen und der Gewichtung insbesondere hoher Kräfte untersucht.

4.6 Ermittlung von Lastannahmen zum Bahnbetrieb auf Basis der Daten des Projektes „Innovativer Güterwagen“

Mithilfe der im vorigen Kapitel vorgestellten Methodik lassen sich zwar für verschiedene betriebliche Situationen, denen ein Güterwagen oder eine Kupplung im Lauf des

Lebens ausgesetzt ist, Kraftverläufe und darauf aufbauend –kollektive ableiten, allerdings kann nicht der Betrieb selbst simuliert werden. Kraftkollektive besitzen nur dann eine Aussagekraft, wenn sie sich auf realistische Annahmen zu den Beanspruchungen bzw. Belastungen und deren Häufigkeiten stützen. Dies würde analog auch für die entsprechenden Spannungskollektive gelten. Konkret stellen sich u.a. folgende Fragen:

- a) Wie oft wird typischerweise innerhalb eines bestimmten Intervalls, z.B. 100 km, gebremst?
- b) Wie hoch ist der Anteil der Schnellbremsungen an der Gesamtzahl der Bremsvorgänge?
- c) Wie oft wird gebremst?
- d) Wie hoch ist der Anteil von Beharrungs- oder Ausrollvorgängen an der zurückgelegten Fahrstrecke?
- e) Wie oft laufen Wagen durchschnittlich über Rangierbahnhöfe und welche Auf-
laufgeschwindigkeiten treten dort auf?

Diese Fragen lassen sich ohne konkrete Daten aus dem Betrieb nur schwer beantworten bzw. nur durch grobe Schätzungen eingrenzen. Außerdem kann hier nicht generalisiert werden, weil sich die betrieblichen Rahmenbedingungen mutmaßlich zwischen verschiedenen Produktionsformen, z.B. Intermodal- und Wagenladungsverkehr, stark unterscheiden.

Für die Anzahl der Rangierbahnhof-Aufenthalte und die Auflaufgeschwindigkeiten auf verschiedenen Rangierbahnhöfen standen im Rahmen des Projektes nur sehr begrenzt Erfahrungs- oder Messwerte aus dem Betrieb zur Verfügung. Für die Randbedingungen, die vor allem die Längsdynamik betreffen – im Wesentlichen Brems- und Beschleunigungsvorgänge – konnte jedoch auf Daten aus dem Projekt „Aufbau und Erprobung innovativer Güterwagen“ zurückgegriffen werden, das im Auftrag des BMVI zwischen 2016 und 2019 durch ein Konsortium unter Federführung von DB Cargo und VTG durchgeführt wurde (nachfolgend: IGW-Daten). Ein Demonstrator-Güterzug absolvierte in diesem Projekt Testfahrten in verschiedenen Zusammensetzungen in mehreren europäischen Ländern und u.a. auch auf verschiedenen Routen innerhalb Deutschlands mit einer Gesamtleistung von ca. 150 000 km [43].

Aus dem Zeitraum März bis Oktober 2018 standen für diese Studie Messdaten der absolvierten Fahrten zur Verfügung, von denen die GPS-Daten zu Position und Geschwindigkeit sowie die Druckverläufe der Hauptluftleitung ausgewertet wurden. Aus nicht näher bekannten Gründen decken diese Daten jedoch nicht den gesamten Betriebserprobungszeitraum in Deutschland ab und waren außerdem nicht durchgängig auswertbar.

Für die Auswertung wurden die aufgezeichneten Fahrtverläufe in einzelne Abschnitte entsprechend der jeweiligen Betriebssituation zerlegt. Zur Klassifikation wurden das Geschwindigkeitsprofil und der HLL-Druckverlauf herangezogen (siehe Abbildung 18). Folgende Fahrzustände wurden dabei unterschieden und die jeweilige Start- und Zielgeschwindigkeit in Klassen mit einer Breite von jeweils 10 km/h erfasst:

- Betriebsbremsung
- Schnellbremsung
- Beschleunigung
- Beharrungsfahrt
- Ausrollen

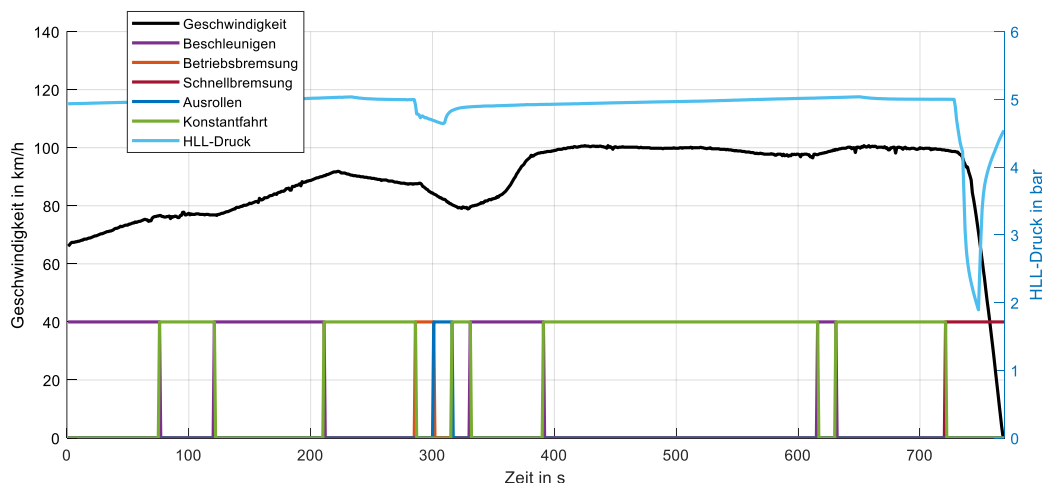


Abbildung 18: Exemplarische Klassifikation verschiedener Betriebssituationen auf Basis von Geschwindigkeits- und HLL-Druck-Verlauf

Statistisch erfasst wurden dabei die absolute Häufigkeit, die jeweils zurückgelegte Distanz sowie die jeweilige Zeitspanne über den gesamten Messzeitraum. Daraus wurden Durchschnittswerte ermittelt und für weitere Rechnungen auf eine Distanz von 100 km skaliert. Beispielhafte Ergebnisse sind in Abbildung 19 für die Bremsvorgänge dargestellt.

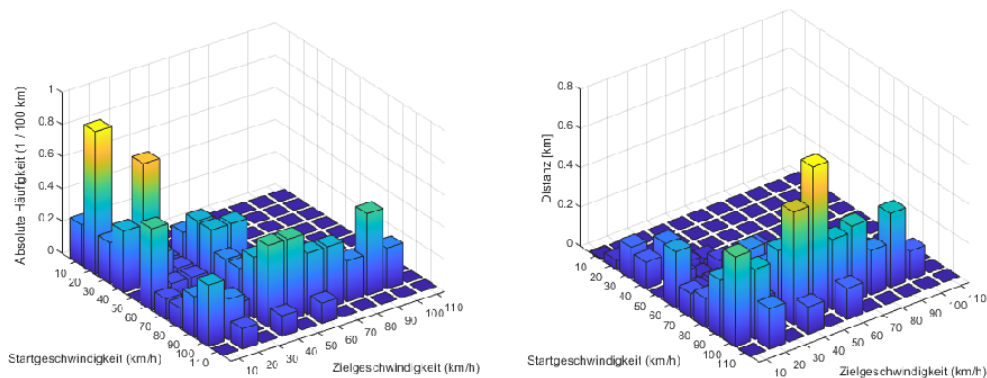


Abbildung 19: Auswertung der IGW-Daten in Bezug auf relative Häufigkeit und Distanz von Bremsvorgängen

Die Unterscheidung zwischen Betriebs- und Schnellbremsungen erfolgt anhand des gemessenen Druckabfalls in der Hauptluftleitung. Ausgewählte Ergebnisse der Datenauswertung sind in Tabelle 14 aufgeführt. Für die Brems- und Beschleunigungsvorgänge wurde die absolute Anzahl unabhängig von Start- und Zielgeschwindigkeit aufsummiert.

Tabelle 14: Ausgewählte Ergebnisse der Auswertung der IGW-Daten

Auswertegröße	Wert
Durchschnittliche Anzahl von Bremsvorgängen je 100 km	8,5
Anteil der Schnellbremsungen an der Gesamtzahl der Bremsvorgänge	1,38 %
Durchschnittliche Anzahl von Beschleunigungsvorgängen je 100 km	19,6
Durchschnittlicher Anteil von Beharrungs- und Ausrollphasen am Gesamtfahrweg	75,1 %

Die IGW-Daten wurden im Rahmen einer Betriebserprobung im realen Bahnbetrieb erhoben, daher wird davon ausgegangen, dass die Ergebnisse einigermaßen repräsentativ für die Gesamtheit der Güterzüge sind, auch wenn es aus den oben genannten Gründen eine Restunsicherheit bleibt.

5. Aufbau der Simulationsmodelle

In diesem Kapitel werden die verschiedenen MKS-Modelle zur Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte, der Längsdynamik und der Auflaufstöße in Übersichten vorgestellt. Je nach Teiluntersuchung werden angepasste Modelle verwendet, die für den jeweiligen Zweck angepasst wurden und daher verschiedenen Modellierungsansätzen folgen. Ein wesentlicher Unterschied liegt in der Anzahl der Freiheitsgrade: Während für die Untersuchungen zur Längsdynamik und den Auflaufstößen im Rahmen dieser Studie eindimensionale Modelle ausreichend sind, ist für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte ein dreidimensionales Fahrzeugmodell erforderlich.

5.1 Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte

5.1.1 Übersicht der Modelle und allgemeine Vorgehensweise

Das Wagenmodell des Untersuchungswagens zur Durchführung von Schiebeversuchen wird in einen Zugverband bestehend aus zwei Rahmenwagen sowie einem Triebfahrzeug eingebettet. Für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte wird ein MKS-Modell eines Güterwagens aufgebaut, das aus Submodellen von Wagenkasten, zwei Drehgestellen sowie vier Radsätzen besteht. Die Fahrzeugmodelle werden durch Modelle einer AK miteinander verbunden. Der allgemeine Modellaufbau mit den verschiedenen Modellebenen ist in Abbildung 20 dargestellt.

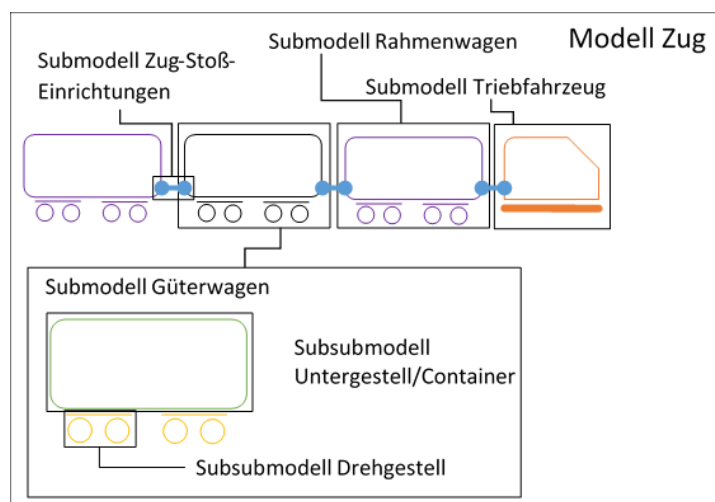


Abbildung 20 Struktur des MKS-Modells zur Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte

Aufgrund der großen Zahl an durchzuführenden Simulationen im Rahmen dieser Studie steht neben einer möglichst exakten Wiedergabe des realen Fahrverhaltens der Fahrzeuge eine möglichst effiziente Simulationsdurchführung im Vordergrund. Um hier einen geeigneten Kompromiss zu finden, wurden die Rahmenwagen sowie das Triebfahrzeug stark vereinfacht modelliert. Dieser Ansatz entspricht der im ERRI-Bericht B 12 RP 59 vorgeschlagenen Methodik (siehe 3.3) [10].

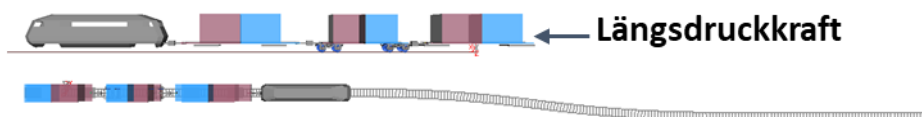


Abbildung 21: Simulation von Schiebeversuchen durch Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte

Zur Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte durchfährt der Drei-Wagen-Zugverband einen S-Bogen mit einem Kurvenradius von 150 m mit Zwischengerade, wobei das Triebfahrzeug den Zug auf konstanter Geschwindigkeit von 5 km/h hält und die Längsdruckkraft am letzten Wagen aufgebracht wird (siehe Abbildung 21). Die Versuchsgeschwindigkeit orientiert sich an den Angaben nach DIN EN 15839, wo für die Durchführung von Schiebeversuchen eine Geschwindigkeit zwischen 4 und 8 km/h empfohlen wird [33]. Bei der Auswertung werden die Größen im Rad-Schiene-Kontakt des in der Mitte laufenden Untersuchungswagens ausgewertet. Dafür werden die Kriterien zur Klassifikation einer Entgleisung nach DIN EN 15839 angewandt [33]. Im Folgenden wird der Aufbau der einzelnen Submodelle in Übersichten dargestellt.

5.1.2 Modell Güterwagen

Das Modell des auf seine ertragbaren Längsdruckkräfte zu untersuchenden Güterwagens besteht aus zwei Submodellen, dem Modell für die beiden Drehgestelle und dem Modell des Wagenkastens. Im Rahmen dieser Studie werden ausschließlich Güterwagen mit den in Abbildung 22 dargestellten Y25-Drehgestellen. Dieses stellt das im SGV in Europa am Häufigsten eingesetzte Drehgestell dar [44].



Abbildung 22: Güterwagen-Drehgestell Y25 [45]

Das Drehgestell besteht neben den beiden Radsätzen aus vier Achslagergehäusen, einem Drehgestellrahmen, einer Primärfesselung sowie der Anbindung zum Wagenkasten über eine Drehpfanne. Die Primärfesselung besteht aus zweistufigen Schraubenfedern und einer lastabhängigen Reibdämpfung. Das Drehgestell wird den Starrachsdrehgestellen zugeordnet [46, 47]. Der Modellierungsansatz basiert auf den verschiedenen Arbeiten von KEUDEL, HECHT und SCHELLE am Fachgebiet Schienenfahrzeuge der TU Berlin [48 bis 50]. Der Aufbau des Drehgestellmodells ist schematisch in Abbildung 23 dargestellt.

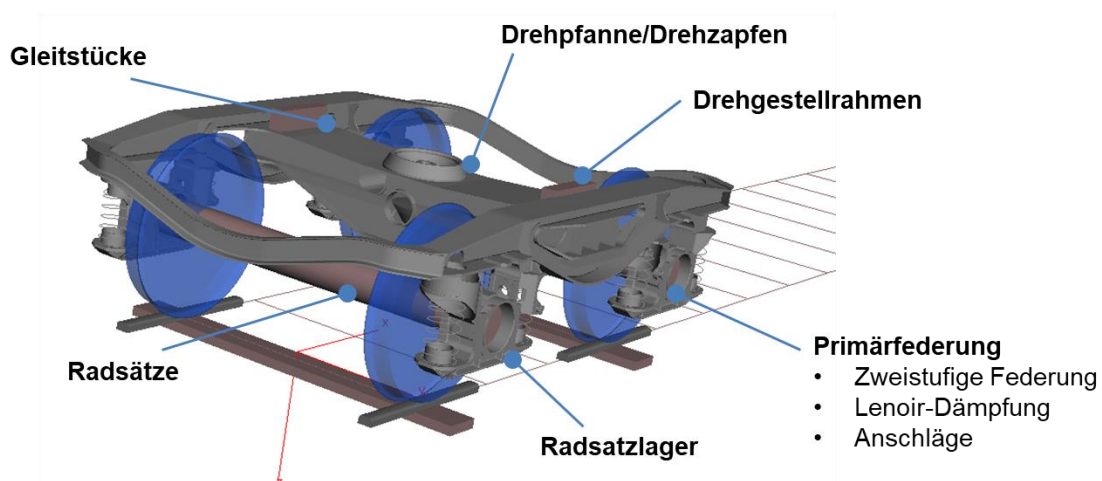


Abbildung 23: Schematischer Aufbau des MKS-Modells des Y25-Drehgestells

Der Aufbau der Primärfesselung ist schematisch in Abbildung 24 dargestellt. Sie wirkt zwischen Drehgestellrahmen (1) und Achslagergehäuse (2). Die Abstützung des Drehgestellrahmens erfolgt auf zwei Federpaketen. Zur Realisierung einer beladungsabhängigen Steifigkeit besteht jedes Federpaket aus einer inneren und einer äußeren Feder. Die äußere Feder ist immer unter Last, die innere Feder ist verkürzt und kommt erst ab einer bestimmten Beladung in Eingriff.

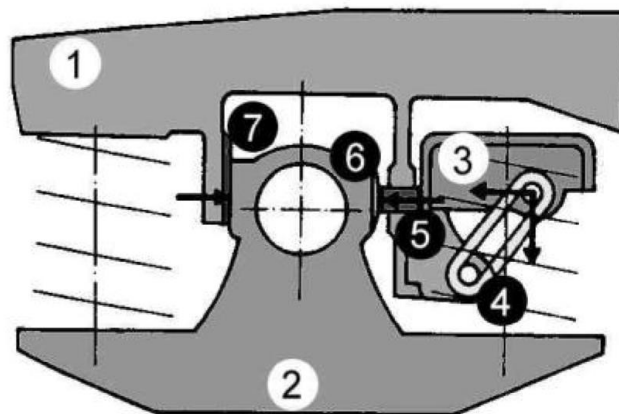


Abbildung 24: Aufbau der Primärfesselung des Y25-Drehgestells [51]

Die Primärfesselung weist eine lastabhängige Reibdämpfung auf. Sie wird über einen Lenoir-Dämpfer sichergestellt. Eines der beiden Federpakete stützt sich auf einem Federteller (3) ab, der über eine Schake mit dem Drehgestellrahmen verbunden ist. Dadurch wird ein Teil der Federkraft über den Stößel in longitudinaler Richtung auf das Achslagergehäuse übertragen und erzeugt sowohl auf der Reibplatte (6) als auch der Gleitfläche (7) eine Normalkraft. Bei einer Relativbewegung Achslagergehäuse/Drehgestellrahmen entsteht dadurch eine Reibkraft, welche die Bewegung in vertikaler Richtung dämpft.

Die Anbindung zwischen den Drehgestellen und dem Wagenkasten erfolgt über eine Drehpfanne und zwei seitliche Gleitstücke. Auf diese stützt sich der Wagenkasten ab [48]. Die Drehpfanne ermöglicht rotatorische, sperrt aber gleichzeitig translatorische Bewegungen und überträgt Antriebs- und Bremskräfte zwischen Drehgestell und Wagenkasten.

Das Modell des Wagenkastens ist über die Drehpfanne mit dem Modell der beiden Drehgestelle verbunden. Der Aufbau ist schematisch in Abbildung 25 dargestellt. Das

Modell besteht aus zwei separaten Körpern, auf die sich die Masse des Wagenkastens – ggf. inklusive Ladung – gleichmäßig verteilt. Zwischen den beiden Körpern wirkt eine eindimensionale Rotationssteifigkeit um die Wagenlängsachse, mit der die Torsionssteifigkeit des Wagenkastens vereinfacht modelliert wird. Diese hängt von der jeweiligen Wagengattung ab, so sind z.B. Intermodalwagen oder Flachwagen recht torsionsweich, während gedeckte Güterwagen oder Kesselwagen sich eher torsionssteif verhalten. Dieser Modellierungsansatz für die Berücksichtigung der Torsionssteifigkeit wird auch im ERRI-Bericht B 12 RP 59 verwendet und kann im Allgemeinen als ausreichend für dieses Problem angesehen werden [10].

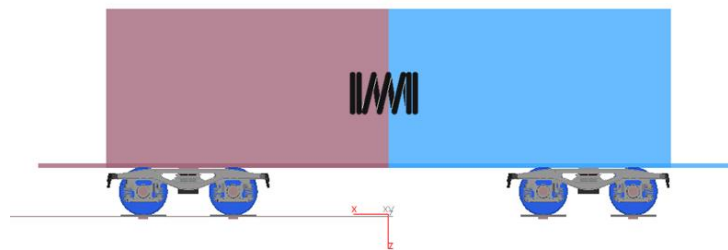


Abbildung 25: Wagenkastenmodell mit eindimensionaler Torsionssteifigkeit

Die Parameter des Wagens, die für die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte potentiell von Bedeutung sind, wie z.B. der Drehzapfenabstand oder die Torsionssteifigkeit des Wagenkastens, können im Modell mithilfe der automatischen Simulationssteuerung basierend auf den zu simulierenden Szenarien variiert werden.

5.1.3 Modell Rahmenwagen/Triebfahrzeug

Wie eingangs erwähnt, sollen zur Reduzierung der Rechenzeit die Rahmenwagen vereinfacht modelliert werden, wobei die Modellierung der Drehgestelle sowie der Anbindung zwischen Drehgestell und Wagenkasten vereinfacht wird. Die Drehgestelle werden dazu als starrer Körper modelliert, welche in Gleismitte auf konstanter Höhe geführt werden. Die laterale Bewegung der Radsätze im Spurkanal wird folglich nicht modelliert. Im Gegensatz zum Modellierungsansatz nach ERRI-Bericht B 12 RP 59 werden jedoch die Steifigkeiten der Primär- und Sekundärstufe in longitudinaler und lateraler Richtung sowie die Rotation des Wagenkastens um die Hochachse im Modell berücksichtigt. Die Interaktion Wagenkasten-Drehgestell in der x/y-Ebene wird dazu

durch ein vereinfachtes Ersatzmodell nachgebildet. Der Modellaufbau ist schematisch in Abbildung 26 dargestellt.

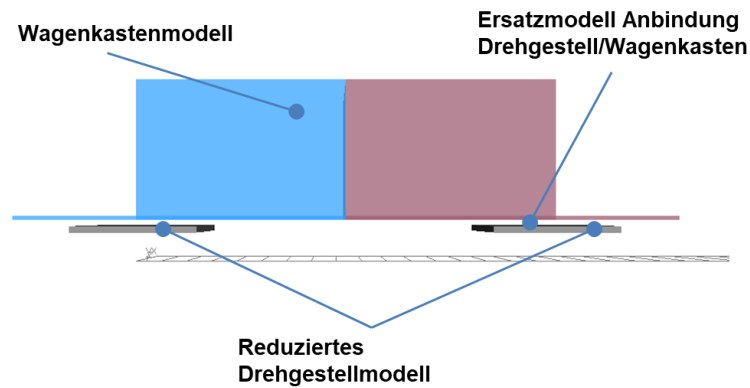


Abbildung 26: Schematischer Aufbau des MKS-Modells der Rahmenwagen

Das Modell des Triebfahrzeuges hat lediglich die Aufgabe, den Drei-Wagen-Zug mit konstanter Geschwindigkeit durch den Bogen zu bewegen. Das Modell besteht daher aus einem einzigen Körper, der sich mit einem Freiheitsgrad nur entlang der Gleisachse bewegen kann und dabei eine konstante Geschwindigkeit hält.

5.1.4 Modell DAK mit Stabilisierungsgelenk

Das Modell der automatischen Mittelpufferkupplung mit Stabilisierungsgelenk besteht aus insgesamt sieben Körpern, die in Abbildung 27 in der Übersicht dargestellt sind. Das Modell besteht aus den beiden Kupplungsarmen inkl. Kupplungsköpfen, den Kupplungsbolzen, den Druckplatten des Stabilisierungsgelenkes sowie auf jeder Seite einer Anbindung zu den Wagenkästen der beiden mit der Kupplung verbundenen Fahrzeuge. Das Hauptaugenmerk bei der Modellierung liegt in der Umsetzung der Übertragung von Zug- und Druckkräften über den Federapparat sowie der Wirkungsweise des Stabilisierungsgelenkes. Diese ist schematisch in Abbildung 28 dargestellt.

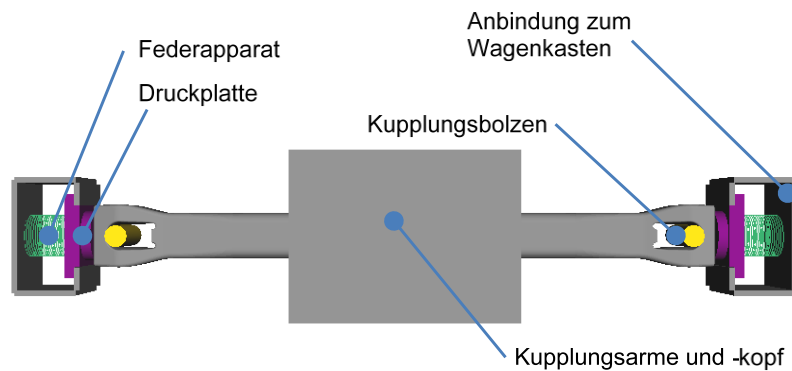


Abbildung 27: Übersicht MKS-Modell AK mit Stabilisierungsgelenk

Bei Zugbeanspruchung ist der Kontakt zwischen Kupplungsarm und Kupplungsbolzen gespannt und der Kupplungsbolzen überträgt die Zugkraft auf das Kupplungsgehäuse. Dadurch wird der Federapparat ausgelenkt und baut entsprechend seiner physikalischen Eigenschaften eine Kraft auf, die über den Hartanschlag der Druckplatte auf den Wagenkasten übertragen wird. Für die Zugrichtung gibt es dementsprechend keinen Freiheitsgrad zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungsbolzen, sodass beide in der Simulation als ein Körper betrachtet werden können.

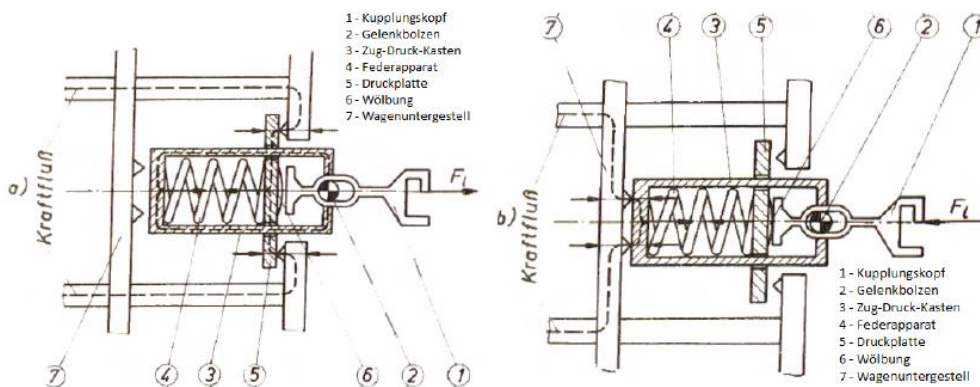


Abbildung 28: Kraftfluss bei a) Zug- bzw. b) Druckbelastung einer AK mit Stabilisierungsgelenk, veränderte Darstellung nach [2]

Bei Druckbeanspruchung ist der Kontakt zwischen Kupplungsarm und Kupplungsbolzen schlaff. Die Druckkraft wird stattdessen über die Kontaktfläche an der Stirnseite des Kupplungsarmes direkt auf die Druckplatte übertragen. Durch die einwirkende Kraft wird der Federapparat komprimiert. Die resultierende Kraft wirkt

zunächst auf das Kupplungsgehäuse, das in x-Richtung anschlägt und die Kraft auf diese Weise auf den Wagenkasten überträgt. Der Federapparat kann vorgespannt eingebaut werden. Aus der Topologie des Systems ist zu erkennen, dass der Federapparat selbst sowohl bei der Übertragung von Zug- als auch von Druckkräften stets nur auf Druck beansprucht wird. Die Kennlinie des Federapparates weist daher eine sogenannte Hysterese auf, d.h. die Kraft-Weg-Kennlinien von Be- und Entlastung sind nicht kongruent. Da bei der Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte ein quasistatisches Vorgehen untersucht wird, kann die statische Kennlinie des Federapparates verwendet und Veränderungen der Kennlinie aufgrund dynamischer Effekte können vernachlässigt werden.

Das Stabilisierungsgelenk der AK wirkt nur bei Druckbeanspruchung. Die stabilisierende Wirkung kommt bei Seiten-, Höhen- oder Winkerversatz der beiden über die Kupplung verbundenen Wagen zum Tragen und dient insbesondere zur Umlenkung bzw. Reduzierung der durch die Kupplung übertragenen Querkräfte, die sich aus Längsdruckkräften ergeben. Die Umlenkung der Querkraft beruht darauf, dass bei der Übertragung von Druckkräften die Kraft zwischen der ebenen Oberfläche des Kupplungsarmes und der konvexen Berührfläche an der Druckplatte übertragen wird. Durch die Verlagerung des Kontaktpunktes verändert sich die Kraftangriffslinie und damit der Betrag und die Richtung der auftretenden Querkräfte.

Die Wirkungsweise des Stabilisierungsgelenkes kann abhängig vom Versatz zwischen den benachbarten Wagen in drei bzw. vier Phasen unterteilt werden, was in Abbildung 29 exemplarisch für eine wirkende Längsdruckkraft von 750 kN dargestellt ist.

- a) In der neutralen Stellung (1) gibt es keine seitliche Auslenkung der Kupplung, die Kraft wird zentrisch zwischen den beiden benachbarten Wagen über Federapparate und Kupplungsarm geleitet und es tritt keine zwischen den Fahrzeugen wirkende Querkraft auf.
- b) Tritt ein seitlicher Versatz zwischen den Wagen auf, befindet sich das Gelenk in der stabilen Stellung (2). Das Gelenk lenkt durch die Verschiebung des Kontaktpunktes die wirkende Querkraft um, sodass sie dem Versatz entgegenwirkt. In Abbildung 29 ist dies daran zu erkennen, dass bei positiver Auslenkung in Querrichtung eine Querkraft mit negativem Vorzeichen auftritt.
- c) Bei größerem Querversatz erreicht das Gelenk die indifferente Stellung (3). Die resultierende Wirklinie der Längsdruckkraft zwischen den beiden

Kontaktpunkten ist parallel zu den Fahrzeuglängsachsen, sodass die Querkraft zu 0 verschwindet.

- d) Geht der Versatz in Querrichtung über die indifferente Stellung hinaus, kann das Gelenk die Querverschiebung zwischen den Wagen nicht mehr stabilisieren, sodass Versatz und Querkraft nun in die gleiche Richtung wirken (Labiler Bereich (4)). In diesem Bereich sorgt das Stabilisierungsgelenk dennoch dafür, dass der Betrag der Querkraft gegenüber einer Konstruktion mit nicht vorhandenen Stabilisierungsgelenk zwar nicht mehr umgelenkt, aber zumindest deutlich reduziert wird.

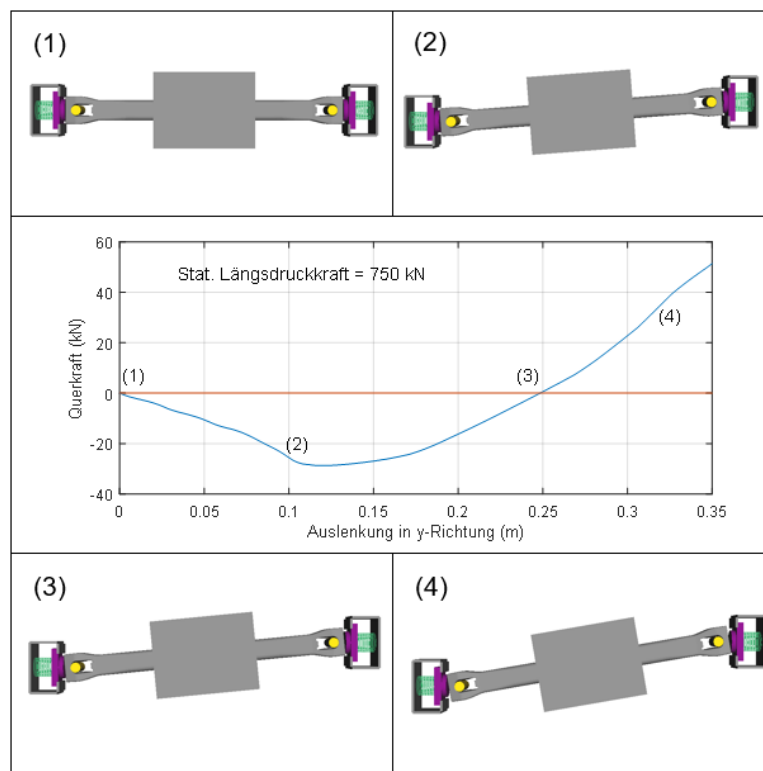


Abbildung 29: Wirkungsweise des Stabilisierungsgelenkes abhängig vom Querversatz zwischen zwei Wagen

5.1.5 Modell DAK ohne Stabilisierungsgelenk

Der Aufbau einer AK ohne Stabilisierungsgelenk (siehe Abbildung 30) unterscheidet sich sehr deutlich vom Aufbau einer AK mit Stabilisierungsgelenk. Die Konstruktion besteht aus einer Kuppelstange, die am Wagenkasten gelenkig gelagert wird, wobei

sie sich zusätzlich gegenüber dem Wagenkasten entlang ihrer Längsachse bewegen kann. Die wirkenden Federn bei Zug- bzw. Druckbeanspruchung der Kupplung sind bei dieser Ausführung voneinander getrennt, wobei die Federn selbst wie bei der AK mit Stabilisierungsgelenk nur auf Druck belastet werden. Die Federn weisen in analoger Art und Weise eine Hysterese Kennlinie auf und werden daher analog zum oben beschriebenen Verfahren getrennt nach Zug- und Druckrichtung modelliert. Die entsprechenden Krafterelemente wirken zwischen Kuppelstange und der Anbindung am Wagenkasten. Die Federn können wie bei der AK mit Stabilisierungsgelenk vorgespannt eingebaut werden.

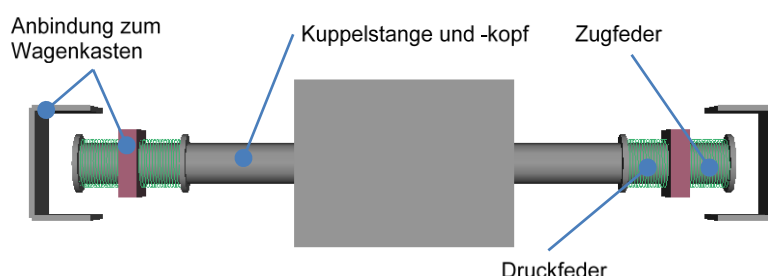


Abbildung 30 Aufbau des Kupplungsmodells ohne Stabilisierungsgelenk

Im Gegensatz zur Kupplung mit Stabilisierungsgelenk ist die Mittenrückstellung, d.h. die Entstehung eines Momentes, das dem Versatz zwischen zwei Wagen entgegenwirkt, bei der AK ohne Stabilisierungsgelenk kein reiner Konstruktionsparameter, sondern eine Systemeigenschaft. Aufgrund der Bauweise des Federapparates ergibt sich bei rotatorischer Auslenkung des Kupplungsarmes ein Rückstellmoment zwischen Kupplungsarm und Wagenkasten, das auf der Biegebeanspruchung der Federpakete beruht. Der Federapparat und die Anbindung am Wagenkasten sind rotationssymmetrisch aufgebaut, daher wirkt die Mittenrückstellung bei Auslenkungen in sämtliche Raumrichtungen gleichermaßen. Das Rückstellmoment ist abhängig von der wirkenden Längsdruckkraft bzw. –zugkraft, wobei aufgrund der spiegelsymmetrischen Anordnung der Federn nur der Betrag der Kraft einen Einfluss hat, und der Winkel der Auslenkung.

5.2 Längsdynamik

5.2.1 Übersicht

Das Simulationsmodell für die Längsdynamik besteht aus zwei Teilen, die im Rahmen einer so genannten Co-Simulation gemeinsam ablaufen. Der erste Teil ist das Modell des Zugverbandes, zu dem die verschiedenen Wagen, die Lokomotive und die Kuppungen gehören. In diesem Modell sind auch die Trassierung und die Fahrwiderstände der einzelnen Fahrzeuge nachgebildet. Dieses Modell wurde mithilfe des MKS-Programms SIMPACK erstellt. Das zweite Modell, das mit dem Zugmodell verknüpft ist, ist das Modell der pneumatischen Bremse für Güterzüge, deren Verhalten mithilfe mathematischer Zusammenhänge in MATLAB modelliert wurde. Das Gesamtmodell wurde mithilfe Software *TrainDy*, die als Stand der Technik im Bereich der Güterzug-Längsdynamik gilt, validiert [5].

5.2.2 Modell pneumatische Bremse

Das Modell der pneumatischen Bremse berücksichtigt die Ansteuerung mithilfe des Führerbremssventils von der Lokomotive aus, die Luftströmung in der Hauptluftleitung, das Verhalten des Steuerventils und des Bremszylinders sowie die Bremsmechanik an jedem einzelnen Wagen. Der Modellierungsansatz basiert grundlegend auf den Überlegungen von Witt [20]. Das Modell kann sowohl die Funktion der Klotzbremse, als auch der Scheibenbremse abbilden.

Das Verhalten des Luftstromes innerhalb der Hauptluftleitung (HLL) wird als eindimensionale, isotherme, reibungsbehaftete Strömung eines kompressiblen Fluides modelliert, die durch ihre Kontinuitäts- und die Impulsgleichung charakterisiert ist [20]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} = F_1(\dot{m}_f) \quad 1$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 + c_{Luft}^2 \rho)}{\partial x} = F_2(\rho, u, \dot{m}_f) \quad 2$$

Dabei bezeichnet ρ die Dichte, u die Strömungsgeschwindigkeit und \dot{m}_f den Massenstrom des Fluides sowie c_{Luft} die Schallgeschwindigkeit. Die Größe F_1 beschreibt Dichteänderungen innerhalb des Fluides durch Zu- und Abflüsse, wie es z.B. am Führerbremssventil, an den Betriebsbremsbeschleunigern und den Steuerventilen der Fall

ist. Der Term F_2 steht für Impulsveränderungen der Strömung, die zum einen durch die genannten Quellen und Senken und zum anderen durch die Reibung der Luft an der Oberfläche der HLL ausgelöst werden [20].

Die Funktionsweise des Steuerventils, über zahlreiche Ventile den Druck der HLL in den korrespondierenden Druck im Bremszylinder umzusetzen, wird anhand einer Ersatzschaltung gleicher Funktion im Modell umgesetzt. Der Ansatz basiert im Wesentlichen auf den Arbeiten von Witt und Cantone et. al [6, 20, 52]. Der Aufbau des Bremszylinderdrucks läuft dabei in drei Phasen ab, die in Abbildung 31 anhand des entsprechenden Diagramms abgebildet sind. Phase I beim Befüllen, die in der Literatur auch als so genannter *application stroke* bezeichnet wird, läuft bis zum Anlegen der Bremssohlen am Rad bzw. der Bremsbacken an den Brems scheiben, wobei der Druck p_{AS} erreicht wird. In Phase II, dem so genannten *in-shot*, wird der Bremszylinder bis zum Erreichen eines Mindestdrucks p_{MD} möglichst schnell innerhalb einer vorgegebenen Zeit t_{MD} weiter befüllt. In der dritten Phase steigt der Bremszylinderdruck bis zum Erreichen des Maximaldrucks entsprechend der Bremsanforderung durch die HLL. Abhängig von der so genannten Eigenzeit des Steuerventils und dem Druckabfall in der HLL ist der Bremszylinderdruckaufbau in Phase III entweder durch eine Grenzkurve oder eine Transferfunktion begrenzt. Näheres dazu ist in der Dissertation von JOBST-FINKE nachzulesen [5]. Das beschriebene Verhalten wird im Modell mithilfe einer Funktion nachgebildet, die anhand der dazu definierten Größen in Abbildung 31 dargestellt ist.

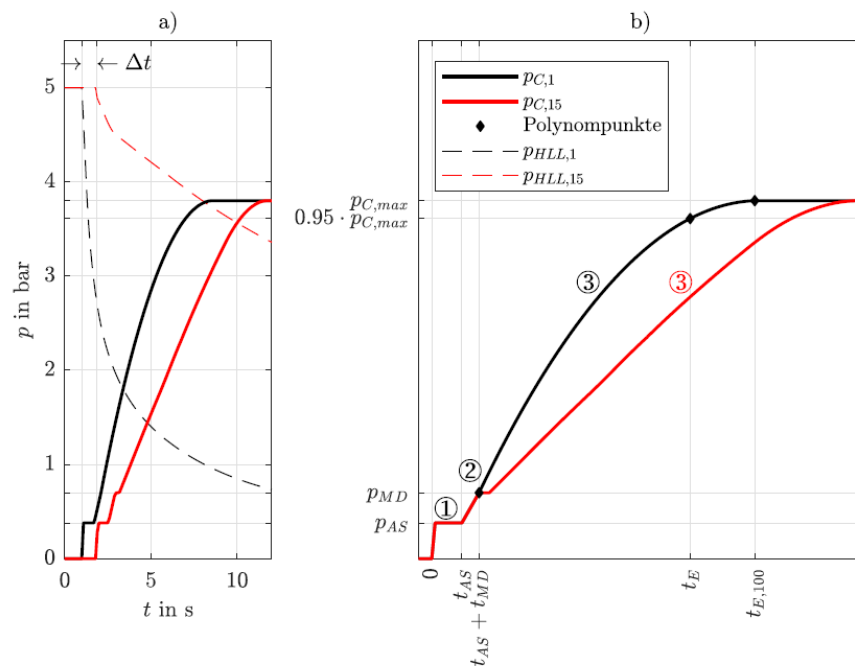


Abbildung 31: Exemplarischer Bremszylinderdruckaufbau am ersten und am 15. Fahrzeug eines 750 m-Zuges über die absolute Zeit (a) sowie über die Modellierungsparameter (b) [5]

Das Modell beinhaltet außerdem die Funktion des automatischen bzw. manuellen Lastwechsels. Mithilfe dieses Ventils verändert sich je nach Beladungszustand der Maximaldruck, der im Bremszylinder erreicht werden kann. Bei einem manuellen Lastwechsel kann dabei zwischen zwei verschiedenen Werten – 1,3 bar bzw. 3,8 bar – umgeschaltet werden. Der Umschaltvorgang zwischen den beiden Stufen erfolgt in der Realität manuell durch einen Bediener, wenn sich die Gesamtmasse eines Wagens ober- bzw. unterhalb eines bestimmten Umstellgewichtes befindet und auch im Modell wird die entsprechende Anpassung vorgenommen. Bei einem automatischen Lastwechsel wird der maximale Bremszylinderdruck bis zu einer bestimmten Gesamtmasse proportional geregelt und bleibt danach konstant auf dem Niveau des maximal möglichen Bremszylinderdrucks [5, 6, 20, 52].

Im letzten Schritt wird die Übertragung der Bremskraft vom Bremszylinder über die Bremsmechanik auf den Radsatz modelliert. Dabei werden die Hebelverhältnisse innerhalb des Bremsgestänges sowie der entsprechende Wirkungsgrad bei der Übersetzung sowie das Verhalten des Bremsgestängestellers berücksichtigt. Damit kann die Anpresskraft des Klotzes an das Rad bzw. der Bremsbacken an die Brems Scheibe berechnet werden. Die daraus resultierende Bremskraft am Rad ist dabei sowohl von

der Anpresskraft F_A selbst, als auch von der Reibgeschwindigkeit v abhängig. Nach Karwazki kann dieser Zusammenhang mithilfe der folgenden Formel (3) modelliert werden [53]. Die Größe μ entspricht dem wirksamen Reibkraft und gibt dementsprechend den Zusammenhang zwischen Anpresskraft F_A und wirksamer Bremskraft an. Die Koeffizienten k_1 bis k_5 sind dabei abhängig vom jeweiligen Reibmaterial (Grauguss, K-Sohle, LL-Sohle, Scheibenbremse etc.). Die daraus berechnete am Radsatz wirkende Bremskraft ist die Schnittstelle zum MKS-Modell des Zuges.

5.2.3 MKS-Modell

Das MKS-Modell zur Untersuchung der Zuglängsdynamik setzt sich zusammen aus den Submodellen des Triebfahrzeuges, der Wagen und der Kupplungen und besitzt einen Freiheitsgrad entlang der Gleiskoordinate. Der Aufbau ist schematisch in Abbildung 32 dargestellt.

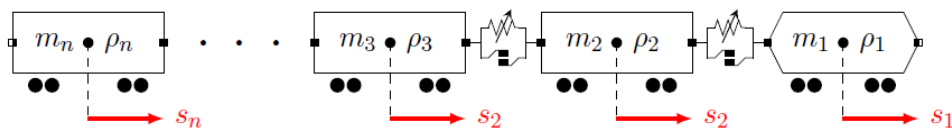


Abbildung 32: Schematische Darstellung des Gesamtmodells des Zuges [5]

Das Wagenmodell besteht aus einem Körper mit einer bestimmten Gesamtmasse m_{ges} , wobei die aus der Bewegung der Radsätze resultierenden rotatorischen Massenanteile über den so genannten Massenfaktor berücksichtigt werden [54]. Auf den Wagen wirken verschiedene äußere Kräfte: Die Bremskraft F_B , die aus dem Modell der pneumatischen Bremse stammt, der Laufwiderstand F_R und der Luftwiderstand F_L (siehe Abbildung 33a). Die beiden Widerstandskräfte unterscheiden sich je nach Güterwagengattung und Beladungszustand.

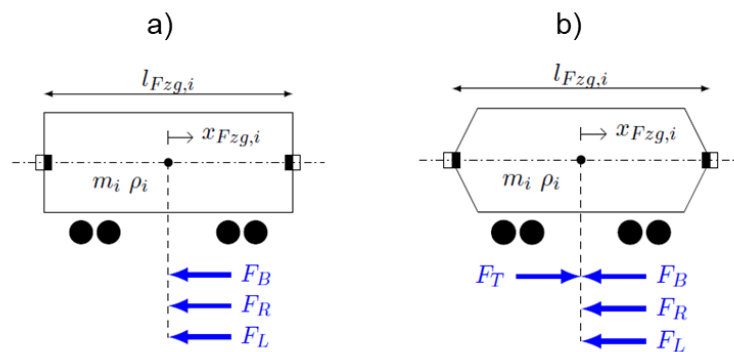


Abbildung 33: Auf die Modelle wirkende äußere Kräfte für a) Wagen und b) Triebfahrzeug, veränderte Darstellung nach [5]

Das Modell des Triebfahrzeuges (siehe Abbildung 33b) ist grundsätzlich ähnlich aufgebaut, wobei sich die beiden Modelle hinsichtlich des Massenfaktors sowie der Widerstandskräfte unterscheiden. Zusätzlich werden jedoch die Zugkraft F_z sowie die elektrodynamische Bremskraft F_{ED} der Lokomotive berücksichtigt. Diese Größen werden basierend auf der Gesamtleistung, dem verfügbaren Rad-Schiene-Kraftschluss sowie sonstigen Bedingungen, wie z.B. der Begrenzung der elektrodynamischen Bremskraft bei Lokomotiven bestimmt.

Das Modell der Kupplungen verbindet Lokomotive und den ersten Wagen sowie die weiteren Wagen untereinander. Der Aufbau ist schematisch in Abbildung 34 dargestellt, der Wert l_{ZSE} steht dabei für die nominelle Länge der Kupplung. Das Modell besteht aus zwei so genannten Kraftelementen (KE), die jeweils in Druck- bzw. Zugrichtung wirken und in denen das Verhalten der Federapparate modelliert wird. Es handelt sich dabei um Hysteresemodelle mit unterschiedlichen Kennlinien je nach Richtung des Hubes, die die Energieaufnahme durch die Federapparate berücksichtigen.

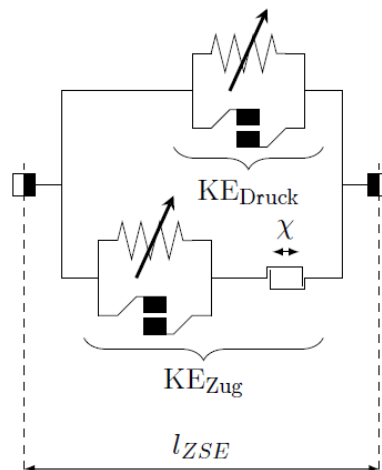


Abbildung 34: Schematische Darstellung des Modells der DAK für die Untersuchung der Längsdynamik [5]

Aufgrund der vergleichsweise niederfrequenten Vorgänge in der Zuglängsdynamik kann hier auf die Modellierung der dynamischen Kennlinie verzichtet und nur die jeweilige statische Kennlinie implementiert werden [6, 20, 55]. Der Verlauf der Kennlinie wird aus einer externen Quelle eingelesen und kann sowohl realen Kennlinien bestimmter Kupplungen, als auch synthetisch erzeugten, aber realistischen Verläufen entsprechen. Beim Übergang zwischen Zug- und Druckbeanspruchung bzw. umgekehrt wird im Modell das konstruktionsbedingte Kupplungsspiel χ berücksichtigt. Viele der Parameter, sowohl des Modells der pneumatischen Bremse, als auch des MKS-Zugmodells sind grundsätzlich variabel und können durch eine Simulationssteuerung automatisch variiert und an ein jeweiliges Szenario angepasst werden. Dies ist die Grundlage für die automatische Simulationssteuerung (siehe 4.5).

5.3 Auflaufstöße

Das MKS-Modell zur Untersuchung der Auflaufstöße stützt sich insbesondere auf die in 3.4 vorgestellten Untersuchungen zu Auflaufstößen mit verschiedenen Güterwagen-gattungen und Ladungen. Wie bei der Untersuchung der Längsdynamik wird auch hier ein eindimensionales MKS-Modell verwendet, das nur über einen Freiheitsgrad entlang der Gleisachse verfügt.

Entsprechend der Aussage aus dem UIC-Merkblatt 524, dass die Kraft in den am Stoß beteiligten Kupplungen unabhängig von der Anzahl der am Stoß beteiligten Wagen ist, wird bei den Versuchen bis auf eine Ausnahme mit einem Modell bestehend aus zwei Wagen – einem stoßenden und einem gestoßenen – sowie den entsprechenden Kupplungen dazwischen gearbeitet [1]. Im Gegensatz zur Untersuchung der Längsdynamik müssen dabei aufgrund der deutlich höheren Geschwindigkeiten der Vorgänge verschiedene dynamische Effekte berücksichtigt werden. Dies sind insbesondere die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Kennlinie der Federapparate, die Energieaufnahme durch Wagen, Anbauteile und die Ladung selbst, die Elastizität der Ladungssicherung sowie die Reibung der Ladung am Boden bzw. den Wänden des Laderaumes.

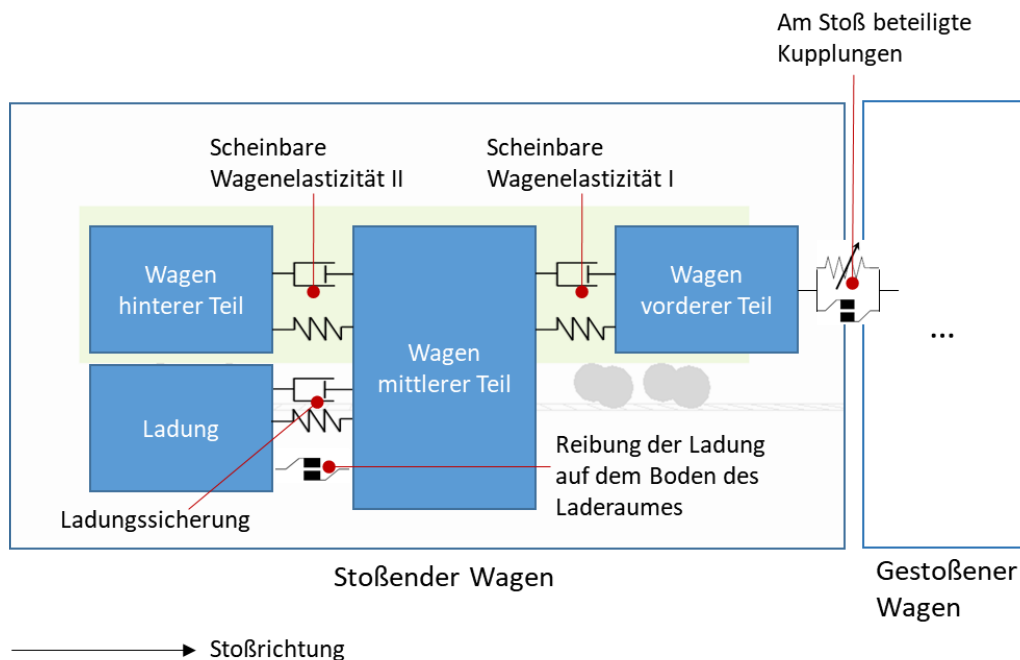


Abbildung 35: Übersicht MKS-Modell zur Untersuchung von Auflaufstößen

5.3.1 MKS-Modell Wagen

Die Elastizität der Wagenkonstruktion und ihrer Anbauteile hat einen wesentlichen Einfluss auf die Energie, die durch den Wagen während des Stoßes aufgenommen wird. Dieses Verhalten wird entsprechend den Angaben des ERRI-Berichtes B 36/RP 27 als scheinbare Wagenelastizität bezeichnet. Darin sind sowohl das elastische Verhalten, als auch der Energieverzehr durch die Wagenkonstruktion während des Stoßes berücksichtigt [14]. Das Wagenmodell zur Untersuchung der Auflaufstöße ist dazu in drei

Teile geteilt, wobei jeweils dazwischen Kraffelemente geschaltet sind, die das Verhalten der scheinbaren Wagenelastizität abbilden.

Um diese scheinbare Wagenelastizität für verschiedene Fälle (Wagentyp A stößt gegen Wagentyp B oder C mit Ladung D oder E usw.) zu bestimmen, werden zwei Ansätze untersucht: Zunächst wird dieses Verhalten im MKS-Modell durch ein physikalisches Ersatzmodell nachgebildet, in dem Feder- und Dämpfelemente mit entsprechend angepassten Parametern implementiert werden. Der Aufbau dieses Modells ist recht simpel, da die Wagenelastizität damit ohne Anpassungen für verschiedene Wagenmassen und der Stoßgeschwindigkeiten modelliert werden kann. Mit diesem Modellierungsansatz werden exemplarische Fälle aus dem ERRI-Bericht B 36/RP 25 nachsimuliert, die Ergebnisse sind in Abbildung 36 aufgeschlüsselt. In den drei Spalten wurden verschiedene Fälle überprüft: Zunächst wurden Stöße zwischen zwei Rs-Wagen, wobei die Masse jeweils konstant war und die Geschwindigkeiten in fünf Schritten variiert wurden, simuliert. Im zweiten Schritt wurden Stöße mit veränderter Wagengattung (Eas statt Rs) sowie variabler Fahrzeugmasse, aber mit gleicher Stoßeinrichtung betrachtet. Im dritten Schritt wurden erneut Stöße zwischen zwei Eas-Wagen mit verschiedenen Massen und Stoßgeschwindigkeiten, diesmal jedoch mit einer anderen Stoßeinrichtung untersucht. Die Ergebnisse der Simulationen werden mit den korrespondierenden Messergebnissen aus dem ERRI-Bericht B 36/RP25 verglichen. Der Vergleich zeigt, dass es für die ersten beiden Fälle mit der Stoßeinrichtung A eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation gibt. Im dritten Fall gibt es jedoch deutliche Ausreißer, in denen die Simulation in einigen Fällen deutlich zu hohe und in anderen Fällen zu niedrige Kräfte liefert, sodass man nicht mehr von einem systematischen Fehler sprechen kann. Daher lässt sich dieses physikalische Ersatzmodell nicht ohne Weiteres an das entsprechende Verhalten anpassen.

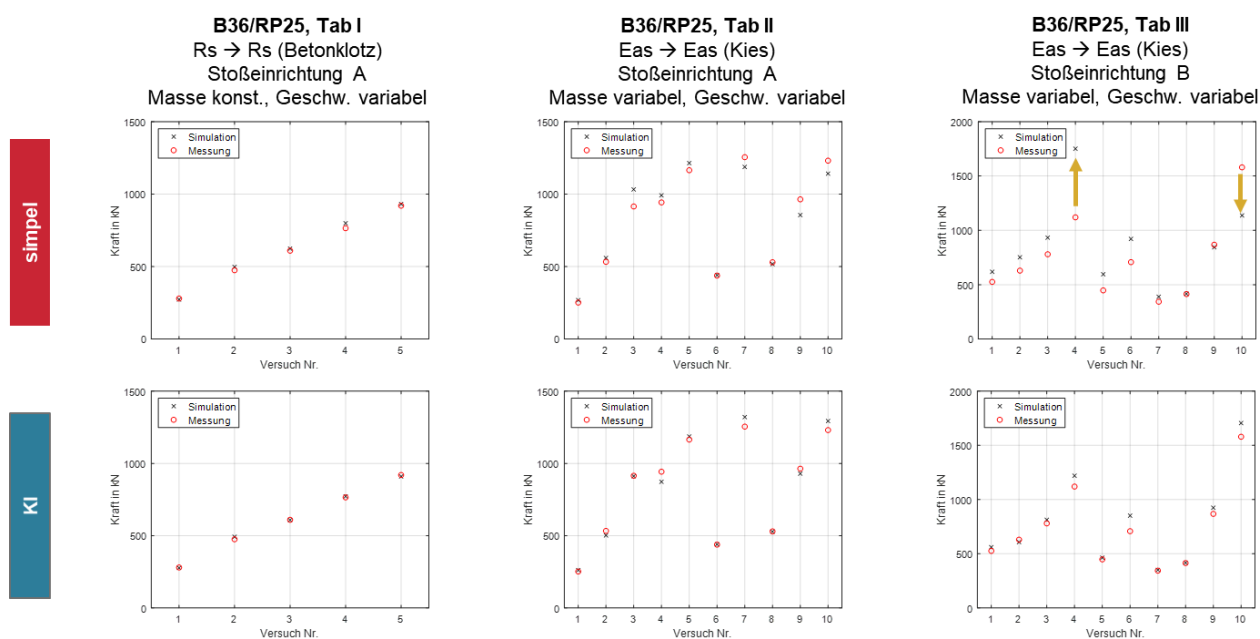


Abbildung 36: Vergleich der Verfahren zur Bestimmung der scheinbaren Wagenelastizität nach dem simplen Ansatz (oben) und dem KI-basierten Ansatz (unten)

Im zweiten Modellansatz wird das Verhalten der scheinbaren Wagenelastizität durch Verfahren der künstlichen Intelligenz (KI) approximiert. Die Eingangsgrößen sind dabei die entsprechenden Wagenmassen, Auflaufgeschwindigkeiten, Wagengattungen etc. entsprechend der Spezifikation zu den durchgeführten Versuchen im ERRI-Bericht B36/RP25 bzw. B36/RP27 [13, 14]. Die Ergebnisse sind ebenfalls in Abbildung 36 dargestellt. Man sieht dabei deutlich, dass das Modell für alle Fälle eine recht gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation zeigt und daher für die weiteren Untersuchungen genutzt wird. Das Verhalten dieses Modells ist nicht vollständig physikalisch begründbar, sodass die Übertragbarkeit auf andere Ladegüter und Wagengattungen nicht ganz zweifelsfrei möglich ist. In der verfügbaren Literatur sind jedoch wie in 3.4 ausgeführt Testergebnisse nur für sehr wenige Fälle verfügbar, von denen z.B. auf andere Wagengattungen extrapoliert wird. Je mehr Ergebnisse aus Auflaufstoßversuchen für weitere Warengattungen, Ladungen etc. und Kombinationen daraus bekannt sind, desto höhere Genauigkeit der Ergebnisse kann grundsätzlich mit diesem Verfahren erzielt werden.

Neben der scheinbaren Wagenelastizität werden im Modell die Steifigkeit der Ladungssicherung sowie die Reibung des Ladegutes am Wagenboden bzw. den Wänden in Form von Kraftelementen berücksichtigt (siehe Abbildung 35).

5.3.2 MKS-Modell Kupplung

Aufgrund der oben beschriebenen dynamischen Effekte muss auch das Modell der DAK gegenüber der Untersuchung der Längsdruckkräfte erweitert werden, um das dynamische Verhalten der Federapparate abbilden zu können. Für die Untersuchung der Auflaufstöße ist es nicht ausreichend, nur die statische Kennlinie der Kupplung zu kennen und im Modell zu implementieren. Die Herausforderung dabei ist es, verschiedene mögliche Charakteristiken der DAK mit dem Modell abbilden zu können. Dazu zählt grundsätzlich die Unterscheidung zwischen Federapparaten mit Elastomer- und Ringfeder-elementen, die sich grundlegend hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens unterscheiden. Zusätzlich gibt es jeweils im Details herstellerspezifische Unterschiede aufgrund unterschiedlicher verwendeter Materialien, Geometrien etc., sodass das Modell stark parametrisiert aufgebaut sein muss, um eine möglichst breite Palette unterschiedlicher möglicher Verhaltensweisen abbilden zu können. Die exemplarischen Kennlinien, die im Folgenden gezeigt werden, basieren auf Daten, die von den Partnern im Rahmen dieses Projektes zur Verfügung gestellt wurden. Das jeweilige Verhalten wurde entsprechend diesen Angaben im Modell umgesetzt.

Das dynamische Verhalten für zwei verschiedene exemplarische Federapparate mit Ringfeder-elementen ist in Abbildung 37 dargestellt. Bei dieser Art der Konstruktion unterscheiden sich die statischen und dynamischen Kennlinien nur geringfügig voneinander und sind teilweise sogar kongruent (Ringfeder 1). Im anderen dargestellten Fall verlaufen die Kennlinien im Bereich geringer Einfederungen zunächst fast deckungsgleich. Bei größeren Federwegen liegt die dynamische Kennlinie unterhalb der statischen Kennlinie, steigt jedoch kurz vor Erreichen des Anschlages stark an. Um dieses Verhalten nachzubilden, kann auf allgemeine Modelle aus der einschlägigen Literatur zur Modellierung zurückgegriffen werden.

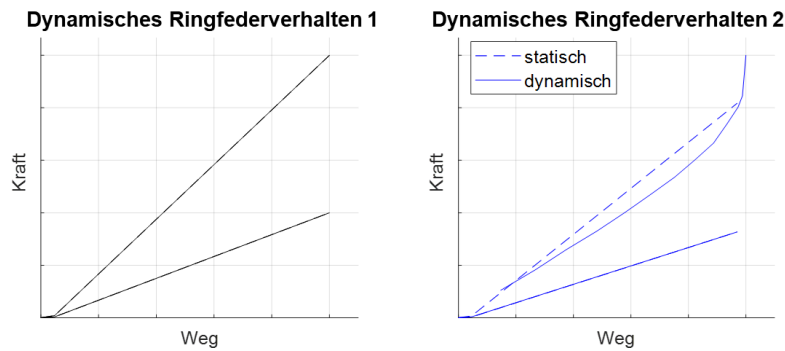


Abbildung 37: Dynamisches Verhalten von Federapparaten mit Ringfederelementen

Bei Federapparaten mit Elastomerelementen gibt es aufgrund des Materialverhaltens deutlich größere Unterschiede zwischen dem statischen und dem dynamischen Verhalten und auch hier offenbaren sich herstellerspezifische Unterschiede. Die Kennlinien zweier exemplarischer Federapparate mit Elastomerelementen sind in Abbildung 38 dargestellt. Im Bereich sehr kleiner Einfederungen liegt im Fall 1 die dynamische Kennlinie unterhalb der statischen Kennlinie während sie im Fall 2 deutlich darüber liegt. Bei größeren Auslenkungen zeigen beide zunächst ein prinzipiell ähnliches Verhalten, bei dem die dynamische Kennlinie über der jeweiligen statischen liegt. Deutliche Abweichungen gibt es jedoch wieder im Bereich hoher Einfederungen in der Nähe des Anschlages: Im Fall 1 erreicht die dynamische Kennlinie dabei eine niedrigere Endkraft als die statische, während es im Fall 2 genau umgekehrt ist und die dynamische Kennlinie hier somit durchgängig über der statischen.

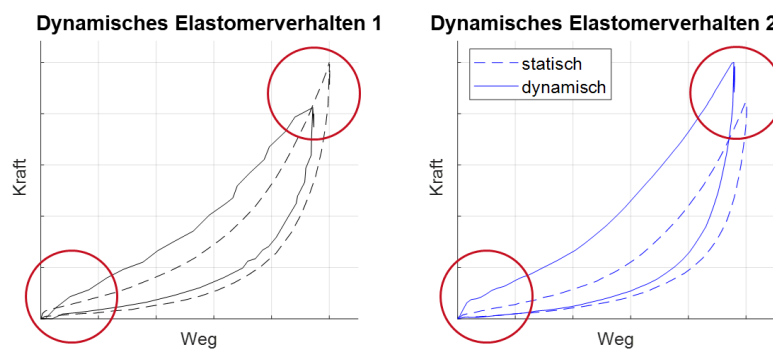


Abbildung 38: Dynamisches Verhalten von Federapparaten mit Elastomerelementen

Neben den dynamischen Effekten muss das Modell der Kupplung den Kuppelvorgang selbst berücksichtigen. Zunächst sind stoßender und gestoßener Wagen nicht

miteinander verbunden, erst in dem Moment, wo die beiden Kupplungsebenen übereinanderliegen, kommt es zum Kuppeln.

6. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchung auf Basis der vorgestellten Methodik und der Modelle dargestellt. Die Betrachtung erfolgt anhand der verschiedenen Teiluntersuchungen. Das Ziel ist dabei herauszufinden, wie die Parameter für welche Fälle optimal gewählt werden können und in welche Richtung sich eine Optimierung auswirkt.

6.1 Ertragbare Längsdruckkräfte

Bei der Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte stehen mehrere Ziele im Vordergrund: Bezogen auf das Kernthema dieser Studie, die Untersuchung der dynamischen Parameter, soll untersucht werden, inwiefern diese einen Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte haben. Darüber hinaus wird der Einfluss zweier genereller Konstruktionsparameter der DAK – die Kupplungsarmlänge und das Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes – näher beleuchtet. Eine dritte wichtige Zielsetzung ist die Untersuchung, inwiefern Parameter des Testverfahrens einen Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte haben.

6.1.1 Sensitivitätsanalyse

Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse sollen zunächst die einflussreichsten Parameter identifiziert und im zweiten Schritt ihre jeweilige Ausprägung analysiert werden. Dabei wird differenziert zwischen der Kupplung mit und der Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk. Die Ergebnisse werden exemplarisch für einen Drehzapfenabstand von 8m dargestellt, wobei die weiteren Wagenparameter weiterhin als variabel betrachtet werden.

Das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für die DAK mit Stabilisierungsgelenk ist in Abbildung 39 dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung sind zunächst alle Parameter mit ihrem jeweiligen Parametereinfluss dargestellt, wobei die gestrichelte rote Linie die Grenze zwischen einflussreichen und nicht einflussreichen Parametern markiert. Die Parameter sind in der Reihenfolge ihres Einflusses geordnet. Außerdem ist dargestellt, ob es sich um Parameter handelt, die Eigenschaften des Wagens, der Kupplung oder des Testverfahrens zur Ermittlung der ertragbaren Längsdruckkräfte sind. Im unteren Teil der Abbildung wird eine Einordnung der Parameter vorgenommen, wobei die

Parameter zunächst in einflussreiche und nicht einflussreiche Parameter geclustert werden. In diesem Fall hat die Länge des Kupplungsarmes den größten Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte. Die Kupplungsarmlänge ist primär ein geometrischer Parameter, der die Stellung der Fahrzeuge mit den dazwischenliegenden Winkeln beeinflusst und damit auch einen großen Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte nimmt. Dieser Wert wird im Rahmen dieses Projektes als variabel betrachtet, da es sich im Wesentlichen um einen veränderlichen Konstruktionsparameter der DAK handelt. Im Gegensatz zu früheren Betrachtungen (siehe 3.3) ist hier kein bestimmter Wert festgelegt. Die weiteren Parameter, die sich als einflussreich für die ertragbaren Längsdruckkräfte herausgestellt haben, beziehen sich auf das angewandte Testverfahren. Es handelt sich um die zugrundeliegende Höhendifferenz zwischen den Rahmenwagen und dem Untersuchungswagen sowie die jeweiligen Drehzapfenabstände der Rahmenwagen. Da diese Parameter einen großen Einfluss besitzen und das Testverfahren für die ertragbaren Längsdruckkräfte von Güterwagen mit DAK bisher noch nicht von der DIN EN 15839 erfasst ist, müssen diese Parameter bei einem zu erarbeitenden genormten Versuchsaufbau genau definiert werden [33]. Die restlichen Parameter, zu denen auch die dynamischen Parameter, die im Zentrum dieser Studie stehen, gehören, erweisen sich hier als wenig einflussreich.

Einflussgrößen auf ertragbare Längsdruckkräfte

Drehgestell-Güterwagen mit Y25-Drehgestellen | Mittelpufferkupplung mit Stabilisierungsgelenk | Drehzapfenabstand Wagen: 8m | Anzahl Variationen: 512

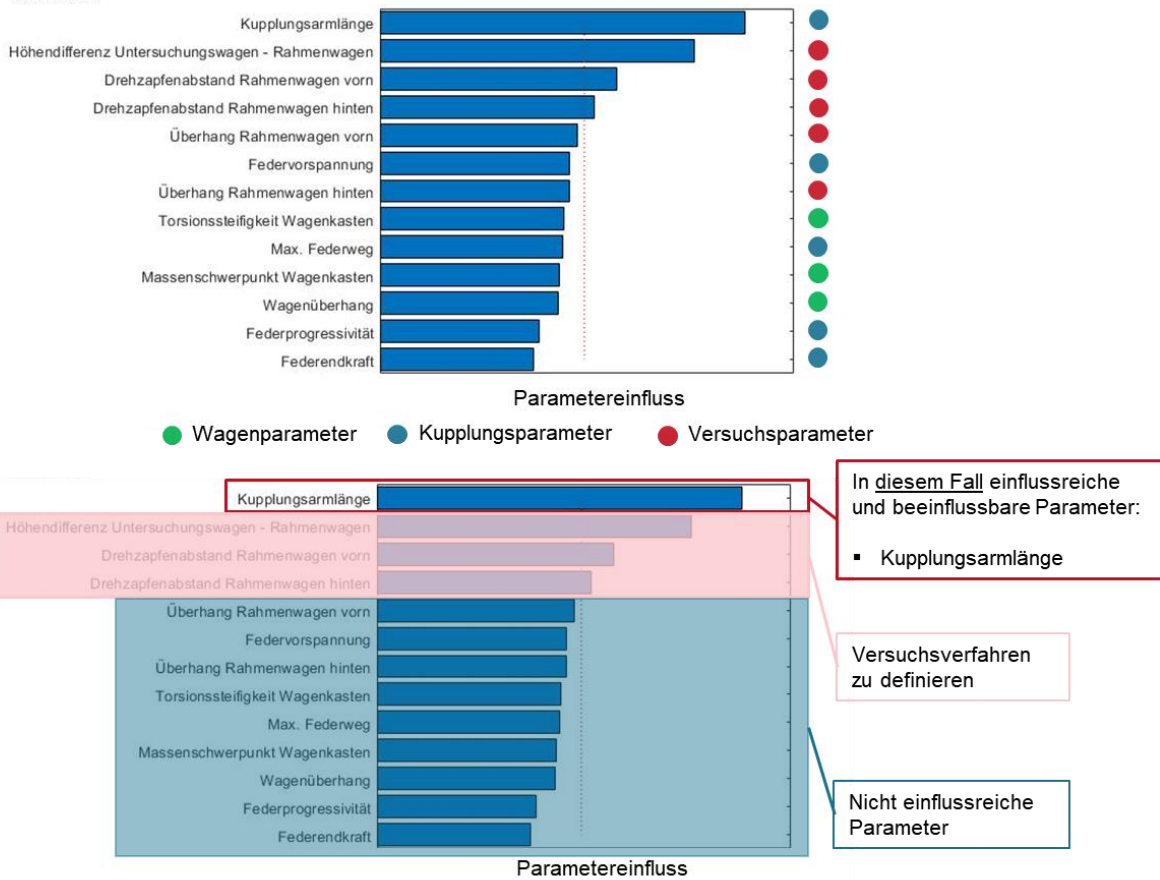


Abbildung 39: Identifikation von Einflussgrößen auf die ertragbaren Längsdruckkräfte für die DAK mit Stabilisierungsgelenk

Im zweiten Schritt wird analysiert, welche Parameterausprägungen sich wie auf die ertragbaren Längsdruckkräfte bei einer DAK mit Stabilisierungsgelenk auswirken. In Abbildung 40 sind die Summenhäufigkeiten⁴ für verschiedene Parameterausprägungen dargestellt. Die Darstellung ist getrennt nach den drei bereits oben genannten Gruppen von Parametern, wobei hier sowohl einflussreiche, als auch wenig einflussreiche Parameter aufgeführt werden. Für jeden Parameter ist aufgeführt, wie sich die Ausprägung dieses Parameters auf die ertragbaren Längsdruckkräfte auswirkt. Aus Gründen der Darstellbarkeit werden die Parameter in fünf abgestufte Gruppen von einer niedrigen bis zu einer hohen Ausprägung eingeteilt. Das bedeutet z.B., dass sich in der Gruppe mit der niedrigsten Ausprägung alle jene Fälle befinden, bei denen der

⁴ Näheres zur Darstellung und Interpretation von Summenhäufigkeiten in Anhang A.

Wert des jeweiligen Parameters sich um untersten Fünftel des Wertebereichs befindet. Umgekehrt verhält es sich mit der Gruppe mit der höchsten Ausprägung, d.h. hier werden alle Fälle erfasst, bei denen der Wert sich in den oberen 20% des Wertebereiches befindet. Die dazwischenliegenden Gruppen sind entsprechend abgestuft. Auch in der Darstellung der Summenhäufigkeiten lassen sich die einflussreichen und weniger einflussreichen Parameter optisch gut identifizieren: Bei den einflussreichen Parametern liegen die Graphen der einzelnen Gruppen weit auseinander und sind stark aufgefächert, bei den weniger einflussreichen Parametern liegen die Graphen dagegen eng beieinander und schneiden sich mitunter mehrmals.

Einflussgrößen auf ertragbare Längsdruckkräfte

Drehgestell-Güterwagen mit Y25-Drehgestellen | Mittelpufferkupplung mit Stabilisierungsgelenk | Drehzapfenabstand Wagen: 8m | Anzahl Variationen: 512

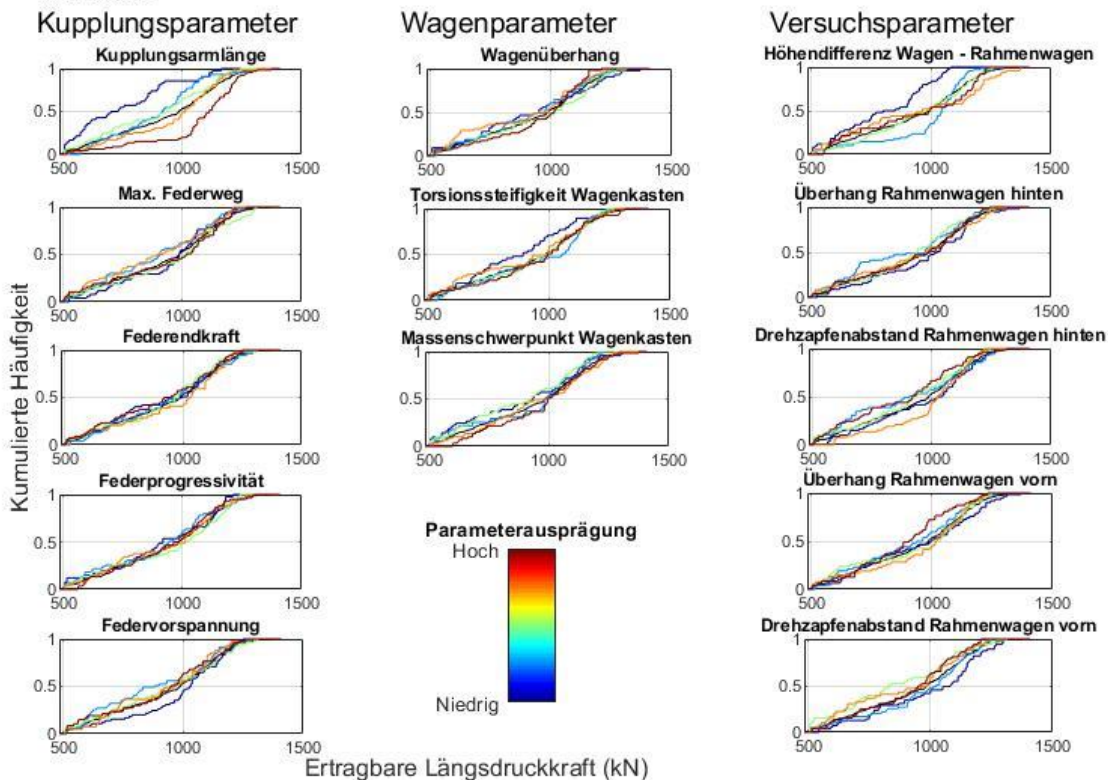


Abbildung 40: Parameterausprägungen der ertragbaren Längsdruckkräfte für Kupplung mit Stabilisierungsgelenk

Bevor konkrete Parameter betrachtet werden, ist beim Blick auf die Ergebnisse festzustellen, dass es bei den ertragbaren Längsdruckkräften einen sehr breiten Streubereich gibt. Am unteren Ende der Skala gibt es eine gewisse Zahl von Szenarien, bei denen Parameter in ungünstiger Weise überlagert wurde, was zu ertragbaren

Längsdruckkräften führt, die sich unterhalb der nach UIC 530 1/2 geforderten 600 kN befinden. Am oberen Ende der Skala gibt es jedoch auch Fälle, die zu ertragbaren Längsdruckkräften von bis zu 1.400 kN führen.

Bei der Betrachtung der Parameterausprägungen soll an dieser Stelle nur auf die einflussreichen Parameter eingegangen werden. Die Ergebnisse zeigen, dass ein möglichst langer Kupplungsarm im Mittel zu deutlich höheren ertragbaren Längsdruckkräften führt. Bei den o.g. Parametern, die das Testverfahren betreffen, ist der Einfluss nicht so eindeutig zu sehen, was vermutlich daran liegt, dass die geometrischen Parameter der Rahmenwagen nicht ganz unabhängig voneinander betrachtet werden können und es untereinander Wechselwirkungen gibt. Auch beim Einfluss der Höhendifferenz zeigt sich kein klares Bild, was möglicherweise mit dem nichtlinearen Verhalten des Stabilisierungsgelenkes bei Winkelversatz zusammenhängt.

Die Betrachtung wird analog für die Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk durchgeführt. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse sind in Abbildung 41 aufgeführt. Gegenüber der vorigen Betrachtung gibt es verschiedene Gemeinsamkeiten und Unterschiede. In beiden Fällen spielt die Länge des Kupplungsarmes eine sehr wichtige Rolle, hier kommt jedoch der Wagenüberhang des untersuchten Wagens als einflussreicher wagenspezifischer Parameter hinzu. Da die ertragbare Längsdruckkraft eine Kenngröße des Wagens selbst ist, wird dieser Parameter als variabel betrachtet. Dies trifft insofern nur auf neu zu konstruierende Güterwagen und nicht auf Bestandsgüterwagen zu, die in ihrer Geometrie natürlich nicht veränderlich sind. Zudem spielen zwei Parameter des Testverfahrens eine wichtige Rolle, die Höhendifferenz zwischen dem untersuchten und dem Untersuchungswagen sowie der Wagenüberhang des hinteren Rahmenwagens.

Einflussgrößen auf ertragbare Längsdruckkräfte

Drehgestell-Güterwagen mit Y25-Drehgestellen | Mittelpufferkupplung ohne Stabilisierungsgelenk | Drehzapfenabstand Wagen: 8m | Anzahl Variationen: 512

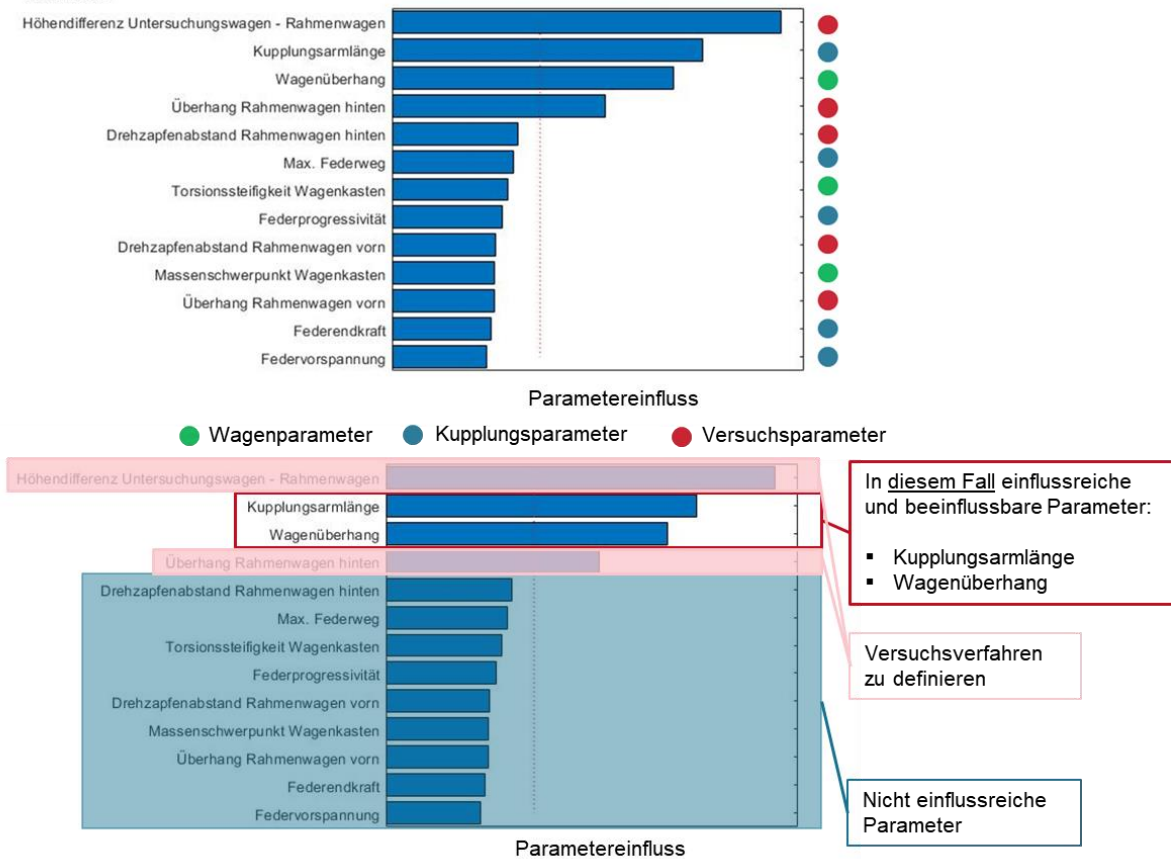


Abbildung 41: Identifikation von Einflussgrößen auf die ertragbaren Längsdruckkräfte für die DAK ohne Stabilisierungsgelenk

Betrachtet man den Einfluss verschiedener Parameterausprägungen auf die ertragbaren Längsdruckkräfte (siehe Abbildung 42), fällt zunächst auf, dass der Streubereich der Ergebnisse zwischen den simulierten Szenarien deutlich niedriger ist. Die größten ertragbaren Längsdruckkräfte in den Simulationen liegen für diesen Fall bei ca. 800 kN. Außerdem lässt sich der Einfluss verschiedener Ausprägungen deutlich klarer ablesen, was vermutlich daran liegt, dass die Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk ein deutlich lineareres Verhalten bei Seiten-, Höhen- und Winkelversatz zwischen benachbarten Wagen besitzt. Analog zur vorherigen Betrachtung führt eine längerer Kuppelungsarm im Mittel zu höheren ertragbaren Längsdruckkräften. Umgekehrt verhält es sich beim Wagenüberhang, wo sich ein kleiner Wert sowohl beim Untersuchungs-, als auch bei den Rahmenwagen als vorteilhaft erweist. Je niedriger die Höhendifferenz

zwischen den beiden benachbarten Wagen ist, desto höher liegen die ertragbaren Längsdruckkräfte.

Einflussgrößen auf ertragbare Längsdruckkräfte

Drehgestell-Güterwagen mit Y25-Drehgestellen | Mittelpufferkupplung ohne Stabilisierungsgelenk | Drehzapfenabstand Wagen: 8m | Anzahl Variationen: 512

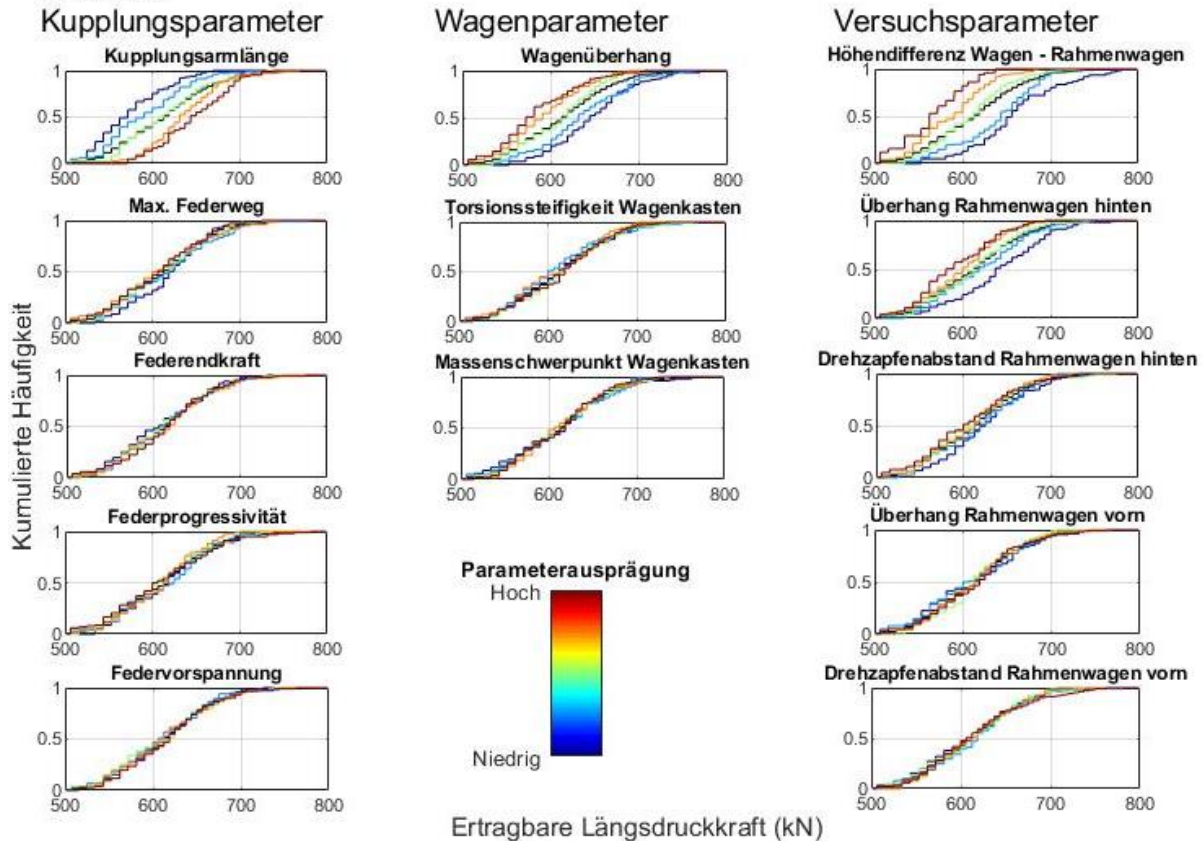


Abbildung 42: Parameterausprägungen der ertragbaren Längsdruckkräfte für Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk

Im letzten Schritt dieser Untersuchung werden die ertragbaren Längsdruckkräfte über alle betrachteten Szenarien zwischen der Kupplung mit und der Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk gegenübergestellt. Das Ergebnis ist in Abbildung 43 dargestellt. In der Gegenüberstellung zeigen sich die oben beschriebenen Effekte, dass mit einer Kupplung mit Stabilisierungsgelenk im Mittel deutlich höhere Längsdruckkräfte ertragen lassen. Der in den Simulationen maximal aufgetretene Wert liegt mit 1.400 kN gegenüber 800 kN um ca. 75% höher. Betrachtet man den in der UIC 530 1/2 geforderten Mindestwert von 600 kN, so liegen für die Kupplung mit Stabilisierungsgelenk nur etwa 12% der Szenarien unterhalb dieses Wertes, während es für die Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk ca. 40% sind. Auffällig ist jedoch, dass in beiden Fälle die

minimale ertragbare Längsdruckkräfte in einem ähnlichen Bereich bei ca. 500 kN für einige Szenarien liegt.

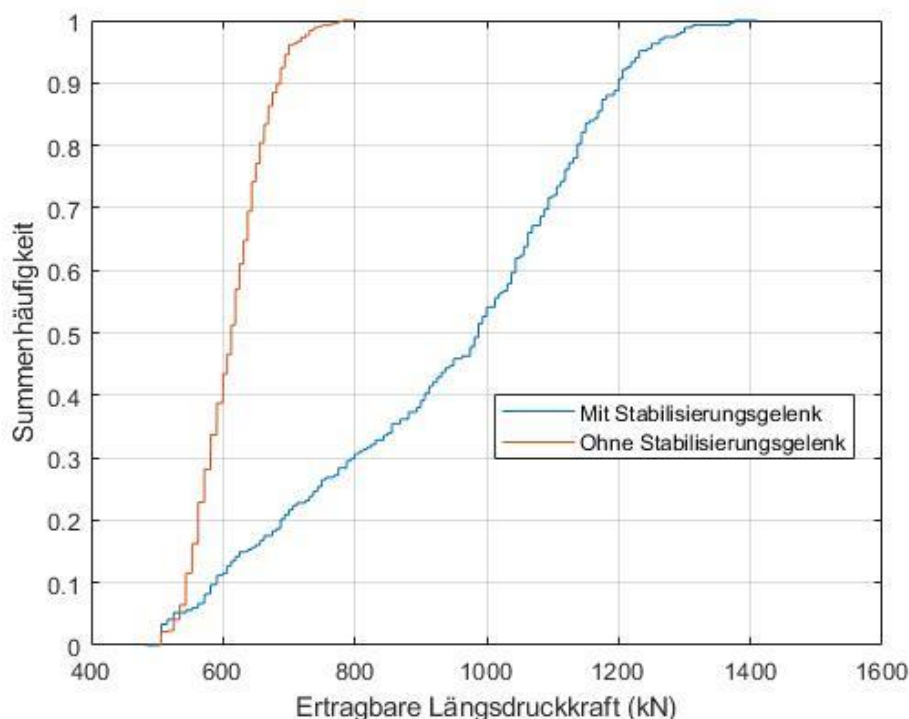


Abbildung 43: Vergleich der ertragbaren Längsdruckkräfte über alle Szenarien

6.1.2 Zwischenfazit

Die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte zeigt allgemein, dass das Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes einen großen Einfluss auf den Betrag der ertragbaren Längsdruckkräfte hat. Ein Stabilisierungsgelenk führt im Mittel zu deutlich höheren ertragbaren Längsdruckkräften, was wenig überraschend ist, da dies der ursprüngliche Grund für dessen Einführung war. Trotzdem zeigen die Simulationen, dass es auch bei vorhandenem Stabilisierungsgelenk Fälle, d.h. z.B. Wagen mit einer ungünstigen Kombination aus Drehzapfenabstand und Wagenüberhang, geben kann, in denen die ertragbaren Längsdruckkräfte trotzdem unterhalb des von der UIC 530 1/2 vorgegebenen Wertes von 600 kN liegen.

Bezogen auf die Konstruktion und Auslegung der Kupplung zeigt sich, dass sich ein möglichst langer Kupplungsarm positiv auf die ertragbaren Längsdruckkräfte auswirkt.

Sowohl bei der Betrachtung der Kupplung ohne, als auch mit Stabilisierungsgelenk spielen die dynamischen Parameter nur eine untergeordnete Rolle und werden von anderen Einflussfaktoren dominiert. Das bedeutet, dass eine Optimierung dieser Parameter weitestgehend unabhängig von der Betrachtung der ertragbaren Längsdruckkräfte erfolgen kann und der Fokus dabei auf Längsdynamik und Auflaufstößen liegen sollte.

In den Ergebnissen zeigt sich, dass die Bedingungen, unter denen die ertragbaren Längsdruckkräfte ermittelt werden, einen großen Einfluss auf die entsprechenden Ergebnisse haben. Neben den dargestellten Parametern gilt dies vermutlich ebenso für die Gleisgeometrie, anhand der die Versuche durchgeführt werden. Es gibt für Güterwagen mit automatischer Kupplung noch kein allgemein definiertes Testverfahren, da sich die zugehörige Norm DIN EN 15839 nur auf Güterwagen mit Seitenpuffern bezieht [33]. Zudem sind die Entgleisungskriterien, die praktisch den Grenzwert für die ertragbaren Längsdruckkräfte darstellen nicht zweifelsfrei von Güterwagen mit Schraubenkupplung und Seitenpuffern auf Güterwagen mit DAK übertragbar. Der Begriff der ertragbaren Längsdruckkräfte weist daher eine gewisse Unschärfe auf und es gibt weiteren Forschungsbedarf im Zusammenhang mit den ertragbaren Längsdruckkräften von Güterwagen mit DAK.

Einschränkend ist zudem hinzuzufügen, dass die Ergebnisse dieser Betrachtung primär Tendenzen aufzeigen, wobei die konkreten Werte für einzelne Szenarien von untergeordneter Bedeutung sind. Die Betrachtungen basieren auf Simulationen, die mangels verfügbarer Referenzen nicht mit Versuchen abgeglichen werden können. In der Simulation herrschen praktisch Laborbedingungen, was sich sowohl negativ, als auch positiv auf die ertragbaren Längsdruckkräfte im Ergebnis auswirken könnte. Für detaillierte Betrachtungen wäre es wünschenswert, nach einer ähnlichen Methodik für eine gewisse Anzahl verschiedener Zusammenstellungen von Wagen und Kupplung für verschiedene Testbedingungen Referenzergebnisse zum Vergleich heranziehen zu können.

6.2 Längsdynamik

6.2.1 Sensitivitätsanalyse

Das Ziel der Sensitivitätsanalyse für die durch Längsdynamik auftretenden Kräfte ist analog zur Betrachtung der ertragbaren Längsdruckkräfte im ersten Schritt die Identifikation besonders einflussreicher Parameter und im zweiten Schritt die Ermittlung günstiger Ausprägungen für diese Parameter. Aus verschiedenen Gründen ist dabei jedoch eine deutlich stärkere Differenzierung erforderlich. Bei der Betrachtung muss zunächst zwischen den verschiedenen Basisszenarien, wie z.B. Betriebsbremsung, Schnellbremsung oder Anfahren, unterschieden werden. Die verschiedenen Szenarien haben unterschiedliche längsdynamische Effekte zur Folge, daher haben verschiedene Faktoren je nach Szenario einen unterschiedlich starken Einfluss. Darüber hinaus muss auch anhand der verschiedenen Basiszüge mit unterschiedlichen Längen differenziert werden: Bestimmte Parameter wirken sich bei kurzen Zügen anders aus als bei langen Zügen und umgekehrt. Ähnlich verhält es sich mit unterschiedlichen Massenanordnungen und Massenverteilungen der Züge.

Übergeordnet ist die Sensitivitätsanalyse auch eine Frage der angewandten Methodik. Wie in 4.2 dargelegt, bezieht sich die Sensitivitätsanalyse stets auf eine bestimmte Ausgabegröße. Bei der Betrachtung der Längsdynamik gibt es dafür jedoch verschiedene Möglichkeiten, z.B. den Maximalwert der Längsdruck- oder Längszugkräfte, gefiltert oder ungefiltert, einen jeweils korrespondierenden Mittelwert oder auch ein Kennwert für die auftretende Dynamik. Je nachdem, welche Ausgabegröße der Betrachtung zugrunde liegt, können Parameter einen unterschiedlich starken Einfluss haben.

Detaillierte Betrachtungen dazu werden von JOBSTFINKE im Rahmen seiner Dissertation durchgeführt [5]. Im Rahmen dieser Studie wird auf diese Betrachtungen zurückgegriffen und im Folgenden einige ausgewählte Ergebnisse in Übersichten dargestellt.

Betriebsszenario Bremsung

In Abbildung 44 ist das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für Schnellbremsungen von 750m-Zügen mit der Massenverteilung 30/60/10 in der Anordnung Ganzzug mit K-Sohlen abgebildet. Die zugrundeliegende Ausgabegröße ist die jeweilige maximale Längsdruckkraft gefiltert über eine Zeitspanne von 1s. Im linken Teil der Abbildung ist die Summenhäufigkeit der auftretenden maximalen Längsdruckkräfte über alle

Simulationen, die zu diesem Szenario gehören, aufgeführt. Diese Darstellung zeigt, dass in etwa 40% der simulierten Parameterkombinationen die auftretenden Längsdruckkräfte bei der Schnellbremsung für dieses Szenario nicht größer als 250 kN sind. In etwas mehr 90% der Simulationen liegt die Kraft unterhalb von 500 kN. Für die restlichen Parameterkombinationen ergeben sich maximale Längsdruckkräfte von bis zu 700 kN.

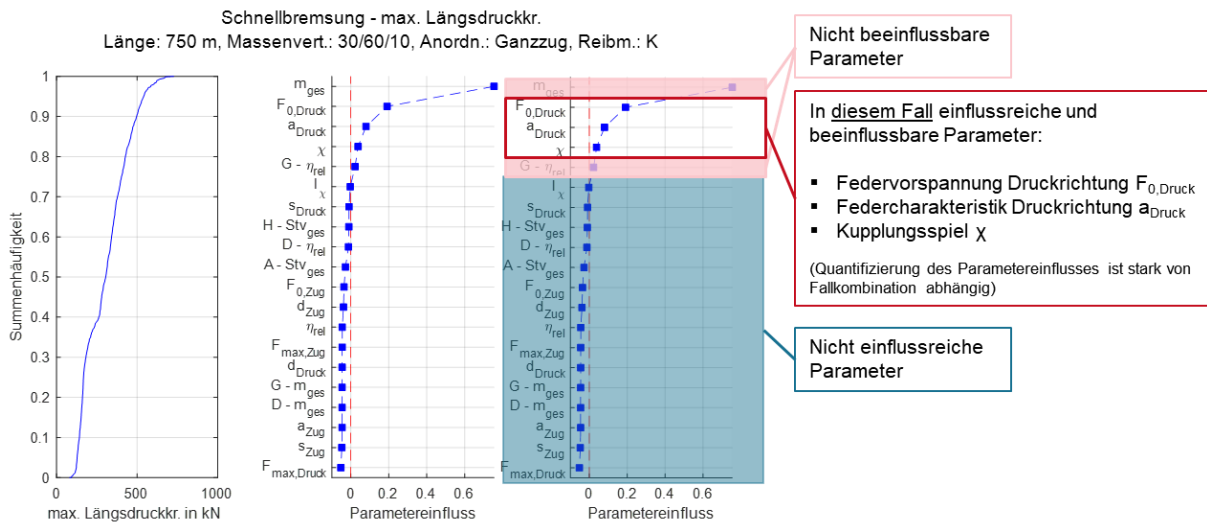


Abbildung 44: Identifikation einflussreicher Parameter für die Längsdynamik bei Schnellbremsung für exemplarischen Fall

Im rechten Teil der Abbildung ist der Parametereinfluss der einzelnen Parameter dargestellt. Die Parameter sind entsprechend ihres Einflusses abgestuft und die rote vertikale Linie trennt einflussreiche und nicht einflussreiche Parameter. Den mit Abstand größten Einfluss hat in diesem Szenario die Gesamtmasse des Zuges, wobei tendenziell höhere Massen zu höheren Kräften führen. Dieser Parameter ist nicht beeinflussbar, da die Gesamtmasse nicht ohne betriebliche Einschränkungen auf einen bestimmten Wert limitiert werden kann. Ebenfalls einflussreich ist die Verteilung von Wagen mit unterschiedlichen Wirkungsgraden des Bremsgestänges über den Zug. Auch dieser Parameter ist nicht beeinflussbar, da der Bremsgestängewirkungsgrad für einen Wagen in der Regel nicht bekannt ist und u.a. vom jeweiligen Instandhaltungszustand abhängt. Bei der Zusammenstellung von Zügen kann dieser Parameter aus naheliegenden Gründen nicht berücksichtigt werden, sodass verschiedenste Anordnungen im Betrieb auftreten können.

Unter den besonders einflussreichen Parametern gibt es jedoch drei Parameter, die die Auslegung der Kupplung betreffen und somit beeinflussbar sind: Die Federvorspannung in Druckrichtung, die Federcharakteristik in Druckrichtung (degressive, lineare oder progressive Kennlinie) sowie das Kupplungsspiel. Im Folgenden werden die Auswirkungen der jeweiligen Ausprägungen für diese drei Parameter untersucht. Die Betrachtung wird dazu etwas erweitert und für die zugrundeliegenden Szenarien werden die Auswirkungen der Ausprägungen sowohl auf die maximal auftretenden Längsdruck- als auch auf die Längszugkräfte in den Blick genommen.

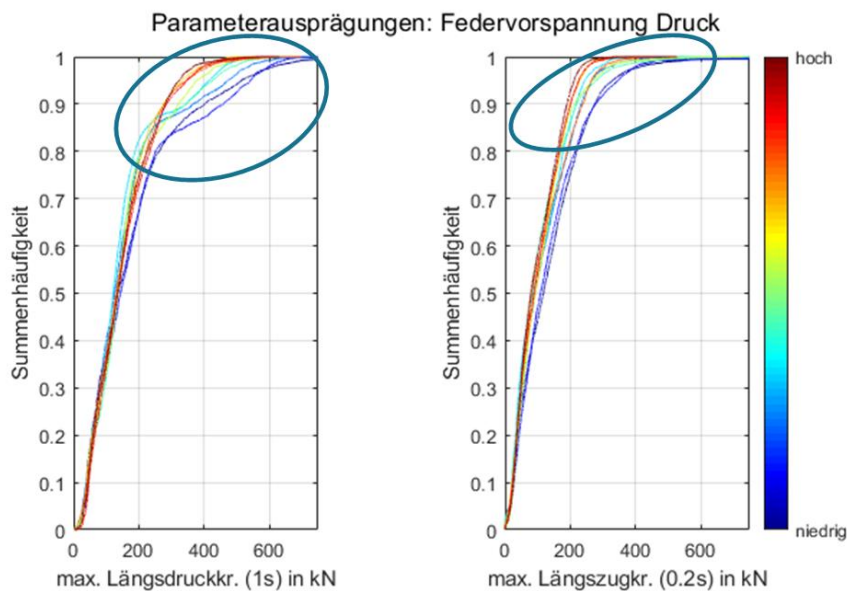


Abbildung 45: Parameterausprägung der Federvorspannung in Druckrichtung bei Schnellbremsung

Abbildung 45 zeigt die Parameterausprägung der Federvorspannung in Druckrichtung über sämtliche simulierte Schnell- und Betriebsbremsungen über alle Szenarien hinweg. Links ist der Einfluss auf die maximalen Längsdruck- und rechts auf die Längszugkräfte dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass die Unterschiede verschiedener hoher Vorspannungen in Druckrichtung in Szenarien, in denen das Kraftniveau insgesamt niedrig ist, ebenfalls niedrig bleiben. Im Bereich hoher Kräfte gibt es jedoch deutliche Unterschiede zwischen verschiedenen Ausprägungen. Insgesamt wirkt sich eine möglichst hohe Vorspannung in Druckrichtung sowohl positiv auf die Kräfte in Druck-, als auch in Zugrichtung aus.

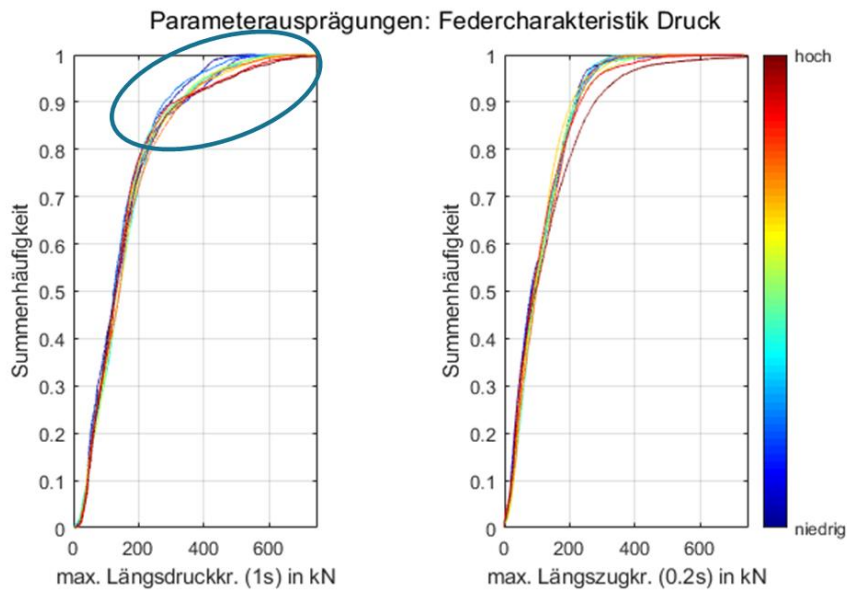


Abbildung 46: Parameterausprägung der Federcharakteristik in Druckrichtung bei Schnellbremsung

Die Parameterausprägungen für die Federcharakteristik in Druckrichtung sind in Abbildung 46 aufgetragen. Die Parameterausprägungen sind hier weniger intuitiv zu interpretieren: Ein hoher Wert bedeutet eine progressivere Kennlinie, niedrige Werte stehen für degressive bis lineare Kennlinienverläufe. Ähnlich wie für die Federvorspannung spielen unterschiedliche Ausprägungen in Fällen mit insgesamt niedrigem Kraftniveau nur eine geringe Rolle. Der Einfluss zeigt sich jedoch im hohen Kraftbereich sehr deutlich. Man sieht hier, dass niedrige Werte zu niedrigen Kräften und hohe Werte zu hohen Kräften führen. Insgesamt sind also lineare oder im besten Fall sogar degressive Kennlinien von Vorteil sowohl bezogen auf die auftretenden Längsdruck-, als auch Längszugkräfte.

Im Gegensatz zu den beiden anderen einflussreichen Parametern, die die Auslegung des Federapparates betreffen, zeigt sich der Einfluss des Kuplungsspiels fast durchweg unabhängig vom jeweils vorherrschenden Kraftniveau der Szenarien. Der Einfluss der Parameterausprägung ist in Abbildung 47 dargestellt. Mit Ausnahme sehr kleiner und sehr großer Kräfte, wo es nur geringe Unterschiede bei verschiedenen Ausprägungen gibt, führt ein kleines Kuplungsspiel durchgängig zu niedrigeren Längsdruck- und Längszugkräften bei Bremsungen.

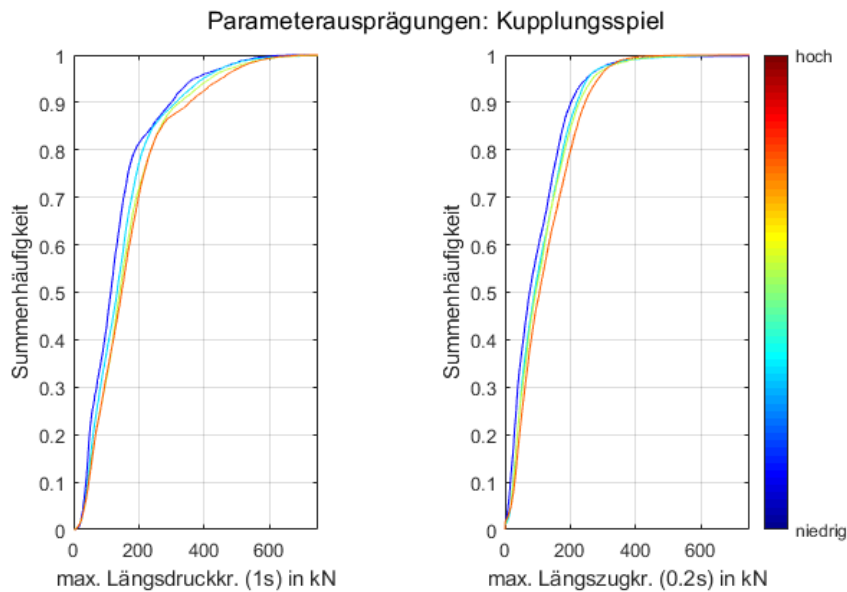


Abbildung 47: Parameterausprägung des Kupplungsspiels in Druckrichtung bei Schnellbremsung

Betriebsszenario Anfahrt

Im zweiten Schritt wird die Sensitivitätsanalyse für das Betriebsszenario Anfahrt durchgeführt. In Abbildung 48 sind die Ergebnisse nach dem gleichen Schema wie oben für einen Basiszug mit einer Länge von 500m sowie einer jeweils gleichverteilten Massenverteilung und –anordnung dargestellt. Im Gegensatz zur Betrachtung für Bremsvorgänge gibt es eine ganze Reihe einflussreicher Parameter. Darunter sind nicht nur die Gesamtmasse, sondern auch die Massenanzahl sowie Unterschiede in den Massen der Wagen innerhalb des Zugverbandes. Wie oben dargelegt, sind diese Parameter als nicht beeinflussbar anzusehen.

Die wichtigsten Einflüsse gehen jedoch von Parametern aus, die im Rahmen der Kupplungsauslegung veränderlich sind. Dazu gehören die Federvorspannung sowohl in Druck-, als auch in Zugrichtung, die Dämpfung in Zugrichtung, der maximale Federweg und die korrespondierende Federendkraft in Zugrichtung sowie die Federcharakteristik in Zugrichtung und das Kupplungsspiel. Daher ist davon auszugehen, dass durch geschickte Wahl der Auslegungsparameter die auftretenden Kräfte entscheidend reduziert werden können.

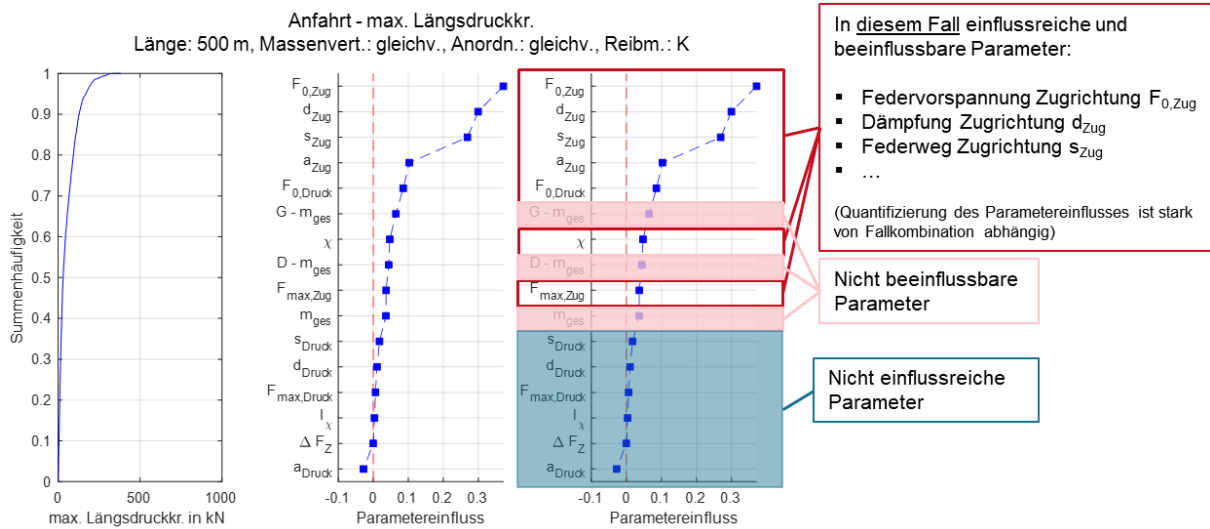


Abbildung 48: Identifikation einflussreicher Parameter für die Längsdynamik bei Anfahrt für exemplarischen Fall

Die Parameterausprägung für die Federvorspannung in Zugrichtung für das Szenario Anfahrt ist in Abbildung 49 aufgeführt. Hier zeigt sich in beiden Richtungen, dass eine hohe Vorspannung die Kräfte reduziert. Bei den Längsdruckkräften zeigt sich das insbesondere bei Fällen mit einem insgesamt hohen Kraftniveau, in Bezug auf die Längszugkräfte wirkt sich die Ausprägung der Vorspannung in Zugrichtung durchweg auf das auftretende Maximum aus.

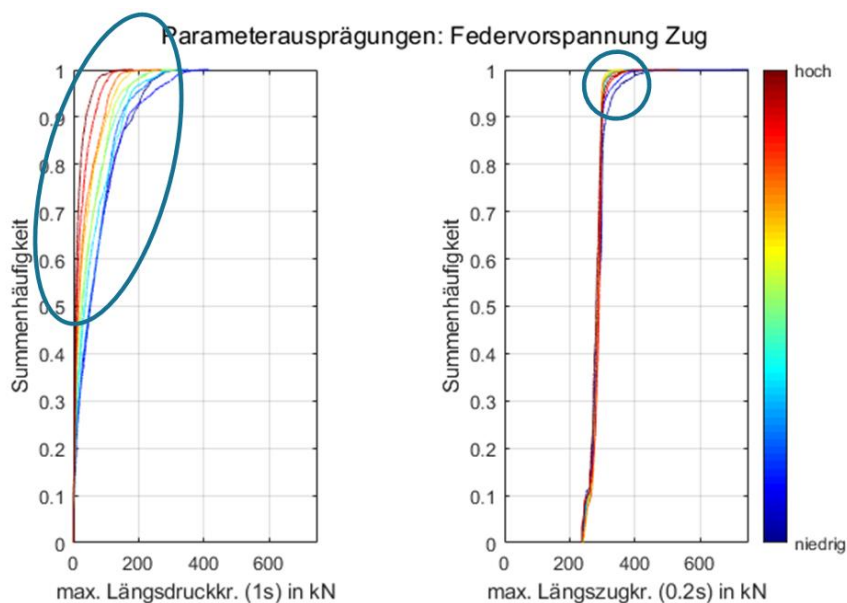


Abbildung 49: Parameterausprägung der Federvorspannung in Zugrichtung bei Anfahrt

Einen ähnlich hohen Einfluss auf die auftretenden Längsdruckkräfte im Falle der Anfahrt haben die Dämpfung in Zugrichtung und der maximale Federweg. Bei diesen beiden Parametern lässt sich jedoch der Einfluss auf die auftretenden Längsdrücke nicht generell beantworten. Eine niedrige Dämpfung in Zugrichtung zeigt tendenziell bei einem hohen Kraftniveau einen positiven Einfluss auf die Längszugkräfte, was jedoch bei den Längsdruckkräften nicht zu beobachten ist. Eindeutige Aussagen zu einer vorteilhaften Ausprägung dieses Parameters sind auf dieser Basis nicht möglich. In umgekehrter Weise zeigt sich der Einfluss des Federweges in Zugrichtung. Ein möglichst langer Federweg bis zum Erreichen der Endkraft wirkt sich durchweg positiv auf die Längsdruckkräfte aus, während für die Kräfte in Zugrichtung keine eindeutige Aussage auf Basis der Ergebnisse möglich ist. Bei der Wahl der Federcharakteristik in Zugrichtung zeigen sich die positiven Auswirkungen einer degressiven bzw. linearen Kennlinie in analoger Weise wie beim Szenario Bremsung ausschließlich in Druckrichtung. Ein weiterer Einflussfaktor – die Endkraft in Druckrichtung beim Erreichen des maximalen Federhubes – zeigt weder für die maximalen Druck-, noch für Zugkräfte eine eindeutige Tendenz.

6.2.2 Zwischenfazit

Mithilfe der durchgeführten Sensitivitätsanalyse konnten die verschiedenen Parameter, die bei der Untersuchung der Längsdynamik einbezogen wurden, entsprechend ihres Einflusses sortiert und die einflussreichen von den nicht einflussreichen getrennt werden. Dabei wurde unterschieden zwischen den Parametern, die im Rahmen der Auslegung der DAK beeinflusst werden können, und den Parametern, die im Betrieb als variabel anzunehmen sind. Die Streuung dieser Parameter hat zur Folge, dass die maximal zu erwartenden Kräfte im Betrieb sich zwischen verschiedenen Zugkonfigurationen stark unterscheiden können. Dies unterstreicht noch einmal, dass die Verwendung von Monte-Carlo-Methoden zur Untersuchung der Längsdynamik sinnvoll ist. Aufgrund der Zielsetzung der Studie wurde im nächsten Schritt für die als einflussreich und beeinflussbar klassifizierten Parameter untersucht, welche Ausprägung sich als positiv für die maximal auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte erweist.

Bei der Auslegung des Federapparates sollten im Ergebnis für eine Optimierung, die sich **ausschließlich** auf die Längsdynamik, d.h. letztlich eine Reduzierung der dadurch auftretenden Kräfte, bezieht, folgende Kriterien angelegt werden:

- hohe Federvorspannung
- degressive oder lineare Kennlinien
- kurze Federwege bis zum Erreichen der Federendkraft
- kleines Kupplungsspiel

Allgemein kann man somit schlussfolgern, dass sich bezogen auf die Längsdynamik ein Kupplungsverhalten als positiv herausstellt, dass tendenziell in Richtung einer starren Verbindung geht. Die Optimierung wirkt sich insbesondere im Bereich hoher Kräfte aus.

6.3 Auflaufstöße

6.3.1 Sensitivitätsanalyse

Die Vorgehensweise bei der Sensitivitätsanalyse zur Identifikation der wichtigsten Parameter und ihrer Ausprägungen in Bezug auf Auflaufstöße ist ähnlich zum Prinzip in der Längsdynamik. Zunächst werden mittels GSA ganz allgemein die einflussreichsten Parameter identifiziert und klassifiziert, welche davon durch gezielte Auslegung beeinflusst werden können. Im zweiten Schritt wird jeweils untersucht, welcher Parameter sich wie auswirkt.

Bei der Betrachtung muss differenziert werden zwischen den verschiedenen Auflaufgeschwindigkeiten, die betrachtet werden, weil der Einfluss einiger Parameter sich möglicherweise für niedrige Auflaufgeschwindigkeiten anders verhält als für hohe. Weiterhin wird zwischen den verschiedenen Massenverteilungen unterschieden. Einen entscheidenden Unterschied macht unter Umständen die betrachtete Ausgabegröße, hier wird zum einen der Maximalwert der auftretenden Druckkraft und zum anderen die maximal auftretende Wagenbeschleunigung betrachtet. Die maximal auftretende Druckkraft wird in den Simulationen auf einen Wert von 2.300 kN gedeckelt, auch wenn durchaus höhere Kräfte in einige untersuchten Szenarien möglich wären. Der Grund dafür ist, dass spätestens bei Kräften in dieser Höhe ernsthafte Schäden

an der Wagenkonstruktion zu erwarten sind, die in dem genutzten MKS-Modell ohnehin nicht mehr ausreichend abgebildet werden können. Diese Fälle sind auch praktisch nicht relevant, weil eine derart ungünstige Wahl der Parameter unter allen Umständen vermieden werden muss.

In Abbildung 50 ist das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse für Aufläufe mit einer Geschwindigkeit von 10 km/h sowie einer Massenverteilung von 30/60/10 unter den ablaufenden Wagen dargestellt. Die betrachtete Ausgabegröße ist die maximal auftretende Druckkraft. Das Diagramm zur Darstellung der Summenhäufigkeiten der maximal auftretenden Druckkräfte zeigt, dass in ca. 20% der Fälle Kräfte von 500 kN oder weniger auftreten und in etwa 12% der Fälle Kräfte von 2.300 kN oder mehr, d.h. es gibt insgesamt eine recht breite Streuung. Dabei ist die Frage, inwiefern diese Streuung durch Parameter hervorgerufen wird, die im Rahmen der Federauslegung beeinflussbar sind oder ob es sich um nicht beeinflussbare Faktoren handelt.

Im rechten Teil der Abbildung ist der Einfluss der einzelnen Parameter geordnet nach Größe dargestellt. Den größten Einfluss auf die maximalen Druckkräfte beim Stoß hat in diesem Fall der maximale Federweg bis zum Erreichen der Endkraft in Druckrichtung, der ein Auslegungsparameter für den Federapparat ist. Die Endkraft selbst ist einer der einflussreichsten Parameter und unterliegt ebenfalls der Auslegung durch den Hersteller. Weiterhin spielt die Masse der am Stoß beteiligten Wagen eine entscheidende Rolle, wobei die Massen der stoßenden bzw. gestoßenen Wagen im Allgemeinen nicht beeinflusst werden können, sondern sich aus der Zugkonfiguration ergeben. Auch der Typ des dynamischen Verhaltens der Kupplung (siehe 5.3.1) ist ein einflussreicher Parameter, der im Rahmen der Auslegung gestaltet werden kann. Es zeigt sich, dass die Art, wie die scheinbare Wagenelastizität im Modell implementiert ist („WE-Typ“), sowie die Energieaufnahme durch die Wagenkonstruktion („WE-Wert“) ebenfalls einen Einfluss auf die Ergebnisse haben. Beide Faktoren sind nicht beeinflussbar, sind allerdings im Rahmen dieses Projektes aufgrund der geringen Datengrundlage (siehe 5.3.1) als unsicher anzusehen und benötigen weitere Forschungen.

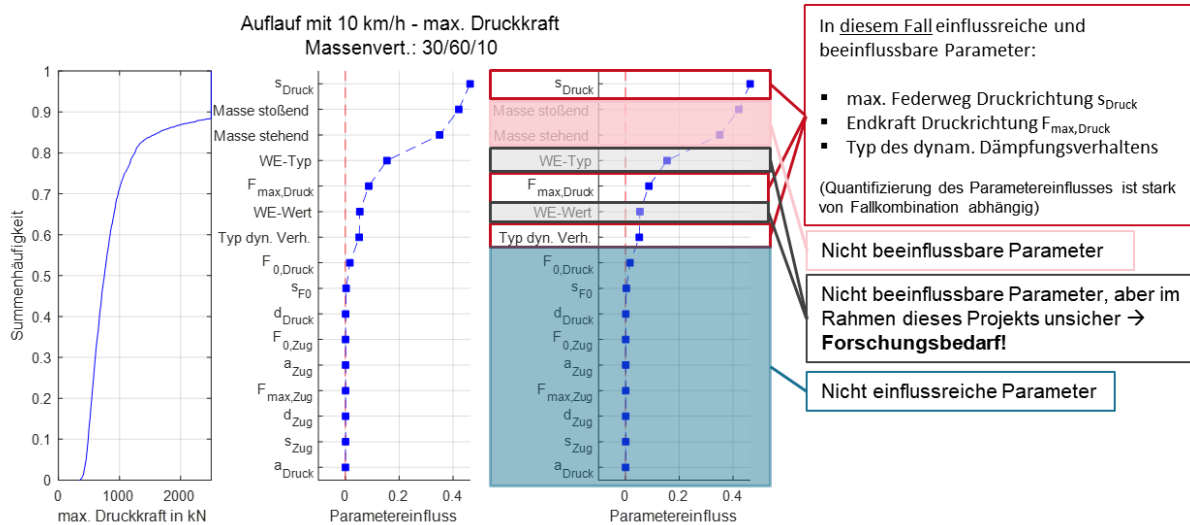


Abbildung 50: Identifikation einflussreicher Parameter für die maximal auftretende Druckkraft bei Auflaufstößen

Wird anstatt der maximal auftretenden Druckkraft beim Stoß die maximale Wagenbeschleunigung betrachtet, verschiebt sich das Gefüge der einflussreichsten Parameter leicht (siehe Abbildung 51). Exemplarisch wird hier ein Szenario mit einer Auflaufgeschwindigkeit von 5 km/h bei gleichverteilten Massen betrachtet. Der mit Abstand wichtigste Parameter für dieses Szenario ist wie im vorigen Beispiel der maximale Federweg in Druckrichtung. Darauf folgen die Federvorspannung in Druckrichtung, der Typ des dynamischen Verhaltens sowie die Federcharakteristik in Druckrichtung. All diese Parameter betreffen die Auslegung der Feder. Daneben spielen die Wagenmasse – in diesem Fall bezogen auf den stehenden Wagen – sowie wie oben auch der Typ der Wagenelastizität wichtige Rollen. Die anderen Parameter sind als wenig einflussreich anzusehen.

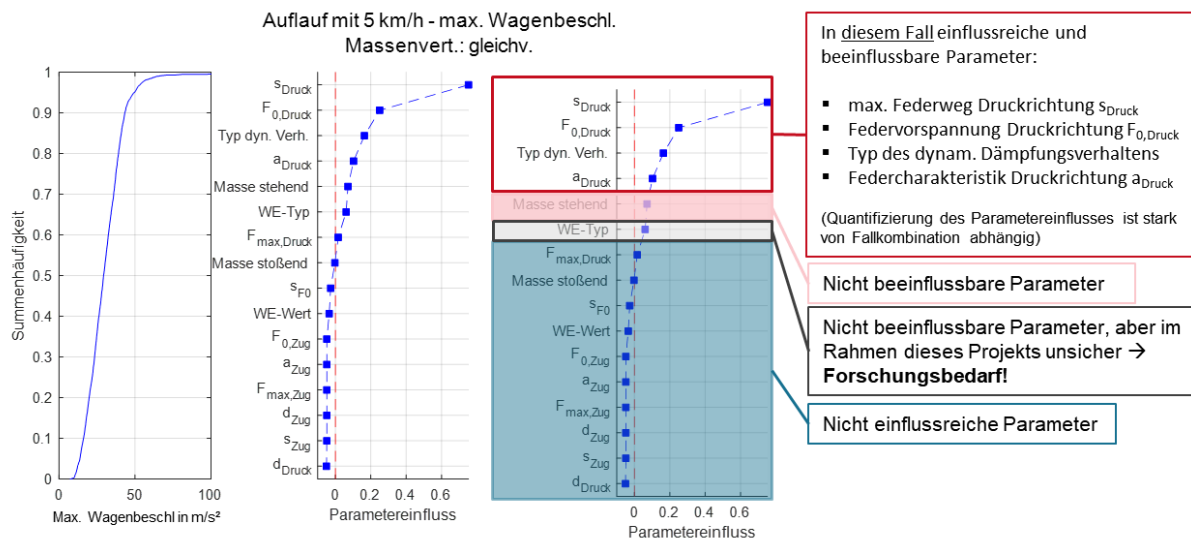


Abbildung 51: Identifikation einflussreicher Parameter für die maximal auftretende Wagenbeschleunigung bei Auflaufstößen

Aus den exemplarisch dargestellten Analysen für die beiden Fälle folgt, dass die maximal auftretende Druckkraft und die Wagenbeschleunigung stark von den Parametern der Auslegung des Federapparates abhängig sind, d.h. durch geschickte Wahl der Parameter kann das Kraft- bzw. Beschleunigungsniveau insgesamt voraussichtlich begrenzt werden.

Im zweiten Schritt wird nun betrachtet, welche Parameterausprägungen sich wie auswirkt. Dabei werden die beiden bisher betrachteten Ausgabegrößen – maximal auftretende Druckkraft und Wagenbeschleunigung – untersucht und die Ergebnisse jeweils gegenübergestellt.

In Abbildung 52 ist die Parameterausprägung für den bezogen auf beide Ausgabegrößen wichtigsten Parameter, den maximalen Federweg in Druckrichtung, aufgetragen. Sowohl für die Druckkräfte, als auch für die Beschleunigung ist ein möglichst langer Federweg vorteilhaft. Der Einfluss zeigt sich sehr deutlich bei den Wagenbeschleunigungen: Während für einen langen Federweg in mehr als 90% der untersuchten Szenarien ein Wert von weniger als 50 m/s² vorkommt, trifft dies bei den Szenarien mit besonders kleinen Federwegen nur auf etwa 65% der Szenarien zu. Eine Optimierung dieses Parameters bezogen auf die Auflaufstöße wirkt durchgängig über alle Szenarien, zeigt sich aber besonders wirkungsvoll in Fällen mit hohem Kraftniveau und hoher Wagenbeschleunigung.

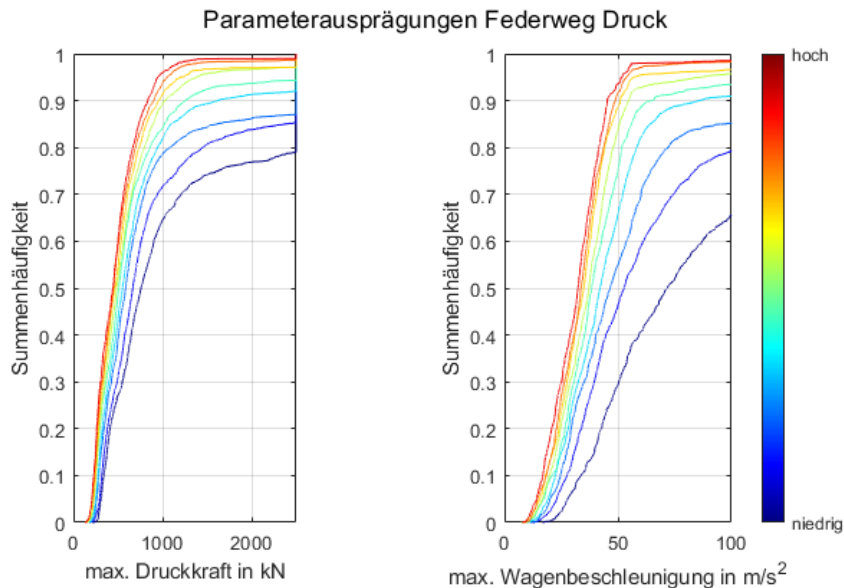


Abbildung 52: Parameterausprägung des maximalen Federweges in Druckrichtung bei Auflaufstößen

Bei der Federvorspannung, für die der Einfluss verschiedener Ausprägungen in Abbildung 53 im Detail zu sehen ist, ist ein ambivalentes Verhalten zu beobachten, je nachdem, welche Ausgabegröße betrachtet wird. Im Hinblick auf die maximal auftretende Druckkraft ist eine hohe Vorspannung tendenziell vorteilhaft, auch wenn die Unterschiede nicht sehr groß sind. Bei der maximalen Beschleunigung muss zwischen Szenarien differenziert werden, bei denen Beschleunigungen bis etwa 60 m/s² auftreten und Szenarien, die höhere Werte aufweisen. In Szenarien mit einer niedrigen Amplitude der Beschleunigung zeigt sich eine niedrige Vorspannung als deutlich vorteilhaft. Mit steigender auftretender Beschleunigung nimmt der Vorteil ab. In Szenarien mit sehr hohen auftretenden Beschleunigungen dreht sich dieser Effekt jedoch, sodass bei den höchsten 20% der Stöße wiederum eine hohe Vorspannung tendenziell vorteilhaft wäre. Da tendenziell zu erwarten ist, dass durch geschickte Auslegung der Kupplungsparameter das auftretende Niveau der Wagenbeschleunigung begrenzt wird, kann eine niedrige Vorspannung bezogen auf die Auflaufstöße dennoch insgesamt als vorteilhaft angesehen werden.

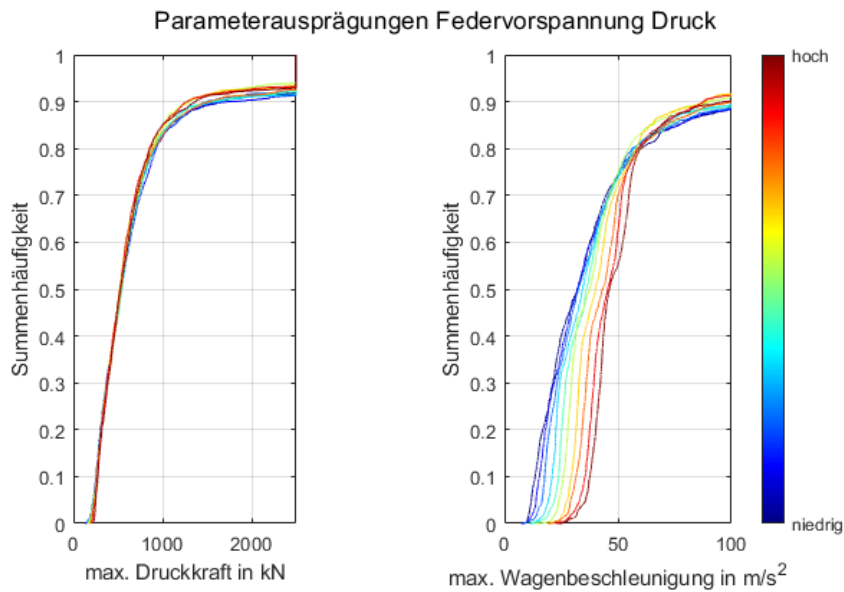


Abbildung 53: Parameterausprägung der Federvorspannung in Druckrichtung bei Auflaufstößen

Abbildung 54 zeigt den Einfluss der Parameterausprägung für die Federcharakteristik in Druckrichtung. Ein hoher Wert steht hier für eine progressive, ein niedriger Wert für eine degressive bis lineare Kennlinie. Über alle betrachteten Szenarien zeigt sich in der Tendenz, dass sich eine möglichst progressive Kennlinie sowohl vorteilhaft auf die Druckkräfte, als auch auf die auftretende Beschleunigung auswirkt. Der Einfluss auf die Beschleunigung ist dabei sogar etwas größer als der Einfluss auf die Druckkraft. Im Bereich sehr starker Stöße tritt der Einfluss dieses Parameters nicht mehr so stark zutage, weil der Effekt von anderen überlagert wird.

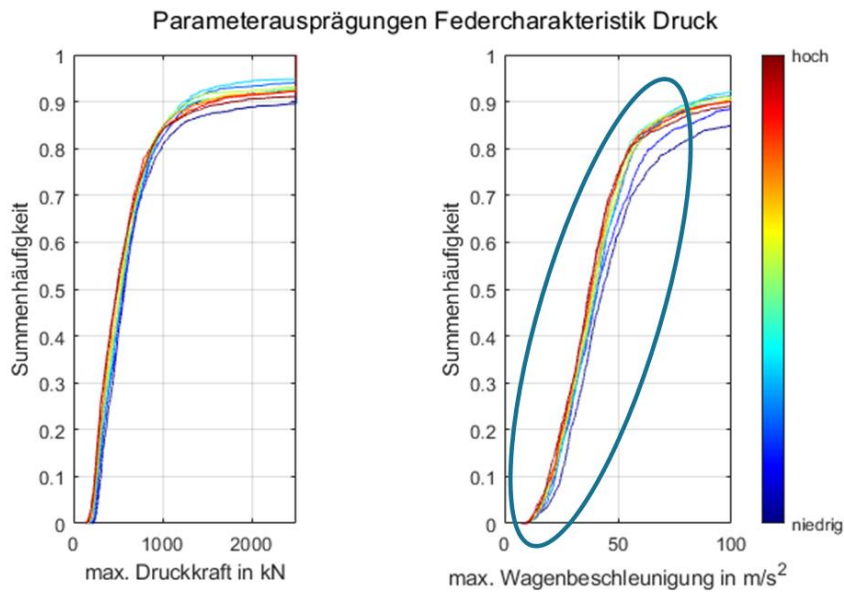


Abbildung 54: Parameterausprägung der Federcharakteristik in Druckrichtung bei Auflaufstößen

Abbildung 55 zeigt den Einfluss der Ausprägung für die Federendkraft in Druckrichtung. Auch hier zeigt sich ein grundlegender Unterschied zwischen niedrigen bis mittleren und starken Stößen. In Fällen mit eher niedriger Druckkraft und Wagenbeschleunigung ist eine hohe Endkraft etwas schlechter, während sie für starke Stöße deutliche Vorteile bringt.

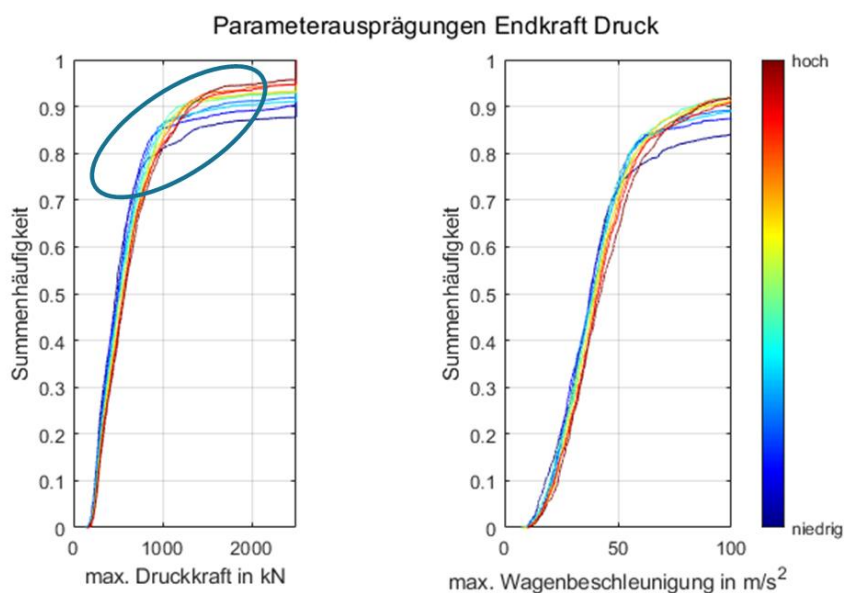


Abbildung 55: Parameterausprägung der Federendkraft in Druckrichtung bei Auflaufstößen

6.3.2 Stöße mit Wagengruppen

Wie in 3.4 dargelegt kann im Allgemeinen davon ausgegangen werden, dass die in der stoßenden Kupplung auftretenden Kräfte weitestgehend unabhängig von der Anzahl der stoßenden bzw. gestoßenen Wagen sind [1]. Dementsprechend ist im Rahmen der Sensitivitätsanalyse eine Betrachtung des Stoßes zwischen lediglich zwei Wagen – einem stoßenden und einem gestoßenen – zur Identifikation der wichtigsten Parameter vollkommen ausreichend.

Im Hinblick auf die Untersuchung der Betriebsfestigkeit muss die Betrachtung jedoch etwas erweitert werden. Durch den Rangierprozess erfährt die Kupplung eines Wagens nicht nur dann eine Krafteinwirkung, wenn der zugehörige Wagen über den Ablaufberg rollt und auf stehende Wagen aufläuft. Auch wenn der Wagen bereits im Richtungsgleis steht und weitere Wagen auf die stehenden auflaufen, erfährt die Kupplung eine Kraft, da sich die Stoßenergie typischerweise über mehrere Wagen und Kupplungen verteilt. Diese ist zwar im Betrag kleiner als die Kraft an der stoßenden Kupplung der jeweils ablaufenden Wagen, kann aber voraussichtlich bei der Betrachtung der Betriebsfestigkeit nicht vernachlässigt werden. Hinzu kommt, dass Wagen nicht grundsätzlich einzeln ablaufen, sondern auch in Wagengruppen über den Ablaufberg rollen. In diesem Fall sind mehr Wagen am Stoß beteiligt, sodass die Stoßenergie insgesamt potentiell höher ist als bei nur einem ablaufenden Wagen. Zum anderen kann es dabei sein, dass sich eine Kupplung nicht an der stoßenden Stelle innerhalb der Wagengruppe befindet, sondern in der Mitte. In diesem Fall wäre die betreffende Kupplung im Rahmen eines einzelnen Rangiervorganges nie der vollen Belastung durch einen Stoß ausgesetzt.

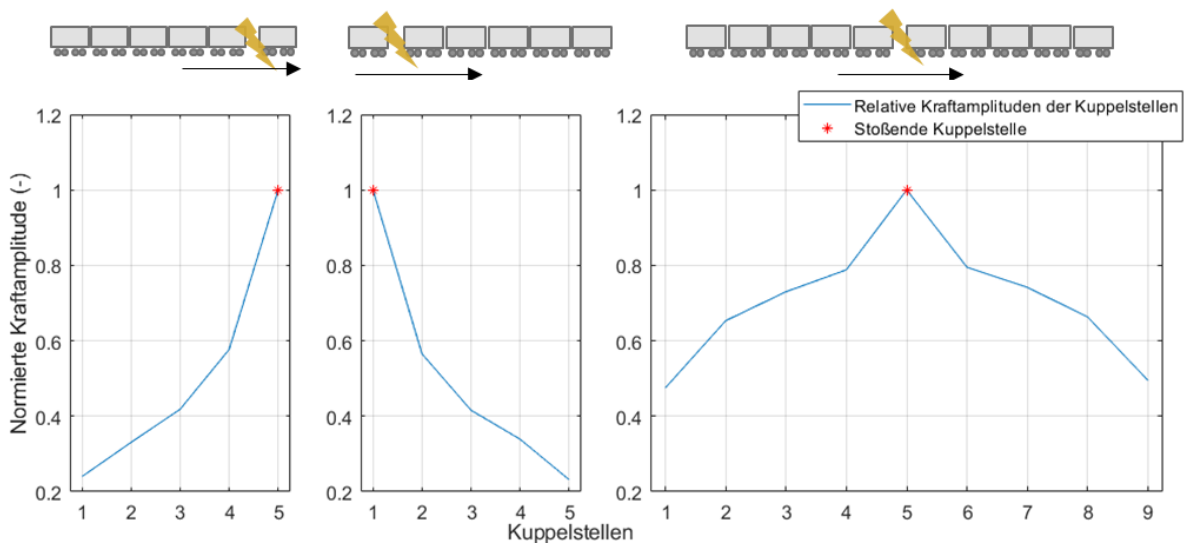


Abbildung 56: Relative Kraftamplitude bei Auflaufstößen über mehrere Kuppelstellen

Aus diesem Grund wird zusätzlich untersucht, wie sich die Stoßenergie bei Stößen zwischen Einzelwagen und Gruppen bzw. auch verschiedenen Wagengruppen verteilt. In Abbildung 56 sind drei exemplarische Fälle gegenübergestellt: Stöße, bei denen eine Wagengruppe von fünf Fahrzeugen auf einen einzelnen stehenden Wagen aufläuft, Stöße, bei denen ein einzelner Wagen auf eine Gruppe von fünf stehenden aufläuft, sowie Stöße zwischen zwei Wagengruppen bestehend aus jeweils fünf Güterwagen. Verglichen wird dabei, wie sich die während des Stoßes maximal in einer Kuppelstelle auftretende Kraft verhält. Die Darstellung ist dabei normiert auf die Kraft in der jeweils stoßenden Kuppelstelle, wo entsprechend ein Wert von 1 auftritt. Bei den Stößen zwischen Einzelwagen und Wagengruppen zeigt sich ein ähnliches Verhalten unabhängig von der Richtung des Stoßes. Die Amplitude der Kraft an der Kuppelstelle, die am nächsten an der stoßenden Kupplung liegt, beträgt nur etwa 60% der Kraftamplitude an der stoßenden Kupplung. An der Kuppelstelle, die jeweils am weitesten von der stoßenden Kupplung entfernt ist, liegt die Amplitude noch bei etwa einem Fünftel. Ein etwas anderes Verhalten zeigt sich bei den Stößen zwischen Wagengruppen. Da insgesamt mehr Fahrzeuge und damit auch Kupplungen beteiligt sind, verteilt sich die Stoßenergie anders über die beteiligten Kupplungen. Die relative Amplitude in den nicht-stoßenden Kupplungen ist dadurch höher als bei Stößen, an denen weniger Wagen beteiligt sind.

6.3.3 Zwischenfazit

Der Einfluss der im Rahmen der Auslegung zu bestimmenden dynamischen Parameter auf die maximal auftretenden Druckkräfte bzw. Wagenbeschleunigungen bei Auflaufstößen zeigt sich auf komplexe Weise. Bei einigen Parametern erwiesen sich jeweils gegensätzliche Auslegungen als vorteilhaft, je nachdem, ob eher schwache oder sehr starke Stöße betrachtet werden. Insgesamt lässt sich schlussfolgern, dass eine hohe Energieaufnahme und ein möglichst weiches Einfedern vorteilhaft für eine Begrenzung der wirkenden Kräfte und Beschleunigungen ist.

Bei der Auslegung des Federapparates sollten im Ergebnis für eine Optimierung, die sich **ausschließlich** auf Auflaufstöße, d.h. letztlich eine Reduzierung der dadurch auftretenden Kräfte und Beschleunigungen, bezieht, folgende Kriterien angelegt werden, sofern man von niedrigen bis mittleren Stößen ausgeht:

- niedrige Federvorspannung in Druckrichtung
- stark progressive Federkennlinie
- lange Federwege
- hohe Endkraft (Optimierung auf *starke* Auflaufstöße)

Einige dieser Parameter zeigen bei besonders starken Stößen einen genau gegenteiligen Effekt. Allerdings wird davon ausgegangen, dass zum einen die Auflaufgeschwindigkeiten durch den zunehmenden Einsatz moderner Ablaufanlagen insgesamt sinken, was die Zahl der starken Stöße verringert. Zum anderen sollte das Ziel einer gezielten Auslegung der Kupplung insgesamt eine Begrenzung der Stärke auftretender Stöße sein.

6.4 Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die auftretenden Kräfte

In Kapitel 6.2 und 6.3 wurde gezeigt, welche Parameterausprägungen auf Basis der durchgeführten Sensitivitätsanalyse als optimal anzusehen sind, wenn man die dynamischen Parameter **ausschließlich** auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße optimieren würde. In Bezug auf die Längsdynamik ist dabei das Ziel, den Betrag der maximal

auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte zu reduzieren. Bei der Optimierung auf Auflaufstöße steht eine Reduzierung der durch den Stoß auftretenden Druckkraft sowie der resultierenden Wagenbeschleunigung im Vordergrund. In diesem Abschnitt wird untersucht, welche Auswirkungen die jeweilige Optimierungsstrategie auf die auftretenden Kräfte durch Längsdynamik und Auflaufstöße für verschiedene Szenarien haben. Dabei wird zwischen verschiedenen Zuglängen, Massenverteilungen und –anordnungen unterschieden.

6.4.1 Übersicht Parameteroptimierung

Die Parameter, die jeweils für eine Optimierung auf Auflaufstöße bzw. Längsdynamik vorteilhaft wären, stehen sich diametral gegenüber. In Tabelle 15 sind die jeweils vorteilhaften Ausprägungen für die drei Parameter Federvorspannung, Federcharakteristik und Federweg gegenübergestellt. Für die Längsdynamik ist eine Auslegung des Federapparates von Vorteil, die in Richtung einer starren Verbindung geht. Im Extremfall würde es dabei nur wenig bis keine Relativbewegungen zwischen den Wagen und damit auch nur geringe längsdynamische Effekte geben. Für die Auflaufstöße verhält es sich genau entgegengesetzt, hier ist eine möglichst weiche Einfederung mit hoher Energieaufnahme von Vorteil.

Tabelle 15: Übersicht Parameteroptimierung auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße

Optimierungsziel	Längsdynamik	Auflaufstöße
Federvorspannung Zug/Druck	Möglichst hoch	Möglichst niedrig
Federcharakteristik	Degressiv bis lineare Kennlinie	Stark progressive Kennlinie
Federweg bis Endkraft	Möglichst kurz	Möglichst lang

Bei der Auslegung führt also weder die eine, noch die andere Optimierungsstrategie unmittelbar zum Erfolg. Nun stellt sich die Frage, wie hoch die Druckkraft einer auf Längsdynamik optimierten Kupplung bei Auflaufstößen ist und wie hoch die Längsdruck- und Längszugkräfte einer auf Auflaufstöße optimierten Kupplung bei verschiedenen betrieblichen Manövern sind. Die in Tabelle 15 aufgeführten Parameter werden für die folgenden Untersuchungen für die jeweils auf Längsdynamik bzw.

Auflaufstößen optimierten Kupplungen auf die jeweils extreme Ausprägung im Rahmen des hier betrachteten Streubereiches festgelegt (siehe 4.3).

6.4.2 Längsdynamik

Die Auswirkungen der jeweiligen Optimierung auf die Längsdynamik wird in diesem Abschnitt anhand der bereits an früherer Stelle betrachteten betrieblichen Manöver aufgezeigt. Im Fokus stehen hier insbesondere Schnell- und Betriebsbremsungen und die jeweiligen Auswirkungen der Optimierung auf die auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte. Um einen größeren Aussagegehalt zu erreichen, wird dabei auf mehreren Ebenen differenziert. Zum einen wird zwischen Zügen mit unterschiedlichen Längen unterschieden, zum anderen werden die verschiedenen Massenverteilungen und –anordnungen, die in Abbildung 5 eingeführt wurden, betrachtet. Als Mittel der Darstellung wird auf die bereits zuvor verwendeten Summenhäufigkeiten zurückgegriffen. Zum Vergleich der einzelnen Szenarien mit der Gesamtheit über alle durchgeführten Simulationen ist jeweils eine Referenzlinie geplottet (in pink dargestellt in Abbildung 57 bis Abbildung 61). Die folgenden Diagramme sind zur besseren Lesbarkeit zusätzlich in Anhang B vergrößert aufgeführt.

In Abbildung 57 sind die Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen dargestellt. Mit Blick auf die drei betrachteten Zuglängen fällt auf, dass die auftretenden Kräfte sehr stark von der Zuglänge und der Massenverteilung abhängen. Dies ist unabhängig von der jeweiligen Optimierungsstrategie durchgängig zu beobachten. Implizit spielen dabei die mit der Zuglänge gleichzeitig steigende Gesamtmasse, die sich bei der Untersuchung der Schnellbremsungen als einflussreichster Parameter herausstellte, und damit auch die jeweils verwendete Bremsstellung eine große Rolle. Für alle betrachteten Szenarien zeigt sich, dass sich die Optimierung auf Längsdynamik durchweg positiv auswirkt. Die auftretenden Längsdruckkräfte bei der auf Längsdynamik optimierten Kupplungen liegen durchgehend unter den Kräften mit der auf Auflaufstöße optimierten Kupplung.

Schnellbremsung - Längsdruckkraft (1s) - # Simulationen: 202752

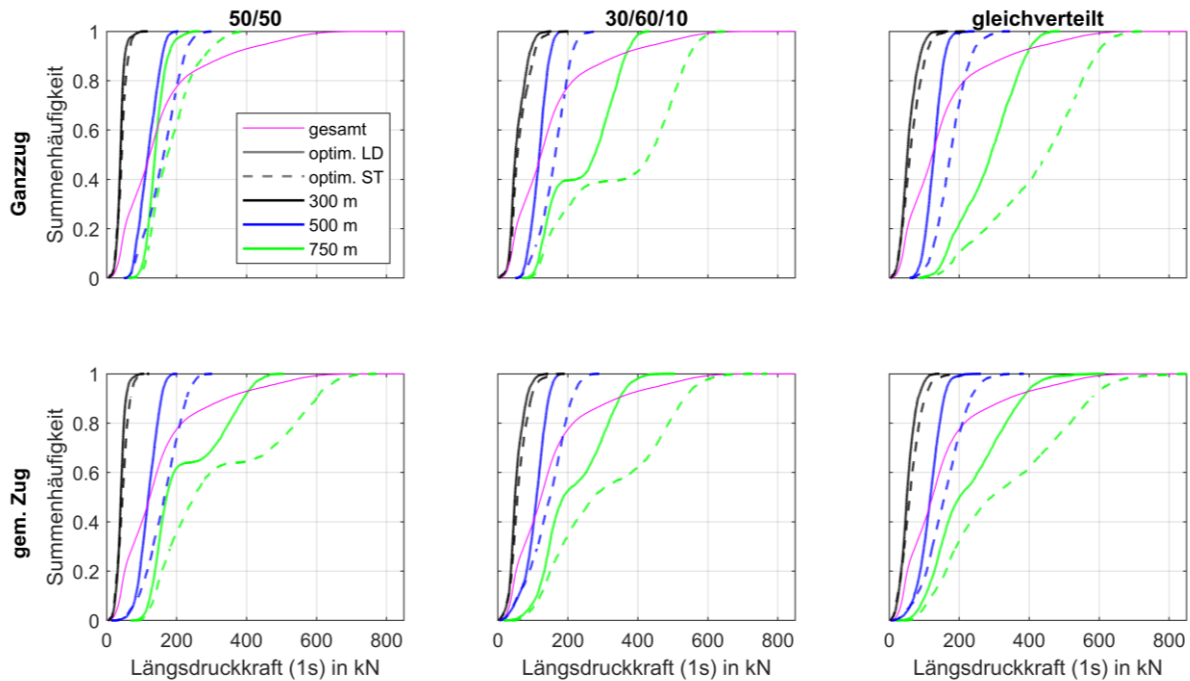


Abbildung 57: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen mit K-Sohle

Dieser Effekt zeigt sich jedoch bei den verschiedenen Szenarien unterschiedlich stark. Während bei kurzen Zügen nur geringe Differenzen zu beobachten sind, entfaltet die Optimierung bei langen Zügen eine sehr große Wirkung. Absolut gesehen zeigt die Optimierung für das jeweilige Szenario bei den höchsten auftretenden Kräften die größte Wirkung.

Schnellbremsung - Längsdruckkraft (1s) - # Simulationen: 202752

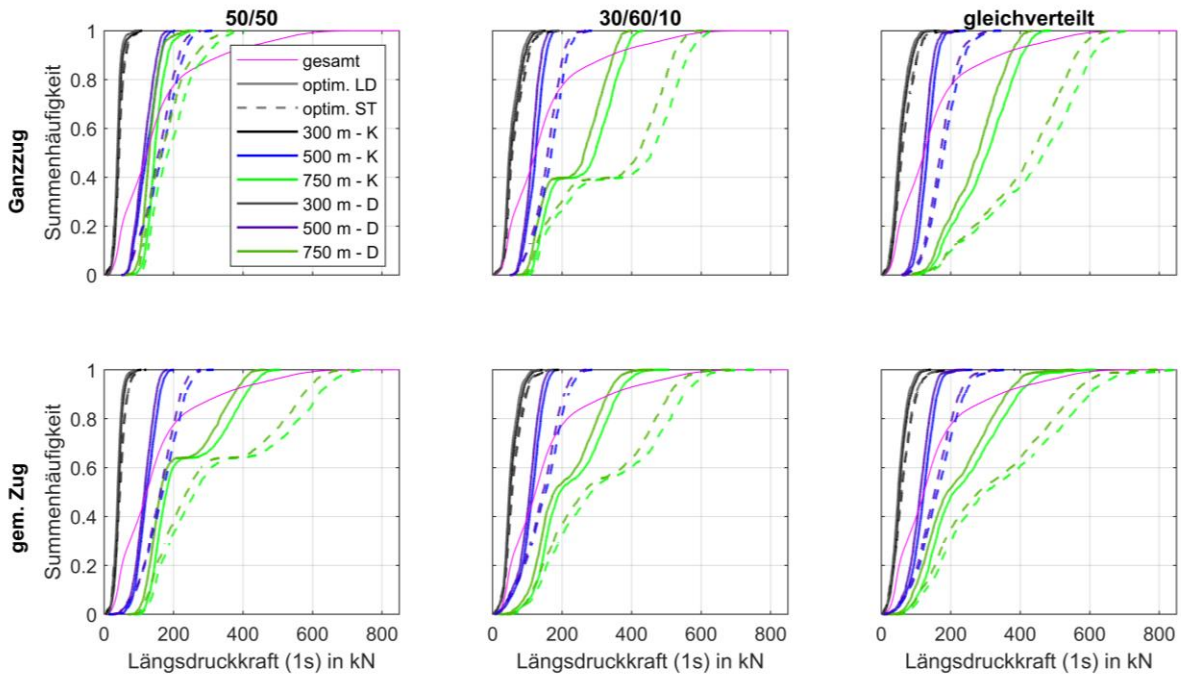


Abbildung 58: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen mit verschiedenen Reibmaterialien

Im gleichen Szenario wie oben soll nun zusätzlich untersucht werden, welchen Einfluss die Verwendung unterschiedlicher Reibmaterialien hat. Gegenübergestellt wird hier einerseits die Verwendung von K-Sohlen und andererseits die Verwendung von Scheibenbremsen, jeweils über alle betrachteten Züge. Die Ergebnisse sind in Abbildung 58 aufgeführt. Es zeigt sich, dass die auftretenden Längsdruckkräfte mit Scheibenbremsen etwas niedriger liegen als mit K-Sohlen. Absolut gesehen zeigt sich der Effekt erneut besonders stark bei längeren Zügen. Der Einfluss ist zwar deutlich erkennbar, ist aber insgesamt nicht als dominierend anzusehen und ändert nichts am Trend, d.h. die jeweilige Optimierung der Kupplung hat einen deutlich größeren Einfluss als das verwendete Reibmaterial.

Schnellbremsung - Längszugkraft (0.2s) - # Simulationen: 202752

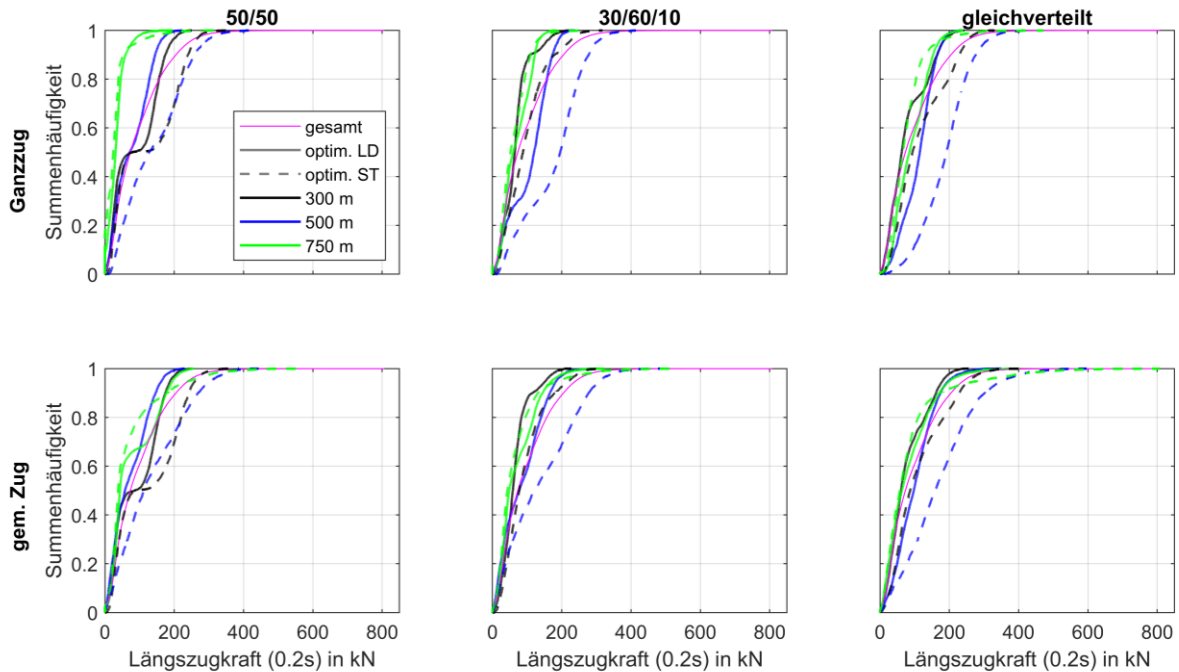


Abbildung 59: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längszugkräfte bei Schnellbremsungen

Im letzten Schritt der Betrachtung von Schnellbremsungen sollen die Auswirkungen der Optimierung auf die Längszugkräfte für dieses Betriebsszenario beleuchtet werden (siehe Abbildung 59). Die Effekte verschiedener Zuglängen äußern sich hier anders als bei den Längsdruckkräften und die Kraftbeträge liegen insgesamt niedriger. Dennoch zeigt die Optimierung auch in Zugrichtung deutlich ihre Wirkung. Hier reduziert jedoch die Wahl optimaler Parameter für die Längsdynamik die auftretenden Kräfte eher bei kurzen und mittleren Zügen, bei langen Zügen zeigt sich nur ein geringer Effekt.

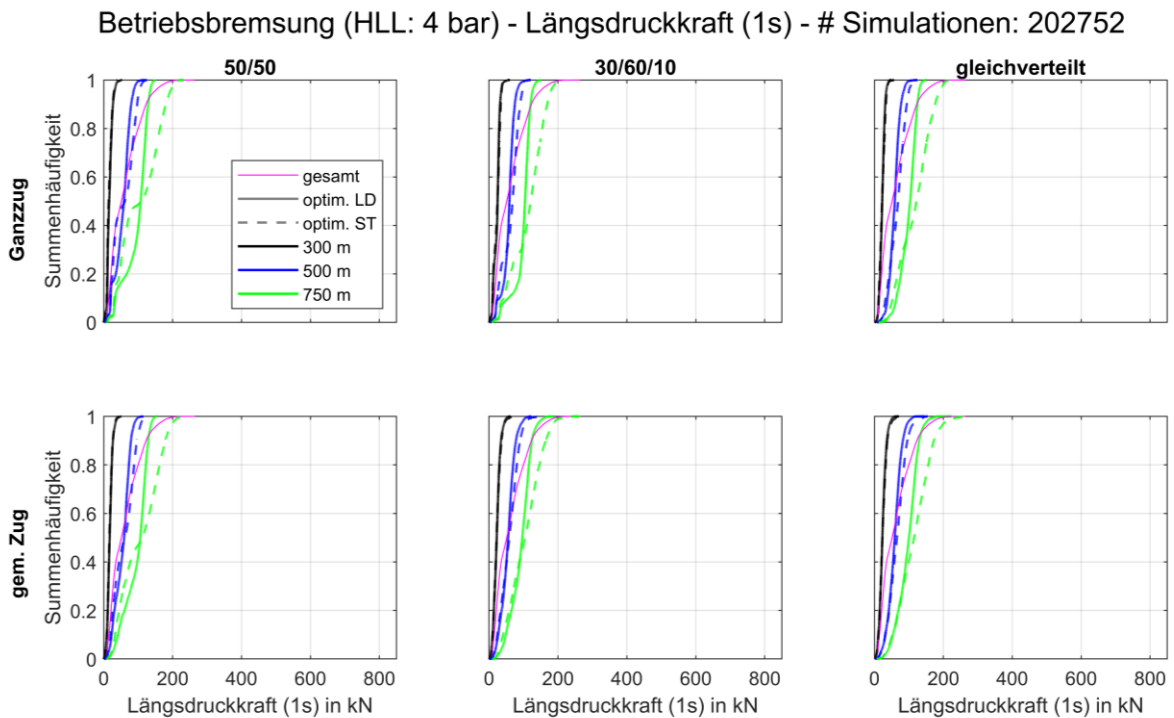


Abbildung 60: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die Längsdruckkräfte bei Betriebsbremsungen

Bei Betriebsbremsungen – hier wird eine Bremsung betrachtet, bei der der Druck in der HLL auf 4 bar abgesenkt wird – liegen die auftretenden Längsdruckkräfte deutlich unterhalb der bei Schnellbremsungen auftretenden Kräfte wie man in Abbildung 60 deutlich sehen kann. Dennoch zeigt die Optimierung auf Längsdynamik bei tendenziell höheren Kräften immer noch ihre Wirkung. Wie oben tritt dieser Effekt bei langen Zügen stärker zutage als bei kurzen. Betrachtet man jedoch den Bereich niedriger Kräfte, so ist ein gegenteiliges Verhalten zu beobachten: Hier erweisen sich die für Auflaufstöße optimierten Parameter teilweise als besser gegenüber den auf Längsdynamik optimierten Parametern. Der Effekt ist insgesamt nicht besonders ausgeprägt, tritt allerdings bei Massenverteilungen 50/50 und 30/60/10 stärker hervor, als bei der Massenverteilung mit gleichverteilter Wahrscheinlichkeit der Parameter. Außerdem ist diese Tendenz in der Massenanordnung Ganzzug stärker ausgeprägt, als bei gemischten Zügen. Insgesamt kann man jedoch resümieren, dass die Optimierung ihre Wirkung zeigt, weil höhere Kräfte tendenziell relevanter in Bezug auf die Auslegung sind als niedrige Kräfte.

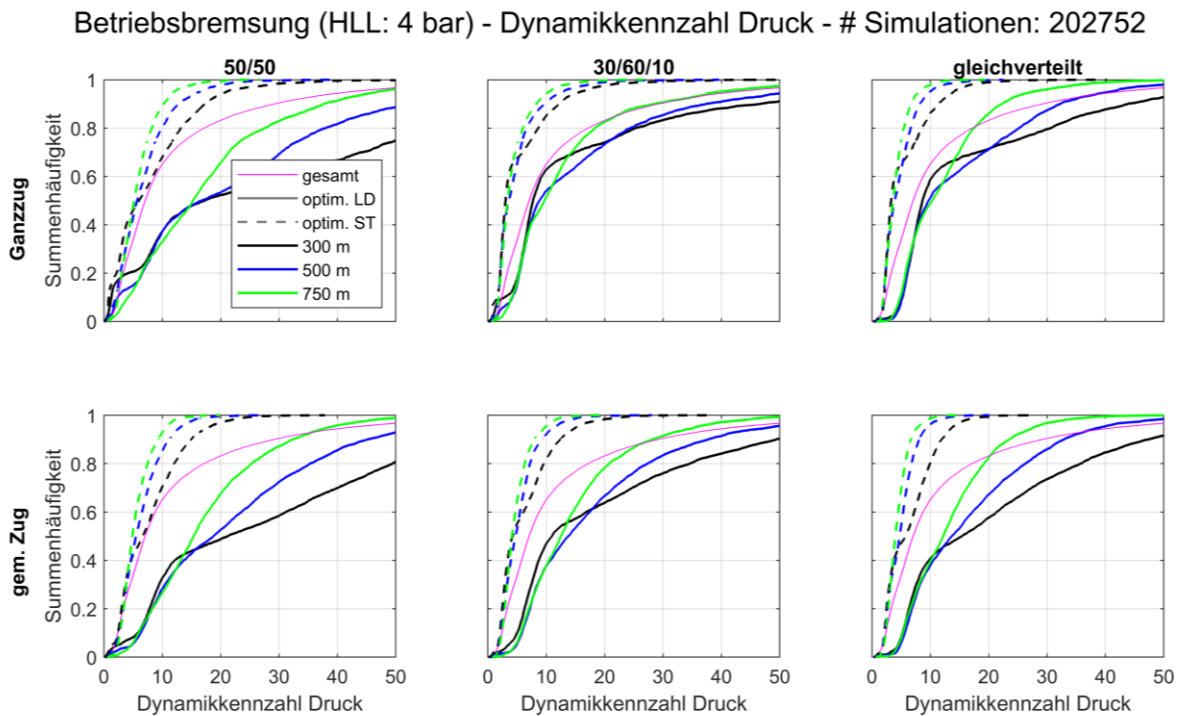


Abbildung 61: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die auftretende Dynamik bei Betriebsbremsungen

Zuletzt soll die auftretende Dynamik am Beispiel der Betriebsbremsungen betrachtet werden. Dazu wird die so genannte Dynamikkennzahl als Indikator verwendet, die JOBSTFINKE in seiner Dissertation einführt. Die Dynamikkennzahl drückt aus, wie lange ein Schwingvorgang dauert, d.h. letztlich wie viele Schwingspiele auftreten, bis eine Längsschwingung nach einem betrieblichen Manöver, wie z.B. einer Betriebsbremsung, abklingt. Je größer die Dynamikkennzahl ist, desto mehr Schwingspiele treten in Folge eines Ereignisses auf [5]. Die auftretenden Schwingspiele haben eine schwingende Beanspruchung der Kupplung zur Folge, sodass dieser Wert gerade in Bezug auf die Betrachtung der Betriebsfestigkeit von Bedeutung ist. Dort ist, wie in 4.5 ausgeführt, nicht nur die Amplitude von Kräften, sondern auch deren Auftretenshäufigkeit von Bedeutung.

Die Ergebnisse der Untersuchung der Dynamikkennzahl sind in Abbildung 61 aufgeführt. Über alle betrachteten Szenarien zeigt sich hier, dass die Dynamik deutlich höher ist, wenn die Kupplung sehr steif auslegt ist wie bei der auf Längsdynamik optimierten Variante. Mit den auf Auflaufstöße optimierten Parametern, die einer insgesamt weichen Einfederung und höheren Energieaufnahme entsprechen, klingen

Schwingungen deutlich schneller ab. Im Allgemeinen wirkt sich dieser Effekt stärker aus je kürzer der betrachtete Zug ist. Daraus folgt, dass durch eine Optimierung der Parameter auf Längsdynamik mit dem Ziel der Reduzierung der maximal auftretenden Längsdruck und Längszugkräfte zwar die Kraftamplitude reduziert wird, aber mehr Schwingungen mit kleineren Amplituden auftreten. Wie sich dieses Verhalten auf die Betriebsfestigkeit auswirkt, ist somit noch zu untersuchen.

6.4.3 Auflaufstöße

Im zweiten Schritt werden die Auswirkungen der jeweiligen Optimierung auf die Kräfte, die durch Auflaufstöße verursacht werden, beleuchtet. Die Vorgehensweise ist analog zur Betrachtung für Längsdynamik, allerdings fallen verschiedene Zuglängen und Massenordnungen aus naheliegenden Gründen aus der Betrachtung. An diese Stelle tritt jedoch eine Differenzierung nach der Geschwindigkeitsverteilung der Aufläufe auf den Rangierbahnhöfen. Die untersuchten Ausgabegrößen sind analog zu 6.3 die maximal auftretende Druckkraft und die Wagenbeschleunigung. Zusätzlich wird hier die maximal auftretende Zugkraft betrachtet, die in Folge des Kuppelvorganges auftritt. Zum Vergleich der einzelnen Szenarien mit der Gesamtheit über alle durchgeführten Simulationen ist jeweils eine Referenzlinie geplottet (in schwarz dargestellt in Abbildung 62 bis Abbildung 64).

Die Auswirkungen der jeweiligen Parameteroptimierung auf die maximal auftretende Druckkraft bei Auflaufstößen ist in Abbildung 62 anhand ihrer Summenhäufigkeit bei den zugrundeliegenden Simulationen dargestellt. Zunächst fällt auf, dass sich die Amplitude der auftretenden Kräfte für die verschiedenen Geschwindigkeitsverteilungen sehr deutlich unterscheidet. Je nach betrachtetem Szenario liegen zwischen den jeweiligen Amplituden Faktor 2 – 4. Außerdem zeigt sich ein Einfluss der Massenverteilung auf die Verteilung der Kraftamplituden, die sich in unterschiedlichen Kraftbereichen unterschiedlich auswirkt. Beim Vergleich der Verläufe für die beiden Optimierungsstrategien fällt auf, dass die Optimierung auf Stöße unabhängig vom Szenario und der Geschwindigkeitsverteilung vorteilhaft für die auftretenden Druckkräfte ist und die jeweilige Amplitude reduziert. Die absolute Reduzierung der auftretenden Kraft bewegt sich dabei jeweils in einer ähnlichen Größenordnung. Insgesamt wird die Höhe der auftretenden Kräfte sehr deutlich von der angenommenen

Geschwindigkeitsverteilung dominiert, was diesem Parameter eine enorme Bedeutung im Hinblick auf die Betriebsfestigkeit verleiht.

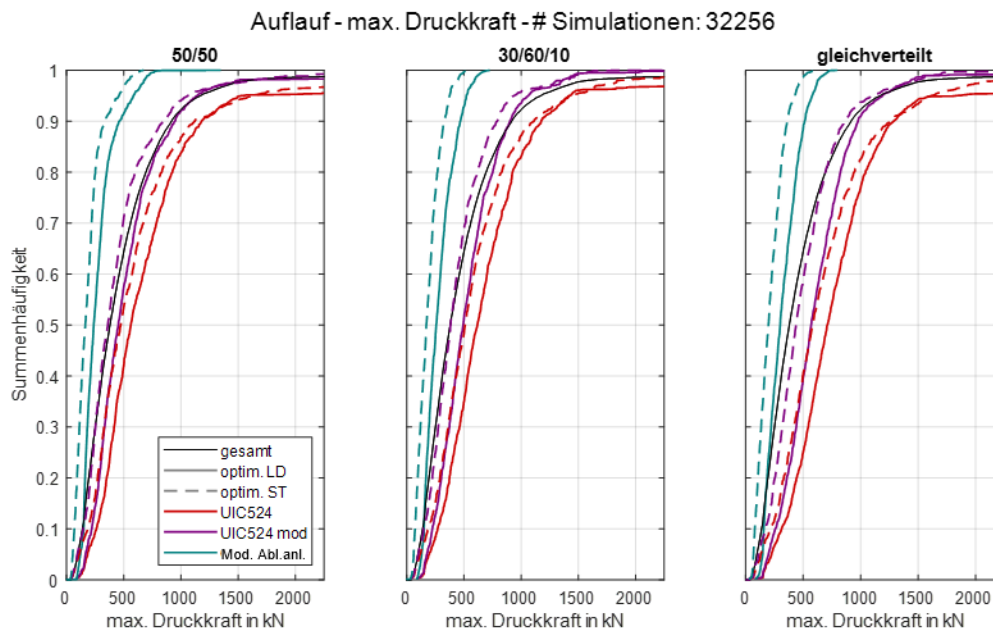


Abbildung 62: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Druckkraft bei Auflaufstößen

Die starke Streuung in den auftretenden Kräften aufgrund der Geschwindigkeitsverteilung zeigt sich ebenfalls bei Betrachtung der Zugkräfte in Abbildung 63. Auch hier bestätigt sich die positive Wirkung der Optimierung auf Auflaufstöße über alle Szenarien und Geschwindigkeitsverteilungen. Im Gegensatz zur Betrachtung für die Druckkräfte ist hier jedoch zum einen zu beobachten, dass die Maximalkraft deutlich stärker reduziert wird, je höher der Mittelwert der Ablaufgeschwindigkeit ist. Die Optimierung wirkt also stärker, wenn tendenziell mehr starke Stöße auftreten. Zum anderen wird bei der Betrachtung der Zugkraft die insgesamt auftretende Kraft etwas weniger durch die verschiedenen Geschwindigkeiten, sondern eher durch die Optimierung der Parameter bestimmt. Dies ist in der Darstellung u.a. daran zu erkennen, dass in Abbildung 62 immer jeweils die Graphen für die auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße optimierten Auslegung für die jeweilige Geschwindigkeitsverteilung nebeneinander liegen. Bei Betrachtung der Zugkräfte in Abbildung 63 ist dies dagegen nicht mehr der Fall. So treten z.B. mit einer auf Auflaufstöße optimierten Kupplung mit der

Geschwindigkeitsverteilung nach UIC 524 niedrigere Kräfte als bei einer auf Längsdynamik optimierten Kupplung nach der modifizierten Verteilung, die einen geringeren Mittelwert der Auflaufgeschwindigkeit besitzt.

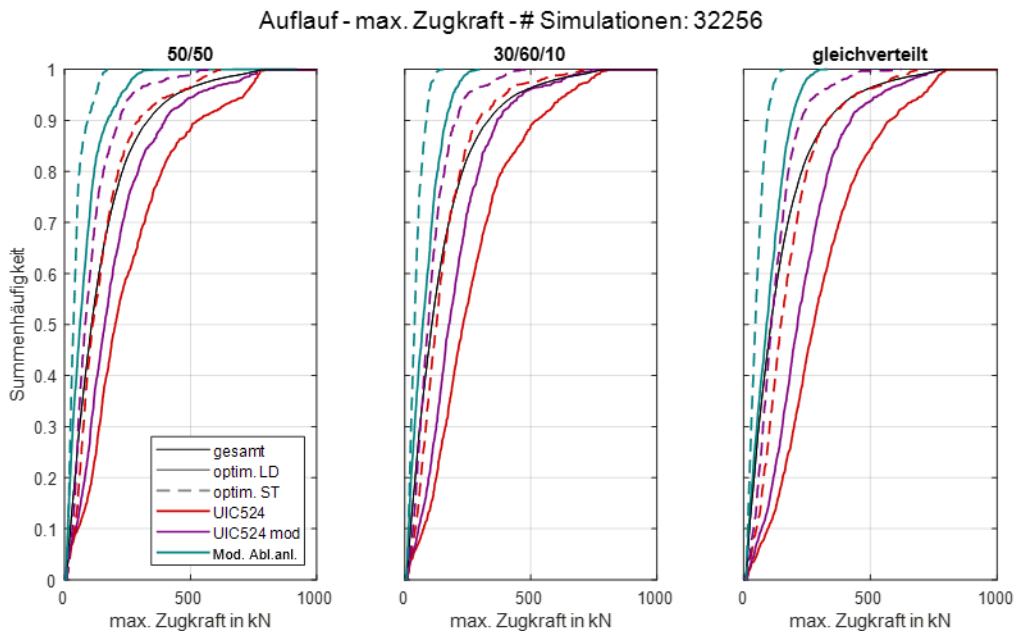


Abbildung 63: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Zugkraft bei Auflaufstößen

Ganz besonders deutlich werden die Auswirkungen einer Optimierung auf Auflaufstöße bei Betrachtung der auftretenden maximalen Wagenbeschleunigung (siehe Abbildung 64). Auch hier fällt zunächst der Einfluss der verschiedenen Geschwindigkeitsverteilungen ins Auge, der auch für eine große Streuung der Beschleunigungen sorgt. Die Wirkung der Optimierungsstrategie ist jedoch über alle Szenarien präsent und zeigt sich in besonderer Weise bei Szenarien mit Beschleunigungsamplituden bis etwa 30 m/s^2 für alle Massenverteilungen. Hier liegt die Beschleunigungsamplitude bei der optimierten Kupplung sogar bei der extremen Geschwindigkeitsverteilung nach UIC 524 unterhalb der auf Längsdynamik optimierten Kupplung im Falle einer modernen Ablaufanlage. Absolut gesehen liegt die Reduzierung der jeweiligen auftretenden Kraft in einem ähnlichen Bereich unabhängig von der Geschwindigkeitsverteilung.

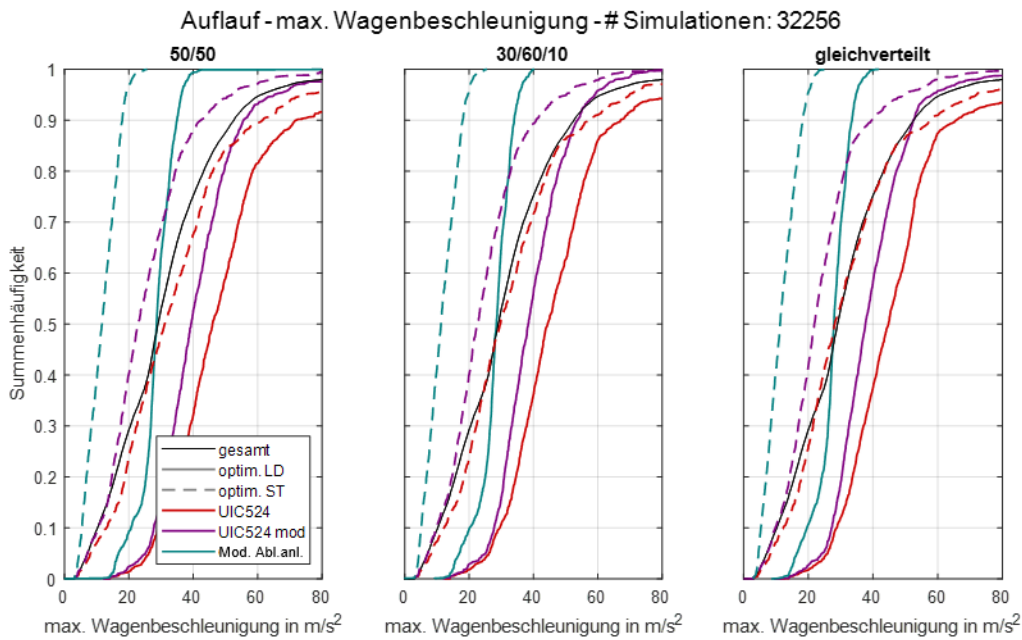


Abbildung 64: Auswirkungen der Parameteroptimierung auf die maximale Wagenbeschleunigung bei Auflaufstößen

Nach diesen Ergebnissen kann man resümieren, dass eine Optimierung der dynamischen Parameter auf Auflaufstößen unabhängig von den auftretenden Geschwindigkeitsverteilungen und der Massenverteilung für die Wagen vorteilhaft in Bezug auf die auftretenden Kräfte und Wagenbeschleunigungen ist.

6.4.4 Zusammenwirken von Parameteroptimierung und ep-Bremse

Der Zielkonflikt zwischen einer Optimierung der dynamischen Parameter auf Längsdynamik und einer Optimierung auf Auflaufstöße ist unter den bisher betrachteten technischen und betrieblichen Randbedingungen nicht ohne einen Kompromiss aus den beiden Strategien zu lösen. In beiden Fällen zeigt die jeweilige Optimierung Wirkung. Eine einseitige Optimierung auf Längsdynamik wäre unter Umständen möglich, wenn man durch technische oder betriebliche Maßnahmen die durch Auflaufstöße entstehenden Kräfte gegenüber der Geschwindigkeitsverteilung bei modernen Ablaufanlagen deutlich weiter reduzieren könnte. Das ist jedoch als wenig realistisch anzusehen, zumal es vermutlich im Gegenteil noch immer einen hohen Anteil von Altanlagen in Europa gibt, die potentiell von Güterwagen durchfahren werden. Diese Optimierung wäre aber natürlich grundsätzlich bei Wagen möglich, die nie über Ablaufberge gehen.

Auf der anderen Seite gäbe es die Möglichkeit einer einseitigen Optimierung auf Auflaufstöße, sofern es gelingt, die durch Längsdynamik auftretenden Kräfte deutlich zu reduzieren. Dafür soll im Folgenden untersucht werden, inwiefern dies durch Einsatz der elektropneumatischen Bremse (ep-Bremse) im Güterverkehr möglich ist. Die ep-Bremse hat gegenüber der rein pneumatisch betriebenen Bremse den Vorteil der synchronen Ansteuerung der Bremse, wodurch potentiell die auftretenden Längsdruckkräfte deutlich reduziert werden können [56]. Im Folgenden wird daher im Vergleich untersucht, wie sich die auftretenden Längsdruckkräfte bei Verwendung einer ausschließlich auf Auflaufstöße optimierten Kupplung verhalten.

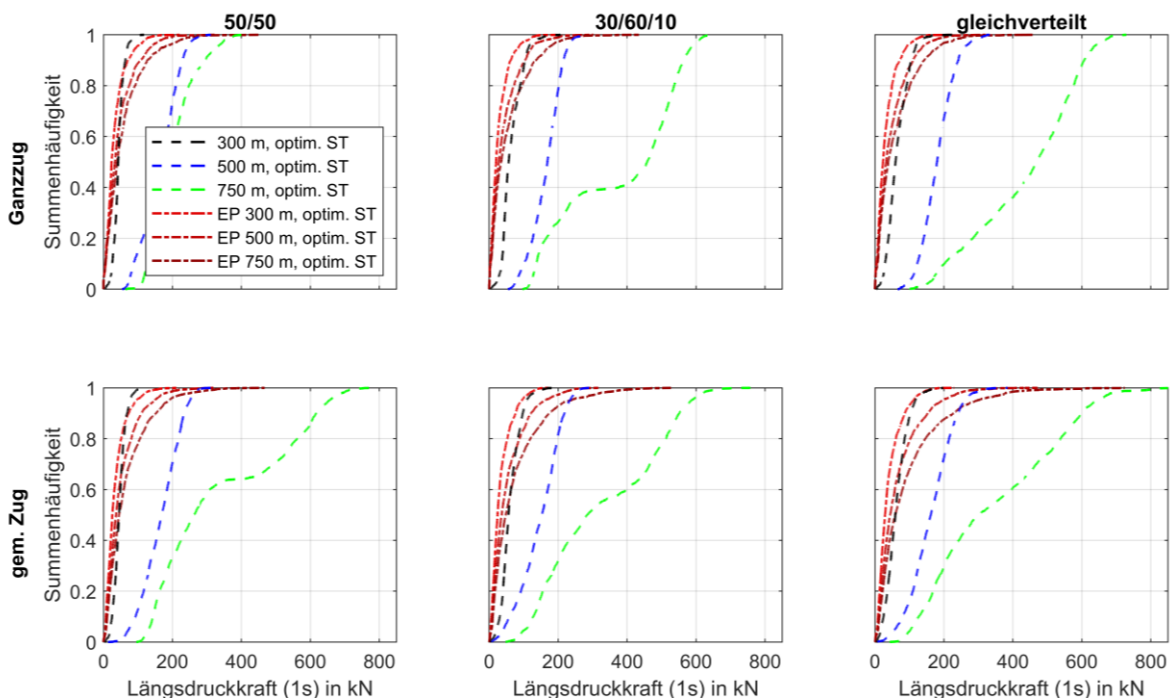


Abbildung 65: Auftretende Längsdruckkräfte im Vergleich zwischen rein pneumatischer und ep-Bremse bei Schnellbremsungen

In Abbildung 65 sind die auftretende Längsdruckkräfte durch Längsdynamik am Beispiel von Schnellbremsungen gegenübergestellt. Die Betrachtung ist dabei wieder nach verschiedenen Zuglängen, Massenarrangierungen und -verteilungen unterteilt. Es zeigt sich deutlich, dass durch den Einsatz der ep-Bremse die auftretenden Längsdruckkräfte insbesondere bei langen Zügen um Größenordnungen reduziert werden können. Während die Maximalwerte bei verschiedenen Zuglängen bei Einsatz der rein pneumatischen Bremse sehr weit auseinanderliegen, sorgt die synchrone

Ansteuerung der Bremse durch die ep-Bremse für deutlich kleinere Unterschiede in den auftretenden Kräften. Trotz der Parameteroptimierung auf Auflaufstöße ergeben sich mittels ep-Bremse durchgängig deutlich reduzierte Längsdruckkräfte im Schnellbremsfall. In gleicher Weise gilt dies auch für die auftretende Dynamik, d.h. die Anzahl der Schwingspiele in Folge einer Bremsung, was hier nicht dargestellt ist, die ebenfalls durch die Verwendung der ep-Bremse reduziert wird.

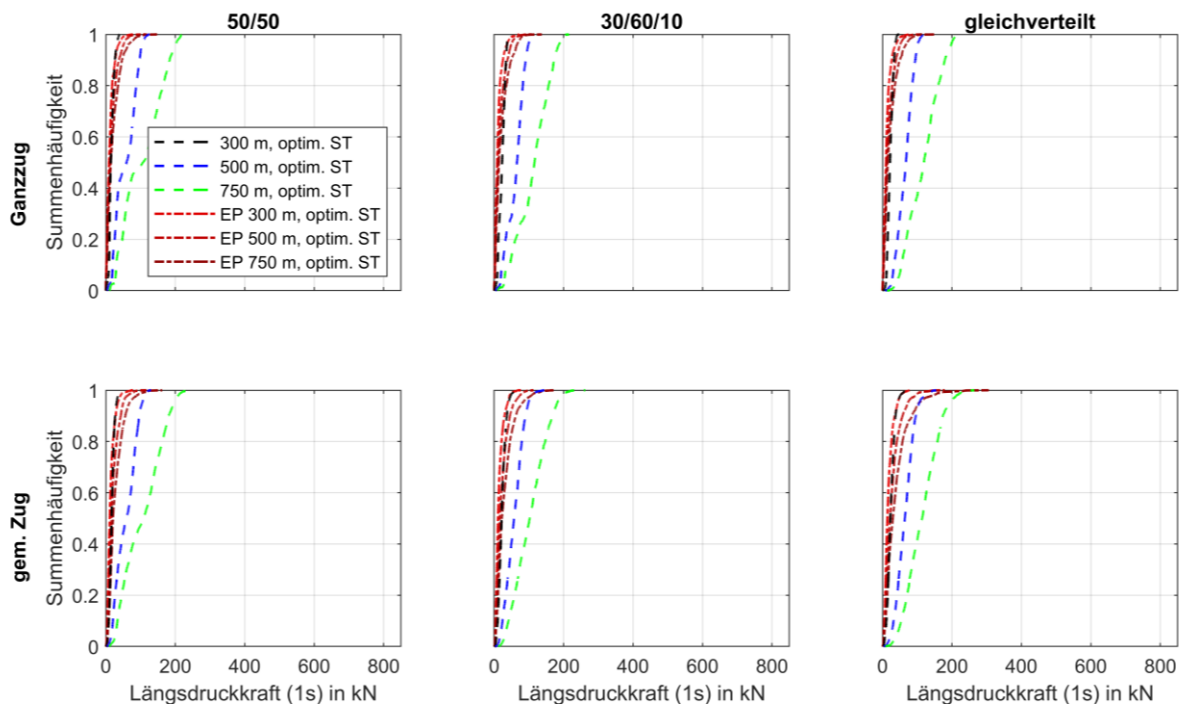


Abbildung 66: Auftretende Längsdruckkräfte im Vergleich zwischen rein pneumatischer und ep-Bremse bei Betriebsbremsungen

In Abbildung 66 wird die Untersuchung auf Betriebsbremsungen erweitert, bei der das Kraftniveau verglichen mit den Schnellbremsungen niedriger liegt. Die positiven Effekte der ep-Bremse werden auch bei Betriebsbremsungen deutlich wirksam. Das Kraftniveau sinkt über alle betrachteten Zuglängen und Massenordnungen bzw. –verteilungen deutlich trotz der auf Auflaufstöße optimierten Parameter.

6.4.5 Zwischenfazit

Die Betrachtungen der auftretenden Kräfte bzw. Wagenbeschleunigungen für jeweils optimierte dynamische Parameter zeigen sehr deutlich, dass die Optimierung in die jeweilige Richtung ihre Wirkung zeigt. Eine auf Längsdynamik optimierte Kupplung reduziert die durch Anfahr- und Bremsvorgänge auftretenden Längsdruck- und Längszugkräfte insbesondere im Bereich hoher Kräfte deutlich. Die Optimierung wirkt mit zunehmender Zuglänge immer stärker. Im Bereich niedriger Kräfte kommt es jedoch in einigen Fällen vor, dass die Werte für die auf Zuglängsdynamik optimierte Kupplung nicht unter denen der auf Stöße optimierten Kupplung liegen.

Eine auf Auflaufstöße optimierte Kupplung wirkt sich bei Rangiervorgängen durchweg positiv unabhängig von der jeweils betrachteten Geschwindigkeitsverteilung aus. Die Optimierung reduziert dabei zum einen die auftretenden Druckkräfte über den gesamten Kraftbereich und noch deutlicher die auftretenden Beschleunigungen an den am Stoß beteiligten Wagen. Die Ergebnisse belegen außerdem, dass die Geschwindigkeitsverteilung am Ablaufberg einen sehr großen Einfluss auf die Stoßkräfte hat. Für folgende Untersuchungen müssen diese Verteilungen daher möglichst genau bestimmt bzw. der Streubereich so gut wie möglich eingegrenzt werden.

Klar ist nur, dass es mit den gegenwärtig realisierten technischen Lösungen für den Federapparat einer DAK keine Kupplung geben kann, die sich sowohl für die Längsdynamik, als auch bei starken Auflaufstößen optimal verhält. Die insgesamt optimalen Parameter sind vermutlich ein Kompromiss aus beiden Strategien, wobei das mögliche gemeinsame Optimierungsziel im Kapitel 6.4 zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit näher umrissen wird. Die Tatsache, dass die Kupplungsparameter die Ergebnisverteilungen beeinflussen, bedeutet, dass auch die zu bestimmenden Kraftkollektive in einem gewissen Maß von der Ausführung der Kupplung und nicht nur von den betrieblichen Randbedingungen abhängig sind.

Der Einsatz einer ep-Bremse im Güterverkehr reduziert die Kräfte, die durch Längsdynamik entstehen, sehr deutlich. Dieser Effekt zeigt sich auch bei Verwendung einer Kupplung mit auf Auflaufstöße optimierten Parametern. Aus diesen Ergebnissen lassen sich mehrere mögliche Schlussfolgerungen ziehen, die von der Zielstellung und den möglichen Entwicklungen im SGV abhängen. Wenn man bei den bisherigen Zug- und Betriebskonzepten mit einer im Allgemeinen auf 740 m limitierten Zuglänge und

damit auch begrenzten maximalen Zugmassen bleibt, ermöglicht die ep-Bremse eine einseitige Optimierung der dynamischen Parameter der DAK auf Auflaufstöße. Auf der anderen Seite ermöglicht eine deutliche Reduzierung des Kraftniveaus durch Anfahr- und Bremsvorgänge die Nutzung neuer Zug- und Betriebskonzepte, die bisher aus Gründen der Fahrsicherheit im Hinblick auf die auftretenden Längsdruckkräfte nicht möglich waren. Dazu zählen z.B. die Nutzung von längeren Zügen und damit höheren maximalen Zugmassen [56].

6.5 Betriebsfestigkeit

Die Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit bauen auf den zuvor präsentierten Ergebnissen für Längsdynamik und Auflaufstöße auf. Letztendlich geht es darum, Abschätzungen dafür zu treffen, welchen Belastungen und damit auch Beanspruchungen eine DAK im Laufe ihres Lebens ausgesetzt ist. Die hängen zum einen von den betrieblichen Randbedingungen ab, die z.B. beeinflussen, wie oft Züge bremsen, beschleunigen oder Rangierbahnhöfe durchfahren. Diese Faktoren wirken sich entsprechend auf die Kräfte aus, die durch Längsdynamik bzw. Auflaufstöße auf die Kupplung wirken. In der darunterliegenden Ebene lassen sich diese Rahmenbedingungen noch weiter aufschlüsseln, wenn man z.B. verschiedene Geschwindigkeitsverteilungen berücksichtigt. Längsdynamische Effekte werden nicht nur durch Fahrmanöver ausgelöst, sondern in geringem Maße auch durch Neigungswechsel der Strecke oder Schwankungen in der Geschwindigkeit bei Beharrungsfahrt. Auch unterschiedliche Massenordnungen und -verteilungen müssen berücksichtigt werden. Daneben werden als technischer Parameter der Wagen die Auswirkungen unterschiedlicher Bremssohlenmaterialien untersucht.

Im vorigen Kapitel wurde gezeigt, dass auch die Federauslegung selbst wiederum einen deutlichen Einfluss auf die auftretenden Kräfte und somit potentiell auch auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung hat. Daher werden auch bei der Untersuchung der Betriebsfestigkeit die Auswirkungen der Optimierung auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße untersucht. Die Vorgehensweise ist in zwei Schritte gegliedert: Im ersten Schritt wird eine Sensitivitätsanalyse mittels GSA durchgeführt, um herauszufinden, welche Parameter einen besonders großen Einfluss auf die Betriebsfestigkeit besitzen. Für diese Parameter wird untersucht, welche Parameterausprägungen sich positiv bzw.

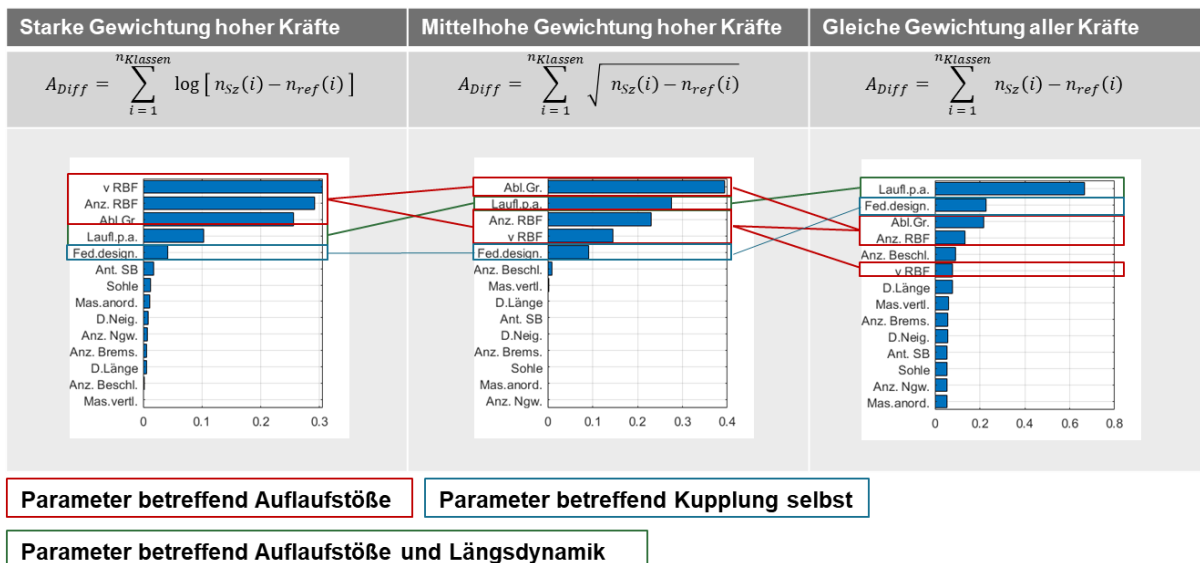
negativ auf die Betriebsfestigkeit auswirken. Im zweiten Schritt wird die Betrachtung nach verschiedenen Segmenten im SGV differenziert, um herauszufinden, bei welchen Verkehren sich eine Parameteroptimierung wie auf die Betriebsfestigkeit auswirkt.

6.5.1 Sensitivitätsanalyse

Das Ziel der Sensitivitätsanalyse ist es herauszufinden, welche Parameter aus den eingangs genannten Gruppen besonders einflussreich für die Betriebsfestigkeit sind. Auch hier stellt sich die Frage, welche Größe man als Bezugspunkt für die Analyse auswählt. Im Rahmen dieser Studie wird mangels eines Standardverfahrens zum Vergleich verschiedener Kraftkollektive die in 4.5.4 erläuterte Größe der kumulierten Differenz der Kraftkollektive (KDK) herangezogen. Dabei wird das Kollektiv für ein bestimmtes Szenario mit dem Referenzkollektiv verglichen, das als Minimum aus der Gesamtheit der Kollektive aller betrachteten Szenarien gebildet wurde. Prinzipiell werden die jeweiligen Anzahlen dabei Klasse für Klasse subtrahiert und die Differenzen aufsummiert.

Das Ergebnis hängt jedoch zusätzlich davon ab, wie die Differenzen gewichtet werden. Dies ist insbesondere relevant für Kräfte, die mit hoher Amplitude, aber dafür selten auftreten. Dazu werden drei verschiedene Verfahren untersucht, wie die jeweiligen KDK gebildet werden. Die auf den ersten Blick naheliegende Methode ist die Summation der absoluten Differenz, wobei alle Klassen auftretender Kraftamplituden gleich gewichtet werden. Eine stärkere Gewichtung höherer Kräfte wird erreicht durch Aufsummieren der Quadratwurzeln aus den jeweiligen Differenzen. Besonders stark ist die Gewichtung hoher Kräfte, wenn die Summe über die zuvor logarithmierten Differenzen der Häufigkeit je Klasse gebildet wird. Die Sensitivitätsanalyse wird für alle drei Verfahren durchgeführt, die Ergebnisse sind in Tabelle 16 aufgeführt. Für die jeweilige Gewichtungsmethode sind die Parameter anhand ihres Einflusses nach GSA geordnet aufgeführt. Um die Ergebnisse besser einordnen zu können, wird zwischen Parametern unterschieden, die entweder nur die Längsdynamik, nur die Auflaufstöße, beide Fälle oder die Kupplung selbst betreffen.

Tabelle 16: Vergleich verschiedener Verfahren zur Gewichtung der kumulierten Differenz der Kraftkollektive



Zwischen den verschiedenen Verfahren zeigen sich deutliche Unterschiede in der Reihenfolge der wichtigsten Parameter, insofern beeinflusst das Gewichtungsverfahren auch die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse. Allerdings erweisen sich bei allen drei Verfahren nahezu die gleichen Parameter als die einflussreichsten. Wird die jeweilige Reihenfolge verglichen, ergibt sich folgendes Bild: Je höher hohe Kräfte gewichtet werden, desto mehr spielen die Faktoren der Auflaufstöße die dominierende Rolle, aber auch die Jahreslaufleistung ist von Bedeutung. Werden dagegen alle Kräfte gleich gewichtet und nur die absolute Anzahl der vorkommenden Amplituden ist von Bedeutung, spielen die Parameter der Längsdynamik, speziell die Jahreslaufleistung, die dominierende Rolle.

Für die folgenden Betrachtungen wird das Verfahren mit logarithmierten Differenzen und einer starken Gewichtung hoher Kräfte ausgewählt. Diese Methode ist am ehesten mit dem Wöhler-Verfahren bei der Untersuchung von Spannungskollektiven zu vergleichen, wo ebenfalls logarithmierte Häufigkeiten betrachtet werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 67 im Detail dargestellt. Der Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Kraftkollektive ist im rechten Teil der Abbildung aufgeschlüsselt. Die drei wichtigsten Parameter betreffen allesamt die Auflaufstöße auf Rangierbahnhöfen, die Geschwindigkeitsverteilung bei den Aufläufen, die Anzahl der Rangierbahnhof-Aufenthalte (Rbf-Aufenthalte) je 100 km sowie die durchschnittliche Größe der ablaufenden

Gruppen. Diese Ergebnisse spiegeln die Resultate zu den auftretenden Kräften durch Auflaufstöße wider, wo die Geschwindigkeitsverteilung die auftretenden Amplituden entscheidend beeinflusst. Die Anzahl der Aufenthalte auf Rangierbahnhöfen beeinflusst die Häufigkeit des Auftretens von Krafteinwirkungen mit potentiell hohen Belastungen der Kupplung durch Stöße. Die durchschnittliche Anzahl der gemeinsam ablaufenden Wagen beeinflusst, wie oft die Kupplung bei einem Stoß tatsächlich mit der vollen Stoßkraft belastet wird. Ebenfalls ein wichtiger Parameter ist die Jahreslaufleistung der Wagen. Außerdem – das bestätigt die bisherigen Vermutungen – spielt auch die Federauslegung selbst eine Rolle. Die anderen Parameter sind nicht vollkommen ohne Einfluss, aber sind im Vergleich zu den genannten Größen unter den Bedingungen dieser Betrachtung als untergeordnet anzusehen.

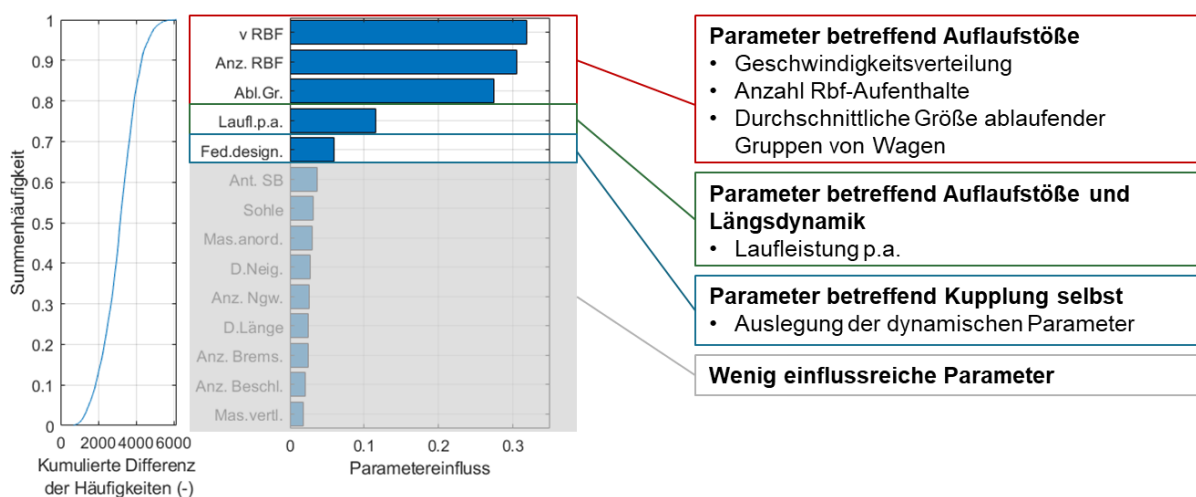


Abbildung 67: Identifikation einflussreicher Parameter für die Betriebsfestigkeit der DAK

An dieser Stelle muss angemerkt werden, dass sich die Sensitivitätsanalyse auf die vorgestellten Streubereiche der Parameter und auf das gewählte Verfahren zur Ermittlung der kumulierten Differenz der Flächen der Kraftkollektive zum Referenzkollektiv bezieht. Einzelne Parameter in dieser Betrachtung, wie z.B. die Geschwindigkeitsverteilung, haben sehr große Streubereiche. Eine Eingrenzung bestimmter Parameter auf einen kleineren Streubereich oder eine Verschiebung der Streubereiche einzelner Parameter verändern auch das Ergebnis der Sensitivitätsanalyse. Je genauer die

Streubereiche eingegrenzt werden können, desto genauere Aussagen lassen sich sowohl über den Einfluss dieses Parameters, als auch der anderen Parameter treffen.

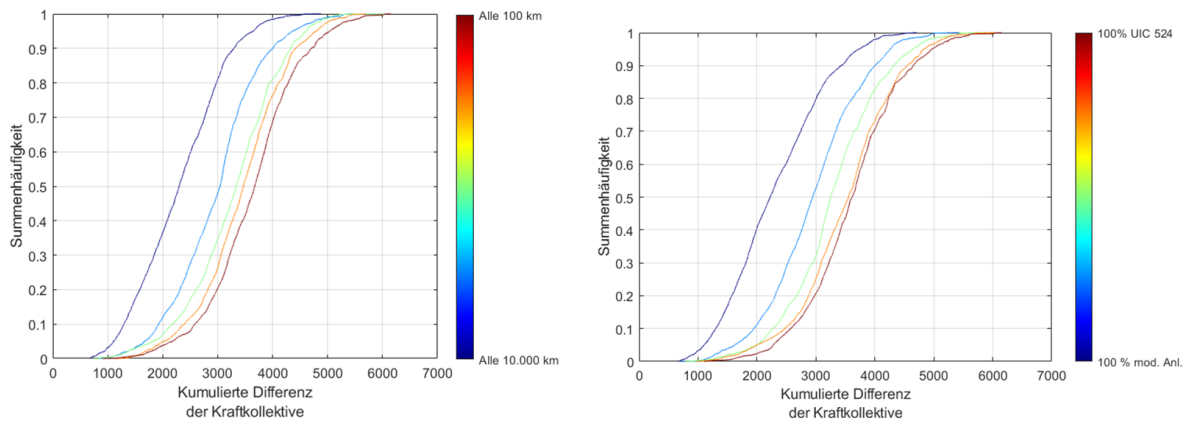


Abbildung 68: Parameterausprägung von Anzahl der Rbf-Aufenthalte je 100 km (links) und Geschwindigkeitsverteilung bei den Abläufen (rechts)

Im nächsten Schritt werden nun die jeweils vorteilhaften Ausprägungen der wichtigsten Parameter anhand der Summenhäufigkeiten untersucht. Auch hier werden die Parameterausprägungen in fünf abgestuften Gruppen geclustert.

In Abbildung 68 sind die Auswirkungen der Parameterausprägung für die Anzahl der Rbf-Aufenthalte sowie die Geschwindigkeitsverteilung bei den Abläufen aufgeschlüsselt. Je öfter Wagen Rangierbahnhöfe befahren, desto größer ist die Abweichung des Kraftkollektivs vom Referenzkollektiv und damit auch insgesamt die Häufigkeit bzw. Amplitude der Belastung der Kupplungen. Je höher der Anteil an Rangierbahnhöfen mit modernen Ablaufbergsteuerungen an den durchfahrenen Rangierbahnhöfen ist, desto geringer sind Häufigkeit und Amplitude von Kräften. Beide Größen hängen eng miteinander zusammen und unterstreichen noch einmal die Ergebnisse der Untersuchung der Auflaufstöße.

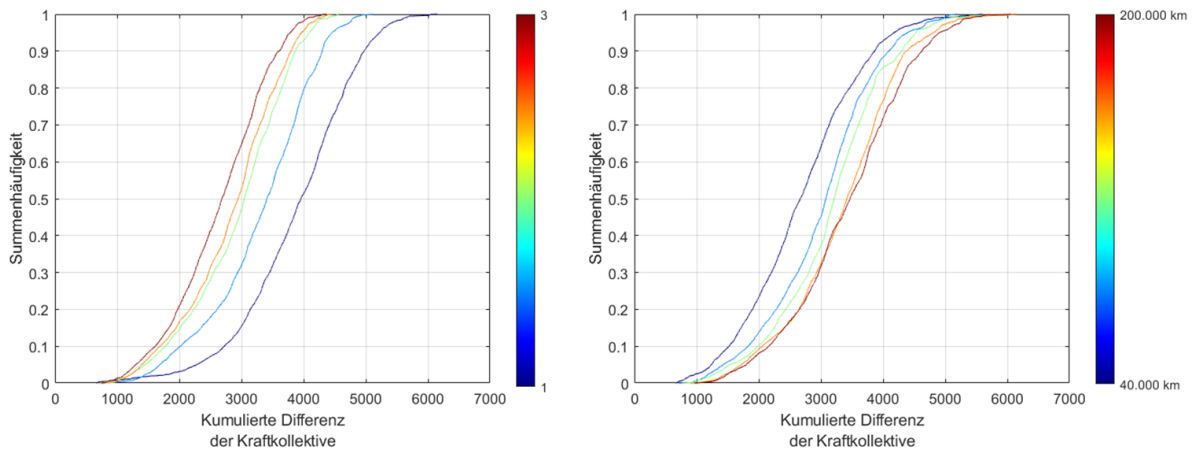


Abbildung 69: Parameterausprägung von durchschnittlicher Größe der Gruppen ablaufender Wagen (links) und Jahreslaufleistung (rechts) bezogen auf die Betriebsfestigkeit

Der Einfluss der Parameterausprägung für die durchschnittliche Größe der Gruppen ablaufender Wagen und der Jahreslaufleistung ist in Abbildung 69 dargestellt. Demzufolge sinken Amplituden und Häufigkeiten von Kräften, je größer die Gruppen sind, in denen Wagen durchschnittlich ablaufen, und je kleiner die Jahreslaufleistung ist.

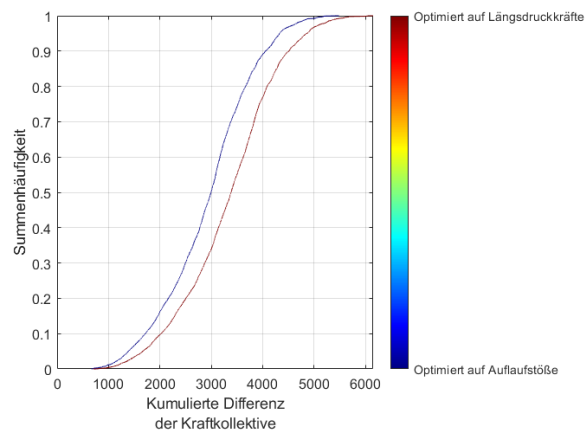


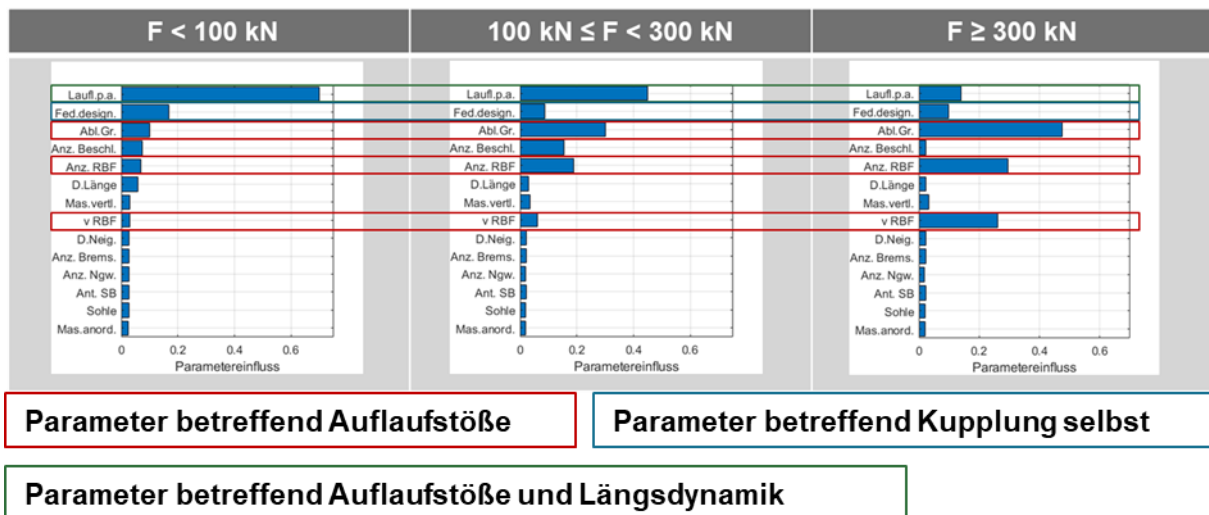
Abbildung 70: Parameterausprägung der Federauslegung bezogen auf die Betriebsfestigkeit

Die Auswirkungen der verschiedenen Federauslegungen auf die KDK ist in Abbildung 70 aufgeführt. Dieser Parameter ist im Gegensatz zu den vorherigen nicht kontinuierlich, d.h. es wurden wie eingangs beschrieben nur die jeweils optimierten Auslegungen untersucht. Über alle simulierten Fälle hinweg erweist sich dabei eine tendenziell auf Auflaufstöße optimierte Kupplung als etwas vorteilhafter. Dies überrascht wenig, da

die wichtigsten Parameter für die Kraftkollektive die Auflaufstöße betreffen. Allerdings muss dieses Ergebnis eingeschränkt werden: Auch hier sei erneut auf die teilweise breiten Streubereiche insbesondere beim einflussreichsten Parameter, der Geschwindigkeitsverteilung, hingewiesen. Da die Federauslegung wie in den vorigen Kapiteln dargestellt nicht nur die Kraftamplitude, sondern auch die Häufigkeit bzw. Zahl der Schwingspiele beeinflusst, muss bei der Betrachtung einer im Hinblick auf die Betriebsfestigkeit optimierten Auslegung stärker differenziert werden. Diese Betrachtung wird in 6.5.2 aufgegriffen und die Ergebnisse nach verschiedenen Betriebsszenarien bzw. Segmenten des SGV aufgeschlüsselt.

Im letzten Schritt der Sensitivitätsanalyse wird nun getrennt nach verschiedenen Kraftbereichen untersucht, welche Parameter jeweils die dominierende Rolle spielen. Als niedrige Kräfte werden dabei Kräfte unter 100 kN klassifiziert, darüber werden Kräfte zwischen 100 kN und 300 kN erfasst und in der dritten Gruppe Kräfte oberhalb von 300 kN. Die Ergebnisse der einzelnen Betrachtungen sind in Tabelle 17 aufgeführt. Die Parameter wurden hier jeweils in der gleichen Reihenfolge geplottet.

Tabelle 17: Identifikation einflussreicher Parameter für die Betriebsfestigkeit in verschiedenen Kraftbereichen



Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass für Kräfte im Bereich bis 300 kN die Jahreslaufleistung die wichtigste Rolle spielt. Im niedrigen Kraftbereich spielen die Faktoren der Auflaufstöße nur eine geringe Rolle, im mittleren Kraftbereich schon eine etwas größere und bei den hohen Kräften dominieren sie insgesamt deutlich. Die

Federauslegung spielt über alle Kraftbereiche zwar nicht die wichtigste, aber stets eine bedeutsame Rolle.

6.5.2 Auswertung exemplarischer Betriebsszenarien

Aufbauend auf den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse soll der Einfluss verschiedener Parameter anhand einiger exemplarischer Szenarien an konkreten Kollektiven verdeutlicht werden. Die Szenarien orientieren sich grob an verschiedenen Produktionsformen im SGV, aus denen sich potentiell verschiedene Kraftkollektive und damit verschiedene Anforderungen an die Auslegung der DAK ergeben. Die zugrundeliegenden Annahmen sind in Tabelle 18 aufgelistet. Daraus werden die konkreten Parameter jeweils abgeleitet. Innerhalb der drei Szenarien werden jeweils noch weitere Differenzierungen vorgenommen, um die Auswirkungen der Parameterausprägung weiter aufzulösen.

Tabelle 18: Annahmen für das Betriebsprogramm verschiedener Produktionsformen im SGV

Produktionsform	Intermodalzüge	Schüttgutganzzüge	Einzelwagenverkehr
Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none"> • hohe Laufleistungen • i.d.R. Ganzzüge • selten auf Rbf • selten ganz leer oder ganz voll beladen 	<ul style="list-style-type: none"> • mittelhohe Laufleistungen • Ganzzüge • Oft ganz leer oder ganz voll unterwegs 	<ul style="list-style-type: none"> • Niedrige Laufleistungen • i.d.R. gemischte Züge • Sehr unterschiedliche Beladungszustände • Häufige Rbf-Aufenthalte

Die dargestellten Kollektive beziehen sich jeweils auf einen Bemessungszeitraum von einem Jahr. Die gezeigten Kollektive bauen auf den Ergebnissen der zuvor durchgeführten Simulationen auf.

Intermodalzüge

Für Intermodalzüge werden vier verschiedene exemplarische Betriebsprogramme untersucht, im Folgenden werden diese als Intermodalzüge A - D bezeichnet. Einige Annahmen treffen hier auf alle Züge zu, d.h. z.B. die Verteilung der Beladungszustände und die Massenanordnung im Zug. Variiert wurden die Jahreslaufleistung der Wagen, die relative Anzahl der Brems- und Anfahrvorgänge auf Basis der IGW-Daten sowie das Bremssohlenmaterial. Bezogen auf die Auflaufstöße wurde in allen Szenarien angenommen, dass die Züge alle 10.000 km über einen Rangierbahnhof laufen und dass sich die Auflaufgeschwindigkeit entsprechend der Werte für eine moderne Ablaufanlage verhalten.

Tabelle 19: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Intermodalzügen

	Intermodalzug A	Intermodalzug B	Intermodalzug C	Intermodalzug D
Wagengattung	R bzw. S	R bzw. S	R bzw. S	R bzw. S
Verteilung Beladungszustände	30 % leer, 60 % halbvoll, 10 % voll	30 % leer, 60 % halbvoll, 10 % voll	30 % leer, 60 % halbvoll, 10 % voll	30 % leer, 60 % halbvoll, 10 % voll
Anordnung Massen im Zug	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)
Jahreslaufleistungen Wagen	200.000 km	200.000 km	200.000 km	100.000 km
Häufigkeit Anfahren/Bremsen	IGW	IGW · 0,5	IGW	IGW
Bremssohlenmaterialien	Scheibenbremse	Scheibenbremse	mittlerer Verlauf K-Sohlen	Scheibenbremse
Anzahl Rangierbahnhofaufenthalte	alle 10.000 km	alle 10.000 km	alle 10.000 km	alle 10.000 km
Auflaufgeschwindigkeiten Rbf	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage
	Referenz	Halbierte Frequenz von Bremsungen/ Beschleunigungen	Anderes Sohlenmaterial	Halbierte Laufleistung

Die exemplarischen Kraftkollektive für die vier Intermodalzüge sind in Abbildung 71 im Vergleich dargestellt. Bei der Betrachtung werden die bereits in Tabelle 17 aufgeschlüsselten Kraftbereiche unterschieden, weil die Unterschiede zwischen den vier Szenarien sich jeweils auf unterschiedliche Weise zeigen. Die Kollektive für eine Kuppelung, die auf Auflaufstöße optimiert wird, und eine auf Längsdynamik optimierte Kuppelung sind im Vergleich dargestellt. Die Häufigkeit ist aus Gründen der besseren Darstellbarkeit logarithmisch skaliert.

Im niedrigen Kraftbereich (rote Umrahmung) zeigt sich, dass sich durch eine gegenüber dem Referenzkollektiv halbierte Jahreslaufleistung und geringere Anzahl von Brems-/ Beschleunigungsvorgängen die Häufigkeit der auftretenden Kräfte reduziert. Dies bestätigt die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse, wonach in diesem Kraftbereich besonders die Parameter mit Auswirkungen auf die Längsdynamik von Bedeutung

sind. Eine halbierte Laufleistung (Intermodalzug D) wirkt sich jedoch stärker aus, weil die Schwingungsvorgänge im Rahmen von Beharrungsfahrten ebenfalls einen Einfluss auf die Häufigkeiten der Kräfte im niedrigen Kraftbereich haben. Die Wahl eines anderen Reibmaterials zeigt nahezu keine Unterschiede in den Kraftkollektiven und wird von anderen Faktoren dominiert. Im Vergleich der Häufigkeiten der beiden jeweils optimierten Kupplungen zeigt sich, dass eine Optimierung auf Längsdynamik Wirkung zeigt, wenn auch eher in geringem Maße.

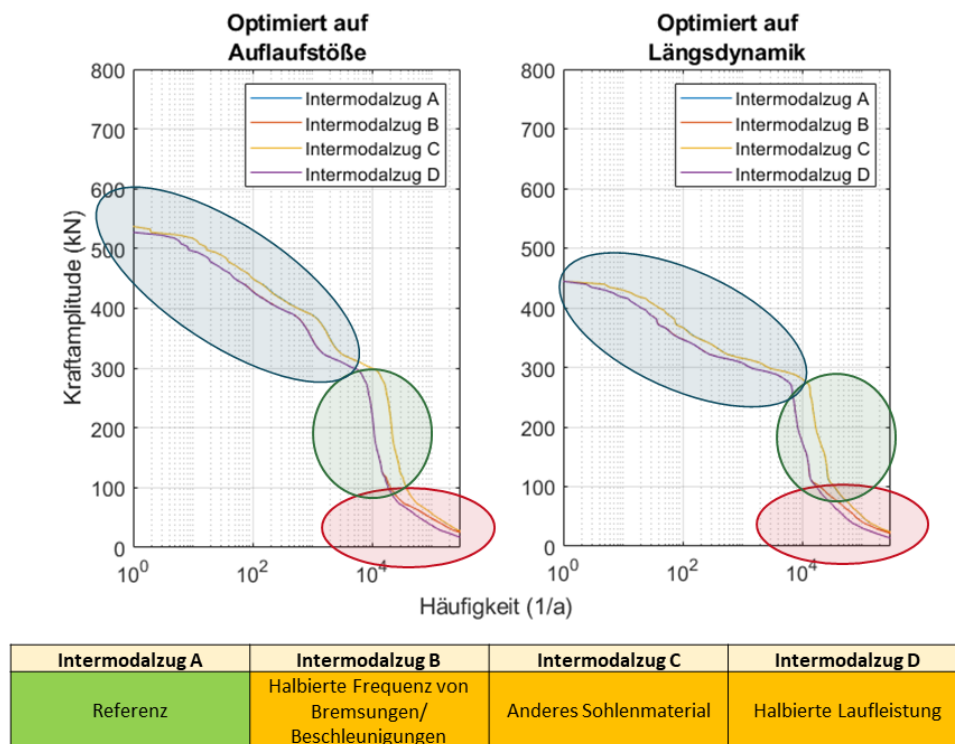


Abbildung 71: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Intermodalzüge

Im Kraftbereich zwischen 100 kN und 300 kN (grüne Umrahmung) gibt es kaum noch Unterschiede zwischen den Intermodalzügen B und D. Die geringere Anzahl betrieblicher Manöver, die die Längsdynamik beeinflussen, zeigt sich auch deutlich im Vergleich zum Referenzkollektiv. In diesem Kraftbereich wirken sich offensichtlich die Kräfte durch Beharrung nicht mehr oder nur sehr gering aus. Unterschiede mit verschiedenen Bremssohlenmaterialien sind auch hier nicht zu beobachten. Beim Vergleich der Kollektive zwischen den beiden Optimierungsstrategien zeigen sich auch hier leichte Vorteile für die auf Längsdynamik optimierte Kupplung.

Mit Blick auf Kraftamplituden jenseits von 300 kN (blaue Umrahmung) wirkt sich jedoch eine Optimierung der dynamischen Parameter auf die Längsdynamik sehr deutlich aus. Sowohl die insgesamt maximale Kraftamplitude, als auch die Häufigkeiten der Kräfte im hohen Kraftbereich werden deutlich reduziert. Ähnlich wie im mittleren Kraftbereich wirken sich eine halbierte Laufleistung und eine halbierte Anzahl von Brems- und Beschleunigungsvorgängen nahezu identisch aus, während das Sohlenmaterial im Prinzip keine Rolle spielt.

Schüttgutganzzüge

Im zweiten Schritt werden die Kraftkollektive für drei exemplarisch ausgewählte Betriebsprogramme für Schüttgutganzzüge untersucht (siehe Tabelle 20). Für diese Züge wird angenommen, dass sie zu 50% ihrer Laufleistung leer und zu 50% voll beladen in der Anordnung als Ganzzug verkehren. Weiterhin wird die Ausrüstung ausschließlich mit K-Sohlen betrachtet. Bezogen auf die Abläufe auf Rangierbahnhöfen wird mit einem Aufenthalt alle 1.000 km sowie den Werten einer modernen Ablaufanlage für die Verteilung der Auflaufgeschwindigkeiten gerechnet. Im Vergleich zum Referenzkollektiv wird in Beispiel B eine halbierte Frequenz von Brems- und Beschleunigungsvorgängen sowie in C eine halbierte Jahreslaufleistung betrachtet.

Tabelle 20: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Schüttgutganzzügen

	Schüttgutganzzug A	Schüttgutganzzug B	Schüttgutganzzug C
Wagengattung	E bzw. F	E bzw. F	E bzw. F
Verteilung Beladungszustände	50 % leer, 50 % voll	50 % leer, 50 % voll	50 % leer, 50 % voll
Anordnung Massen im Zug	Ganzzug (alle einheitlich)	Ganzzug (alle einheitlich)	Ganzzug (alle einheitlich)
Jahreslaufleistungen Wagen	100.000 km	100.000 km	50.000 km
Häufigkeit Anfahren/Bremsen	IGW	IGW · 0,5	IGW
Bremssohlenmaterialien	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen
Anzahl Rangierbahnhofaufenthalte	alle 1.000 km	alle 1.000 km	alle 1.000 km
Auflaufgeschwindigkeiten Rbf	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage
	Referenz	Halbierte Frequenz von Bremsungen/ Beschleunigungen	Halbierte Laufleistung

Die Ergebnisse für die drei Kollektive sind Abbildung 72 aufgeführt. Die Analyse ist in den Kraftbereich bis etwa 300 kN (rote Umrahmung) sowie die Kraftamplituden

darüber geteilt (blaue Umrahmung). Analog zu den Ergebnissen für die Intermodalzüge reduzieren eine halbierte Laufleistung sowie eine geringere Zahl von Brems-/Beschleunigungsvorgängen je 100 km die Häufigkeit der Kraftamplituden im Kraftbereich bis 300 kN deutlich. Die Optimierung auf Längsdynamik wirkt sich im Bereich 100 kN bis 300 kN positiv aus. Im Bereich höherer Kräfte zeigt sich ein gegensätzliches Bild: Es gibt kaum noch Unterschiede zwischen dem Referenzkollektiv und dem Kollektiv mit reduzierter Anzahl von Brems- und Beschleunigungsvorgängen. Dies zeigt deutlich, dass sich in diesem Bereich fast ausschließlich die aus Auflaufstößen resultierenden Kräfte auf das Kollektiv auswirken. Im mittleren bis hohen Kraftbereich zeigt sich dementsprechend auch sehr deutlich, dass eine Optimierung auf Auflaufstöße sowohl die maximale Amplitude als auch die Häufigkeit von Kräften stark reduziert.

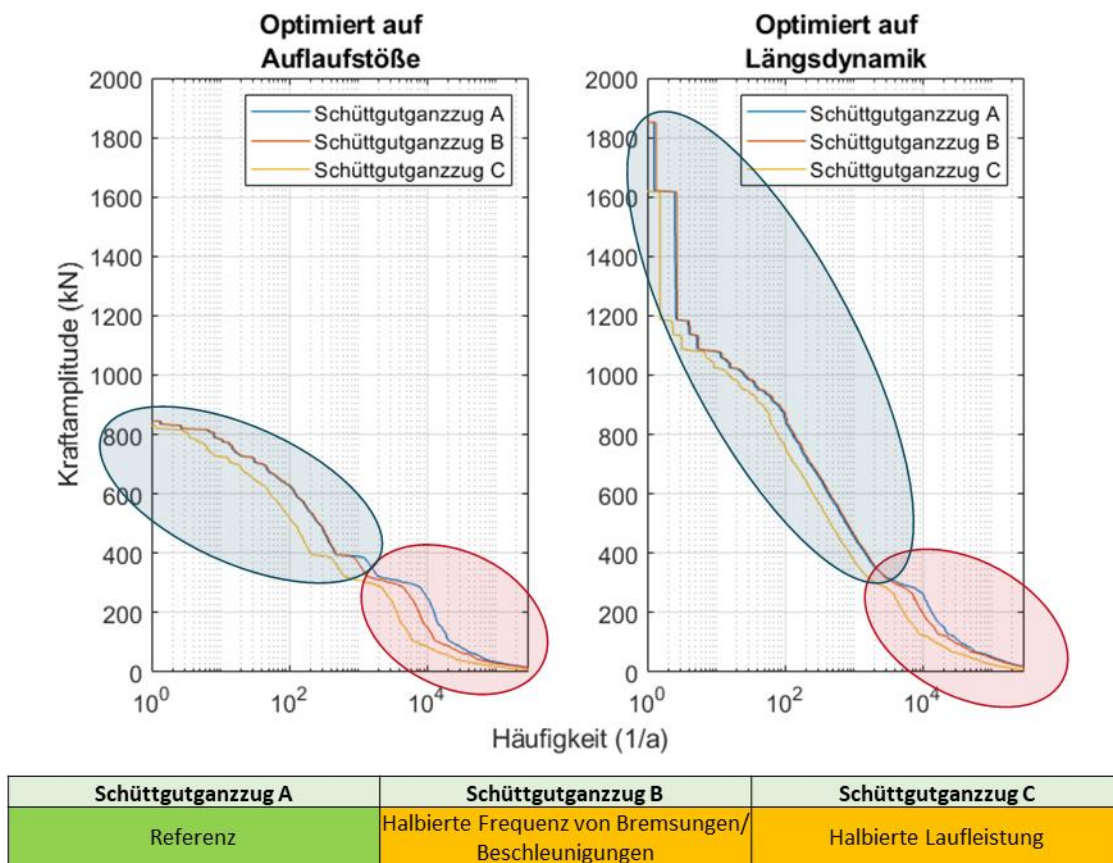


Abbildung 72: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Schüttgutganzzüge

Über das gesamte Kollektiv wirkt sich eine halbierte Laufleistung auf die Häufigkeit auftretender Kraftamplituden aus, nicht jedoch auf die Amplitude. Grund dafür ist, dass

sowohl die Anzahl betrieblicher Manöver, als auch die Frequenz der Rangierbahnhöfe in dieser Betrachtung an die Laufleistung gekoppelt sind.

Einzelwagenzüge (Wagenladungsverkehr)

Im Gegensatz zu Intermodal- und Schüttgutganzzügen sind bei Zügen im Wagenladungsverkehr – im Folgenden Einzelwagenzüge – keine generellen Aussagen über typische Beladungszustände und Anordnungen von Massen innerhalb von Zugverbänden möglich. Daher wird angenommen, dass alle Beladungszustände der Wagen von leer bis voll theoretisch gleich wahrscheinlich sind und dass die Verteilung von Wagen mit unterschiedlichen Massen innerhalb von Zügen stochastisch verteilt ist. Dabei wird jedoch auch berücksichtigt, dass es oft Gruppen von Wagen mit ähnlicher Beladung gibt. Bei den Einzelwagenzügen werden vier Szenarien unterschieden, in denen sich im Vergleich zum Referenzfall einmal die Anzahl von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen, einmal die Frequenz von Rbf-Aufhalten und einmal die Geschwindigkeitsverteilung der Aufläufe unterscheidet. Im Einzelwagenzug D wird angenommen, dass sich die Geschwindigkeitsverteilung der Aufläufe durchgehend, d.h. im Prinzip für jeden durchfahrenen Rangierbahnhof, entsprechend UIC 524 verhält. Ein Überblick über die vier Szenarien ist in Tabelle 21 zu sehen.

Tabelle 21: Exemplarisch untersuchte Betriebsprogramme von Zügen im Wagenladungsverkehr

	Einzelwagenzug A	Einzelwagenzug B	Einzelwagenzug C	Einzelwagenzug D
Wagengattung	E bzw. F	E bzw. F	E bzw. F	E bzw. F
Verteilung Beladungszustände	alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich	alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich	alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich	alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich
Anordnung Massen im Zug	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)
Jahreslaufleistungen Wagen	50.000 km	50.000 km	50.000 km	50.000 km
Häufigkeit Anfahren/Bremsen	IGW	IGW · 2	IGW	IGW
Bremssohlenmaterialien	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen
Anzahl Rangierbahnhöfenaufenthalte	alle 1.000 km	alle 1.000 km	alle 100 km	alle 1.000 km
Auflaufgeschwindigkeiten Rbf	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	UIC 524
	Referenz	Doppelte Frequenz von Bremsungen/ Beschleunigungen	Häufigere Rbf- Aufenthalte	Andere Geschwindigkeitsverteilung

Im Vergleich der Kraftkollektive in Abbildung 73 zeigen sich sehr große Unterschiede zwischen den vier Szenarien, die gegenüber den zuvor betrachteten Intermodal- und

Schüttgutanzügen eine Erweiterung des betrachteten Kraftbereiches nach oben nötig machen. Im Vergleich von A, B und C zeigt sich, dass sich im Bereich bis 300 kN eine Verdopplung der Beschleunigungs- und Bremsvorgänge deutlich auf die Häufigkeit der auftretenden Kräfte auswirkt. Oberhalb von 300 kN sind nur noch geringe bis keine Unterschiede sichtbar. Häufigere Rbf-Aufenthalte erhöhen die Häufigkeiten über alle Kraftamplituden. Eine Optimierung auf Auflaufstöße verringert die Auswirkungen (Amplituden/Häufigkeiten) häufigerer Rbf-Aufenthalte im hohen Kraftbereich deutlich, erweist sich jedoch auch bereits im niedrigen Kraftbereich durchweg als vorteilhaft. Im Vergleich zu den anderen drei Szenarien sticht der Einzelwagenzug D deutlich heraus. Im Bereich bis 300 kN fallen die Unterschiede weniger auf, aber darüber wirkt sich die veränderte Geschwindigkeitsverteilung von einer modernen Ablaufanlage zur Verteilung nach UIC 524 dramatisch aus. Es bestätigen sich die Erkenntnisse aus Kapitel 6.3 sowie 6.4, dass die Geschwindigkeitsverteilung einen sehr großen Einfluss auf die auftretenden Kräfte besitzt. Durch die Optimierung auf Auflaufstöße kann zwar die Häufigkeit der Kräfte reduziert werden, die maximal auftretenden Amplituden jedoch nur in geringem Maße.

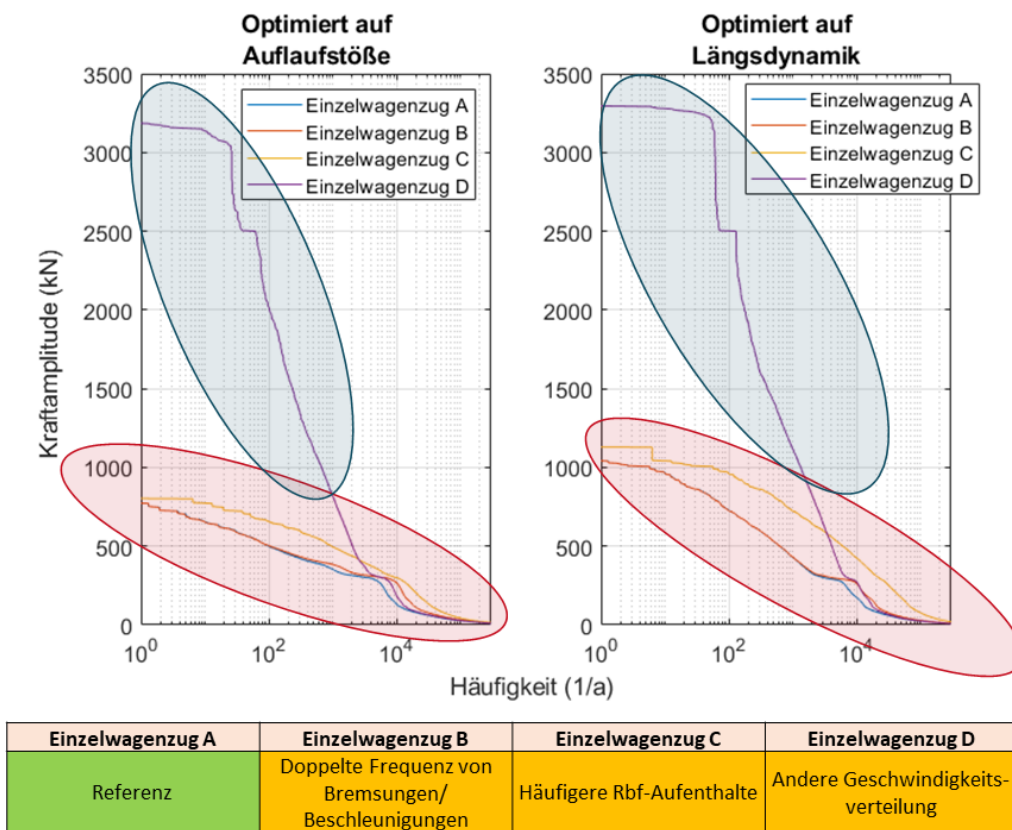


Abbildung 73: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Züge im Wagenladungsverkehr

Abschließend für die Untersuchung der exemplarischen Betriebsszenarien werden Kollektive für die drei betrachteten SGV-Segmente im Vergleich betrachtet. Dazu wird jeweils ein exemplarischer Zug unter der Maßgabe ausgewählt, dass sich die drei Beispiele in möglichst vielen Parametern unterscheiden sollen, um die Bandbreite aufzeigen zu können. Ausgewählt wurden dazu der Intermodalzug C, der Schüttgutganzzug A und der Einzelwagenzug C. Die drei Beispiele unterscheiden sich hinsichtlich der Massenverteilung und –anordnung, der Jahreslaufleistung sowie der Frequenz von Rbf-Aufenthalten. Die Anzahl von Brems- und Beschleunigungsvorgängen je 100 km wird einheitlich entsprechend der IGW-Daten gewählt. Bei den Auflaufgeschwindigkeiten wird in allen drei Fällen von der Verteilung für eine moderne Ablaufanlage ausgegangen. Eine Übersicht ist in Tabelle 22 gegeben.

Tabelle 22: Gegenüberstellung von Intermodal-, Schüttgut und Zügen im Wagenladungsverkehr

	Intermodalzug C	Schüttgutganzzug A	Einzelwagenzug C
Wagengattung	R bzw. S	E bzw. F	E bzw. F
Verteilung Beladungszustände	30 % leer, 60 % halbvoll, 10 % voll	50 % leer, 50 % voll	alle Beladungszustände gleich wahrscheinlich
Anordnung Massen im Zug	stochastisch verteilt (mit Gruppen)	Ganzzug (alle einheitlich)	stochastisch verteilt (mit Gruppen)
Jahreslaufleistungen Wagen	200.000 km	100.000 km	50.000 km
Häufigkeit Anfahren/Bremsen	IGW	IGW	IGW
Bremssohlenmaterialien	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen	mittlerer Verlauf K-Sohlen
Anzahl Rangierbahnhofaufenthalte	alle 10.000 km	alle 1.000 km	alle 100 km
Auflaufgeschwindigkeiten Rbf	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage	Werte einer modernen Ablaufanlage

Die Kraftkollektive sind in Abbildung 74 im Vergleich dargestellt. Je nach Parameteroptimierung und betrachtetem Kraftbereich ergibt sich ein sehr unterschiedliches Bild. Wird zunächst die auf Auflaufstöße optimierte Kupplung im Kraftbereich bis 300 kN betrachtet, so fällt auf, dass der Schüttgutganzzug die niedrigsten Häufigkeiten in diesem Kraftbereich aufweist. Bei Intermodalzug und Einzelwagenzug kompensieren sich auf der einen Seite die höhere Laufleistung und auf der anderen Seite die höhere Frequenz von Rbf-Aufenthalten gegenseitig. Oberhalb von 300 kN ergibt sich ein anderes Bild, wobei zunächst Intermodal- und Schüttgutganzzug einen ähnlichen Verlauf aufweisen. Bei Kräften größer als 400 kN macht sich jedoch die häufigere Anzahl von Rbf-Aufenthalten sowie die häufigere Fahrt in voll beladenem Zustand für den

Schüttgutganzzug bemerkbar und die Häufigkeiten sowie die maximale Amplitude liegen deutlich über dem Intermodalzug. Mit zunehmender Kraftamplitude nähern sich Schüttgutganzzug und Einzelwagenzug an. Die Maxima der Kräfte liegen in einem ähnlichen Bereich.

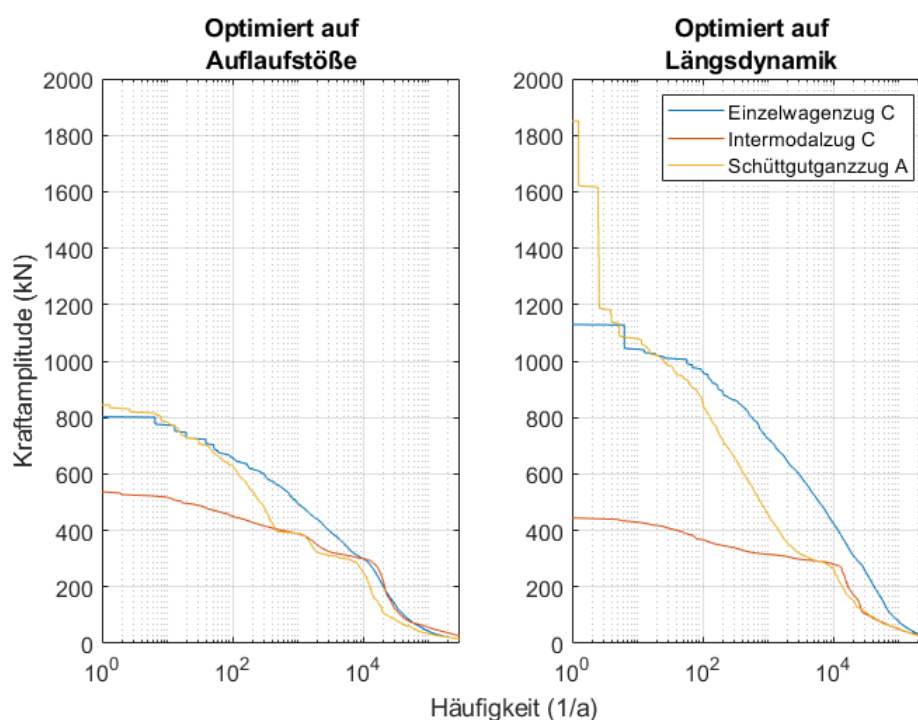


Abbildung 74: Vergleich der Kraftkollektive für exemplarische Intermodal-, Schüttgut- und Einzelwagenzüge

Im Vergleich dazu ergibt sich für eine auf Längsdynamik optimierte Kupplung ein etwas anderes Bild: Im Kraftbereich bis 300 kN weisen der Intermodalzug mit höherer Laufleistung und der Schüttgutganzzug mit höherer Frequenz an Rbf-Aufenthalten einen ähnlichen Verlauf auf. Die deutlich häufigeren Abläufe des Einzelwagenzuges machen sich hier bereits sehr deutlich bemerkbar und die Häufigkeiten liegen deutlich über denen der anderen beiden Szenarien. Oberhalb von 300 kN zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie für die auf Auflaufstöße optimierte Kupplung: Die Kollektive für Intermodal- und Schüttgutganzzug heben sich deutlich voneinander ab. Die maximalen Amplituden unterscheiden sich sehr stark. Die Kollektive für den Einzelwagenzug und den Schüttgutganzzug nähern sich mit steigender Amplitude aneinander an und beim Maximalwert liegt der Schüttgutganzzug hier sogar über dem Einzelwagenzug, was

vermutlich an der Art der Massenverteilung liegt, wo deutlich öfter voll beladene Wagen vorkommen, die bei Auflaufstößen für höhere Stoßenergien und damit Kräfte sorgen.

6.5.3 Zwischenfazit

Im Rahmen der Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit wurden die Parameter bestimmt, die den größten Einfluss auf die Form der Kraftkollektive, d.h. auf die Amplituden und Häufigkeiten auftretender Kräfte haben. Den größten Einfluss besitzen folgende Parameter:

- Geschwindigkeitsverteilung bei Auflaufstößen
- Häufigkeit von Rbf-Aufenthalten
- Durchschnittliche Gruppengrößen bei Abläufen
- Jahreslaufleistung der Wagen
- Auslegung der dynamischen Parameter

Dies unterstreicht, dass nicht nur die betrieblichen Randbedingungen im SGV, sondern auch die Auslegung der Kupplung selbst einen Einfluss auf die Kraftkollektive besitzt. Parameter der Züge (Zuglänge, Massenanordnung etc.) spielen gegenüber den o.g. Faktoren nur eine untergeordnete Rolle. Auch die Trassierung, in diesem Fall die Anzahl der Neigungswechsel und die Neigung, ist im Vergleich nicht besonders einflussreich. Die Auslegung der dynamischen Parameter kann dementsprechend unabhängig vom Einsatzort der Wagen geschehen. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Reduzierung der Auflaufgeschwindigkeiten, z.B. durch die Umrüstung auf moderne, Anlagen zu deutlich veränderten und günstigeren Annahmen für die Betriebsfestigkeit der Kupplungen führen würde.

Wird ein Faktor in dieser globalen Betrachtung als wenig einflussreich eingestuft, bedeutet das jedoch nicht, dass er nicht in spezielleren Fällen eine größere Bedeutung haben kann. Die Sensitivitätsanalyse bezieht sich auf die vorgestellten Streubereiche der Parameter. Eine Eingrenzung bestimmter Parameter auf einen kleineren oder größeren Streubereich oder eine Verschiebung der Streubereiche einzelner Parameter verändern auch das Ergebnis. Je genauer die Streubereiche eingegrenzt werden

können, desto genauere Aussagen lassen sich sowohl über den Einfluss dieses Parameters, als auch der anderen Parameter treffen

Um aus diesen Untersuchungen Aussagen zur Optimierung der dynamischen Parameter ziehen zu können, ist eine etwas differenziertere Betrachtung erforderlich. Da insgesamt die betrieblichen Randbedingungen des Einsatzes der DAK eine dominante Rolle in der Sensitivitätsanalyse spielen, wird zwischen verschiedenen Segmenten des SGV unterschieden, die sich hinsichtlich dieser Rahmenbedingungen deutlich unterscheiden. Dabei wurden beispielhaft Züge des Intermodalverkehrs, Schüttgutanzüge sowie Einzelwagenzüge anhand von Annahmen zum jeweiligen Betriebsprogramm betrachtet.

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse bestätigen sich deutlich bei den Beispielszenarien. Bei niedrigen Kraftamplituden wirken sich insbesondere die Laufleistung des Wagens und die Häufigkeit von Rangierbahnhof-Aufenthalten aus. Bei hohen und sehr hohen Amplituden spielen die Anzahl der Rangierbahnhof-Aufenthalte und die Geschwindigkeitsverteilung die dominierende Rolle. Eine Optimierung der Federparameter für die Bedingungen bestimmter Verkehrsarten/Produktionsformen bringt deutliche Vorteile und reduziert sowohl die auftretenden Amplituden, als auch die Häufigkeiten von Kräften deutlich. Eine Optimierung auf Längsdynamik wirkt sich deutlich positiv aus bei Verkehren, die selten bis nie einen Rangierbahnhof passieren. Eine Optimierung auf Auflaufstöße wirkt sich dagegen sehr positiv bei Verkehren aus, die regelmäßig bis sehr häufig einen Rangierbahnhof passieren.

Bei den drei exemplarisch betrachteten Segmenten schlagen sich die Unterschiede in den betrieblichen Randbedingungen in deutlichen Unterschieden in den resultierenden Kraftkollektiven nieder. Es ist daher wenig sinnvoll, eine Auslegung bestimmen zu wollen, die für alle Güterwagen unabhängig von den jeweiligen Einsatzbedingungen verwendet wird. Bei der Auslegung der dynamischen Parameter, aber auch der Kupplung insgesamt hinsichtlich ihrer Betriebsfestigkeit, ist es dagegen von großem Vorteil, zwischen mehreren Verkehrsarten zu unterscheiden. Je weiter sich die jeweiligen Streubereiche der Parameter eingrenzen lassen, desto mehr Optimierung der Kupplung hinsichtlich Lebensdauer bzw. Gewicht/Kosten ist dabei für die einzelnen Segmente möglich. Die drei vorgestellten Segmente sind hier beispielhaft zu verstehen. Bei einer weiterführenden Betrachtung wäre es sinnvoll, möglichst viele Daten zu den im Betrieb auftretenden Randbedingungen für einzelne Wagen aus dem Betrieb auszuwerten.

Damit kann möglicherweise eine etwas andere, aber sicherlich eine noch zielführende Unterscheidung für die Auslegung der DAK erreicht werden.

7. Schlussbetrachtung

7.1 Fazit

Im Rahmen dieser Studie wurden die dynamischen Parameter der DAK, die das Verhalten der Federapparate der Kupplung kennzeichnen, unter mehreren Gesichtspunkten beleuchtet. Untersucht wurden die Auswirkungen der Auslegung auf die ertragbaren Längsdruckkräfte mit Hinblick auf die Fahrsicherheit, auf die Längsdynamik, auf Auflaufstöße bei Rangierprozessen sowie auf die Betriebsfestigkeit der Kupplung. Dafür wurden Methoden der Mehrkörpersimulation, Monte-Carlo-Methoden und Verfahren zur Sensitivitätsanalyse genutzt. Ziel war es herauszufinden, welche Bedeutung die dynamischen Parameter in der jeweiligen Teiluntersuchung besitzen und welche Auslegung sich in welchen Fällen als positiv erweist.

Die Teiluntersuchung zu den ertragbaren Längsdruckkräften in Kapitel 6.1 konzentriert sich entsprechend den Rahmenbedingungen der Studie auf vierachsige Güterwagen mit Y25-Drehgestellen. Die Ergebnisse zeigen, dass die dynamischen Parameter insgesamt nur einen geringen Einfluss auf die ertragbaren Längsdruckkräfte besitzen. Eine wichtige Rolle spielen jedoch die geometrischen Parameter von Wagen und Kupplung, wobei insgesamt die Länge des Kupplungsarmes eine herausgehobene Bedeutung besitzt. Ein möglichst langer Kupplungsarm ist insgesamt vorteilhaft für die ertragbaren Längsdruckkräfte. Geometrische Kombinationen von bestimmten Wagen mit bestimmten Kupplungsarmlängen bedürfen im Einzelfall einer Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte im Hinblick auf eine ausreichende Fahrsicherheit. Das Vorhandensein eines Stabilisierungsgelenkes für die DAK führt im Mittel zu deutlich höheren ertragbaren Längsdruckkräften. Trotzdem zeigt die Untersuchung auch Fälle mit einer ungünstigen Kombination der geometrischen Parameter von Kupplung und Wagen, bei denen die ertragbaren Kräfte unterhalb der nach UIC 530 1/2 geforderten 600 kN liegen. Umgekehrt können jedoch auch bei einer Kupplung ohne Stabilisierungsgelenk in Kombination mit einer vernünftigen Wahl der geometrischen Parameter des Wagens und der Kupplungsarmlänge ertragbare Kräfte jenseits von 600 kN realisiert werden. Aus den Ergebnissen ist keine generelle Empfehlung für oder gegen ein Stabilisierungsgelenk abzuleiten.

Bei der Auslegung der dynamischen Parameter der DAK spielen die Güterzug-Längsdynamik und die Auflaufstöße im Rahmen von Rangierprozessen die entscheidende Rolle wie in den Kapiteln 6.2 bis 6.4 gezeigt. Beide Teiluntersuchungen können unter dieser Zielstellung nicht unabhängig voneinander betrachtet werden. Eine **ausschließlich** auf Zuglängsdynamik optimierte Zug- und Stoßeinrichtung geht in Richtung einer starren Verbindung. Dazu gehören eine hohe Federvorspannung in Zug- und Druckrichtung, im Idealfall eine degressive Kennlinie, kurze Federwege und ein möglichst kleines Kupplungsspiel. Eine **ausschließlich** auf (starke) Auflaufstöße optimierte Zug- und Stoßeinrichtung ermöglicht ein sehr weiches Einfedern und eine hohe Energieaufnahme. Dies resultiert aus einer niedrigen Federvorspannung, einer stark progressiven Kennlinie im statischen Fall und langen Federwegen. Für die hohe Energieaufnahme bei großer Dynamik sind entsprechend steile Anstiege in der dynamischen Kennlinie erforderlich. Unter Umständen erweist sich auch eine möglichst hohe Endkraft als positiv. Die jeweiligen Parameterausprägungen stehen sich somit diametral gegenüber und es gibt einen Zielkonflikt zwischen einer auf Längsdynamik und einer auf Auflaufstöße optimierten Kupplung.

Bei Betrachtung der Kupplungen mit den jeweils optimierten Parametern in verschiedenen Szenarien zeigt sich deutlich, dass die jeweilige Optimierung die gewünschte Wirkung erzielt. Bei der Zuglängsdynamik steigt die positive Wirkung der optimierten Kupplung mit der Zuglänge. Die Werte der auftretenden Kräfte für die auf Zuglängsdynamik optimierte Kupplung liegen nicht immer unter denen der auf Stöße optimierten Kupplung, die Vorteile zeigen sich jedoch bei hohen Kräften z.B. im Rahmen von Schnellbremsungen. Bei der Untersuchung der Auflaufstöße zeigt sich die positive Wirkung der Optimierung besonders deutlich bei der Wagenbeschleunigung. Sowohl für schwache als auch für starke Stöße zeigen sich die Vorteile der entsprechenden Optimierung der dynamischen Parameter. Allerdings spielen die Randbedingungen ebenfalls eine entscheidende Rolle: Die Geschwindigkeitsverteilung am Ablaufberg hat einen sehr großen Einfluss auf die Stoßkräfte. Mangels Daten aus dem Betrieb wurde hier ein sehr breiter Streubereich betrachtet, was dazu führt, dass diese Verteilung mindestens ebenso bedeutsam ist wie die Optimierung. Für zukünftige Untersuchungen im Hinblick auf die Auslegung der Kupplung muss diese Verteilung unbedingt anhand von gemessenen Auflaufgeschwindigkeiten aus dem Betrieb bestimmt werden.

Die Tatsache, dass die Kupplungsparameter die Ergebnisverteilungen beeinflussen, bedeutet, dass auch die zu bestimmenden Kraftkollektive in einem gewissen Maß von der Ausführung der Kupplung abhängig sind. Klar ist jedoch bereits, dass es nicht die **eine** optimale Auslegung geben kann, sondern dass verschiedene Rahmenbedingungen eine unterschiedliche Auslegung erfordern. Die Frage ist dabei, mit welchem Ziel und unter welchen Randbedingungen diese Optimierung stattfindet. Eine wichtige Randbedingung ist die Fahrsicherheit, die anhand eines bestimmten Grenzwertes nachzuweisen ist. Die Auslegung der DAK darf nicht dazu führen, dass dieser Wert im Betrieb mit hoher Wahrscheinlichkeit signifikant oft überschritten wird. Bei der Beurteilung von Auflaufstößen ist zu beobachten, dass bei ungünstiger Wahl der dynamischen Parameter in Verbindung mit ungünstigen Rahmenbedingungen, wie z.B. sehr hohen Auflaufgeschwindigkeiten und hohen Massen der beteiligten Fahrzeuge, Kräfte auftreten, die mit hoher Wahrscheinlichkeit unmittelbar zu Schäden an Kupplung, Wagen und Ladung führen. Diese Fälle müssen durch betriebliche und technische Maßnahmen möglichst ausgeschlossen werden.

Solange diese beiden Randbedingungen gewährleistet sind, spielt die Betriebsfestigkeit die entscheidende Rolle bei der Auslegung. Die Ziele sind dabei entweder eine möglichst lange Lebensdauer bei definiertem Gewicht/Kosten der Kupplung, oder eine möglichst leichte und damit auch kostengünstigere Ausführung der Kupplung unter Annahme einer bestimmten Lebensdauer. Die Untersuchung zur Betriebsfestigkeit baut dafür auf den vorigen Untersuchungen zu Auflaufstößen und Längsdynamik auf. Eine andere Möglichkeit, um den Zielkonflikt zwischen Auflaufstößen und Längsdynamik zu lösen ist die Veränderung der technischen und/oder betrieblichen Rahmenbedingungen im Schienengüterverkehr. Eine Möglichkeit dazu ist die Nutzung der ep-Bremse, durch die die auftretenden Längsdruckkräfte signifikant reduziert werden. Dies ist sowohl für eine auf Längsdynamik als auch eine auf Auflaufstöße optimierte Kupplung der Fall. Die Reduzierung der Längsdruckkräfte ermöglicht entweder eine einseitige Optimierung der dynamischen Parameter auf Auflaufstöße oder die Erschließung neuer Zug- und Betriebskonzepte mit höheren Zuglängen und –massen bei gleicher Fahrsicherheit.

Die Teiluntersuchung zur Betriebsfestigkeit in Kapitel 6.5 konzentriert sich auf die betrieblichen Rahmenbedingungen im Schienengüterverkehr und deren Einfluss auf die Kraftkollektive, denen die Kupplung im Betrieb ausgesetzt ist. Untersucht werden

dabei die gegensätzlichen Optimierungen auf Längsdynamik bzw. Auflaufstöße. Die Parameter mit dem größten Einfluss auf die Kraftkollektive sind die Geschwindigkeitsverteilung der Auflaufstöße, die Anzahl bzw. Frequenz von Rangierbahnhof-Aufenthalten, die durchschnittliche Größe von Wagengruppen beim Ablauf, die Jahreslaufleistung der Wagen sowie nicht zuletzt die die Federauslegung selbst. Da die betrieblichen Randbedingungen von überragender Bedeutung sind, verändern sich auch die für die Auslegung maßgeblichen Kraftkollektive je nachdem, welches Betriebsprogramm betrachtet wird. Insbesondere in Bezug auf die Geschwindigkeitsverteilung der Auflaufstöße wurde ein sehr breites Spektrum betrachtet, das von modernen Ablaufanlagen bis zu den über 40 Jahre alten Angaben aus dem UIC-Merkblatt 524 reicht. Durch gezielte Optimierung der dynamischen Parameter der DAK an die Anforderungen bestimmter Verkehre lassen sich die Häufigkeiten und Amplituden auftretender Kräfte deutlich verringern. Dadurch kann – je nach Ziel – in Bezug auf die Betriebsfestigkeit entweder eine längere Lebensdauer oder eine leichtere Bauweise realisiert werden. Die Optimierung setzt jedoch voraus, dass die betrieblichen Randbedingungen möglichst gut eingegrenzt werden können. Je breiter der Streubereich bestimmter Parameter – insbesondere, wenn dabei nicht repräsentative Werte zugrunde liegen – ist, desto weniger wirkungsvoll ist eine Parameteroptimierung. Der Bestimmung der im Betrieb tatsächlich auftretenden betrieblichen Randbedingungen, z.B. in Bezug auf die Verteilung der Auflaufgeschwindigkeiten auf Rangierbahnhöfen, kommt daher eine große Bedeutung als Vorarbeit für die Auslegung zu. Je mehr Annahmen, die im Rahmen dieser Studie getroffen werden mussten, durch Daten aus dem Betrieb ergänzt oder ersetzt werden, desto genauer kann eine Optimierung im Hinblick auf die Betriebsfestigkeit vorgenommen werden.

Dabei sollte jedoch eine gezielte Abgrenzung bzw. ein Clustering in mehrere Segmente der Produktion im SGV vorgenommen werden, in denen die Randbedingungen möglichst jeweils ähnlich sind. Für diese einzelnen Segmente kann der Streubereich gegenüber der Gesamtheit im Schienengüterverkehr eingegrenzt werden, was eine gezielte Optimierung der dynamischen Parameter ermöglicht. Das bedeutet, dass es mehrere Varianten der DAK bzw. von deren Federapparaten gibt. Dabei muss jedoch trotzdem nicht zu 100% gewährleistet sein, dass die Wagen später im Betrieb immer gekuppelt mit anderen Kupplungen mit gleicher Auslegung verkehren. Eine Zusammenstellung von Wagen mit Kupplungen verschiedener Klassen ist für kurze und

mittlere Zuglängen als unkritisch einzustufen, bei langen Zügen bedarf dies eventuell einer erweiterten Untersuchung. Im Rahmen dieser Studie wurden die drei Segmente Intermodalverkehr, Schüttgutganzzüge und Wagenladungsverkehr untersucht. Die jeweils veränderten Randbedingungen schlagen sich auch in deutlich unterschiedlichen Kraftkollektiven nieder. Hier zeigen sich sehr deutlich die Vorteile der jeweiligen Optimierung der DAK: Im Intermodalverkehr, wo Wagen hohe Jahreslaufleistungen erzielen und selten über Rangierbahnhöfe fahren, erweist sich eine tendenziell auf Längsdynamik optimierte Kupplung als vorteilhaft. Im Wagenladungsverkehr mit vielen Abläufen pro Jahr und eher geringen Laufleistungen bringt eine Optimierung auf Auflaufstöße deutliche Vorteile.

Die in Abbildung 71 bis Abbildung 74 gezeigten Kraftkollektive können als Indikation für die zu erwartenden Kraftkollektive im Betrieb angesehen werden. Die dargestellten Kraftkollektive geben eine Richtung vor und zeigen Trends auf, können jedoch nicht ohne Weiteres zur Auslegung herangezogen werden. Kraftkollektive im Allgemeinen sollten insbesondere dann, wenn sie auf Simulationsdaten beruhen, mit Messdaten aus dem Betrieb ergänzt werden [35]. Der Weg zu möglichst realistischen Kraftkollektiven sollte daher über die Verknüpfung von Messdaten und Simulationstechnik führen. In der Simulationstechnik kann nicht jede Situation im Betrieb vorhergesehen werden und im Betrieb können umgekehrt nicht alle denkbaren und damit durch Simulation untersuchbaren Fälle messtechnisch erfasst werden. Zusammen mit der Übertragung von Kraft- auf Spannungskollektive und der damit verbundenen Möglichkeit zur Quantifizierung der Schädigung der Kupplung durch die auftretenden Kräfte und Amplituden ermöglicht dies nicht nur eine Optimierung für bestehende Verkehre, sondern auch für andere zukünftige Szenarien

Aus den Ergebnissen dieser Studie ergibt sich weiterer Forschungsbedarf auf verschiedenen Feldern, der im folgenden Kapitel näher erläutert wird.

7.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf

7.2.1 Statistische Erhebung von Daten aus dem Betrieb zur Erweiterung der Analyse zur Betriebsfestigkeit

Die Daten zu Brems- und Beschleunigungsvorgängen, die der Untersuchung zur Betriebsfestigkeit zugrunde liegen, wurden im Rahmen des Projektes „Aufbau und Erprobung von Innovativen Güterwagen“ gewonnen. Bei den Annahmen zu auftretenden Stößen konnte im Wesentlichen nur auf Annahmen zurückgegriffen werden, sodass z.B. die Geschwindigkeitsverteilung der Aufläufe einer großen Streuung unterlag. Um zu realistischen Kraftkollektiven für die Auslegung der DAK zu gelangen, sollten systematisch repräsentative Betriebsdaten für verschiedene Verkehre, Wagen und Länder gesammelt und ausgewertet werden. Im Vordergrund sollten die in dieser Untersuchung identifizierten wichtigsten Parameter stehen. Je mehr Daten verschiedener Quellen miteinander kombiniert werden können, desto genauer kann das Gesamtbild mithilfe statistischer Verfahren in Verbindung mit einem Überblick über die Verhältnisse im Schienengüterverkehr erfasst werden. Es ist daher gar nicht unbedingt notwendig, alle Daten auf einmal zu erfassen. Je mehr Daten verfügbar sind, desto besser können die realen Verhältnisse approximiert werden. Diese Daten können zur Weiterentwicklung des Simulationstools genutzt werden, da nur einen Bruchteil der simulierbaren Fälle in der Realität gemessen werden können. Aus der Kombination von Messung und Simulation können Kraft- und mittelbar auch Spannungskollektive immer weiter eingegrenzt werden. Anhand der identifizierten wichtigsten Parameter und weiterer Randbedingungen (z.B. empfindliche Ladegüter) können Züge auf Basis der Daten in Klassen eingeteilt werden, die unterschiedliche Auslegungen der dynamischen Parameter erfordern.

7.2.2 Übergang von Kraft- zu Spannungskollektiven auf Basis konkreter technischer Realisierungen der DAK

Aussagen über die tatsächliche Betriebsfestigkeit bzw. Lebensdauer lassen sich nur auf Basis von Spannungskollektiven treffen. Für Spannungskollektive existieren verschiedene Standardverfahren zur Berechnung der Schädigung durch ein Kollektiv (Schadensakkumulationshypothesen). Die Berechnung von Spannungskollektiven

ermöglicht die Reduzierung des Kollektivs auf eine äquivalente Wechsellast, anhand der eine gezielte Optimierung der dynamischen Parameter innerhalb eines definierten Bereichs betrieblicher Parameter mit dem Ziel einer möglichst hohen Lebensdauer oder leichten Bauweise/niedrigen Kosten durchgeführt werden kann [34, 35]. Dazu ist es notwendig, konkrete Konstruktionsparameter der Kupplung, wie z.B. die relevanten Querschnitte bzw. Materialien zu kennen. Diese Untersuchung erfordert eine hohe Zahl neuer Simulationen. Aufbauend auf den in dieser Studie aufgebauten Modellen und Simulationssteuerungen, kann dies jedoch mit verringertem Aufwand durchgeführt werden, da die Simulationen weitestgehend automatisiert ablaufen können. Auf dieser Basis kann die Analyse von Kraft- auf Spannungskollektive übertragen werden.

7.2.3 Erweiterte Betrachtungen zu ertragbaren Längsdruckkräften von Güterwagen

Die ursprüngliche Motivation für die Einführung des Stabilisierungsgelenkes waren u.a. geringere ertragbare Längsdruckkräfte zweiachsiger Güterwagen gegenüber Drehgestell-Güterwagen [57]. In vielen europäischen Ländern gibt es nach wie vor einen signifikanten Anteil zweiachsiger Güterwagen [16]. Um belastbare Aussagen zur Notwendigkeit eines Stabilisierungsgelenkes treffen zu können, sollte die Untersuchung der ertragbaren Längsdruckkräfte daher auf Zweiachser ausgeweitet werden. Dazu ist ein neues MKS-Modell für zweiachsige Güterwagen mit Blattfeder („UIC-Link“) erforderlich. Auf die Simulationsumgebung sowie die Kupplungsmodelle aus dieser Studie kann dabei zurückgegriffen werden.

Übergeordnet stellt sich jedoch die Frage, nach welchem Testverfahren die ertragbaren Längsdruckkräfte zukünftig bestimmt werden sollen. Die Simulationen zeigen auch, dass die Wahl der Rahmenwagen und die Gleisgeometrie, in der die Tests durchgeführt werden, einen großen Einfluss auf die Ergebnisse haben. Das Testverfahren sollte dabei möglichst Bedingungen reflektieren, die für einen bestimmten Wagen im Betrieb tatsächlich auftreten können und keine unrealistische Überlagerung von Worst-Case-Szenarien darstellen. Dies ist abhängig von den durch Güterzug-Längsdynamik auftretenden Längsdruckkräften, wobei im Speziellen Schnellbremsungen von großer Bedeutung sind. Die Untersuchungen zur Längsdynamik für Züge mit konventioneller rein pneumatischer Bremse zeigen, dass in 99% der simulierten

Szenarien für Schnellbremsungen bei Filterung im Zeitbereich maximale Kräfte von unter 600 kN auftreten, wobei nur Züge betrachtet werden, die den heutigen Randbedingungen des Schienengüterverkehrs in Europa hinsichtlich Zuglänge und maximaler Masse entsprechen. Für diesen Fall scheint der Grenzwert somit gut gewählt. Werden jedoch die Ergebnisse unter Nutzung einer ep-Bremse betrachtet, so liegen die auftretenden Längsdruckkräfte bei Schnellbremsungen in 99% der Fälle bei weniger als der Hälfte. Eine mögliche Schlussfolgerung daraus ist unter Beibehaltung der aktuellen Rahmenbedingungen eine Reduzierung der Anforderungen an die Fahrsicherheit in Bezug auf die ertragbaren Längsdruckkräfte.

8. Literaturangaben

- [1] Internationaler Eisenbahnverband: UIC-Merkblatt 524: Technische Bedingungen, denen die Federapparate für Güterwagen mit automatischer Kupplung der Mitgliedsbahnen der UIC und der Mitgliedsbahnen der OSShd entsprechen müssen. 1978
- [2] Wächter, K. u. Richter, B.: Gelenkprobleme an automatischen Mittelpufferkupplungen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Verkehrswesen "Friedrich List" in Dresden 1970 1
- [3] Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes: Frage B 125 Laufsicherheit der Fahrzeuge mit automatischer Kupplung. Bericht Nr. 5. Utrecht 1977
- [4] Cole, C. u. Sun, Y. Q.: Simulated comparisons of wagon coupler systems in heavy haul trains. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 220 (2006) 3, S. 247–256
- [5] Jobstfinke, D.: Güterzuglängsdynamik. Sensitivitätsanalyse als Basis für Erkundung, Erfassung und Prädiktion, Technische Universität Berlin Typoskript Dissertation. Berlin 2020
- [6] Cantone, L., Karbstein, R., Müller, L., Negretti, D., Tione, R. u. Geißler, H.-J.: TrainDynamic Simulation – A new Approach. In: Proceedings of the 8th World Congress on Railway Research 2008
- [7] Internationaler Eisenbahnverband: UIC-Merkblatt 530-1 Konstruktive Maßnahmen an Güterwagen im Hinblick auf die Einführung der automatischen Kupplung bei den Mitgliedsbahnen der UIC und bei den Mitgliedsbahnen der OSShd. 1982
- [8] Internationaler Eisenbahnverband: UIC-Merkblatt 530-2 Güterwagen - Fahrsicherheit. Paris 2011
- [9] Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes: B12/RP49. Berechnungsgrundlagen für die Aufstellung der Diagrammsammlung des UIC-Merkblattes 530-2. Utrecht 1991
- [10] European Rail Research Institute: ERRI B 12/RP 59 Berechnungen zur Laufsicherheit von Güterwagen unter Längsdruckkräften. Teil 4 Modellierung von Drehgestellgüterwagen für Laufsicherheitsuntersuchungen mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm SIMPACK. Utrecht 1997

-
- [11] Lehmann, D.: Tds 938. 073 4 706, 2010. http://www.dybas.de/dybas/gw/gw_t_9/g938.html, abgerufen am: 03.09.2020
- [12] Lehmann, D.: Rs 680. 31 80 3905 989-0, 2009. https://dybas.de/dybas/gw/gw_r_6/g680.html, abgerufen am: 03.09.2020
- [13] Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes: Frage B 36 Federwerke für Zug- und Stosseinrichtungen (Seitenpuffer und Mittelpuffer). Bericht Nr. 25 Simulation des Auflaufvorganges von Güterwagen (Grundrechenprogramm TULIP 1). Utrecht 1983
- [14] Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes: Frage B 36 Federwerke für Zug- und Stosseinrichtungen (Seitenpuffer und Mittelpuffer). Bericht Nr. 27 Simulation des Auflaufvorganges von Güterwagen (Grundrechenprogramm TULIP 2). Utrecht 1986
- [15] SCI Verkehr: BMVI-Forschungsprojekt „Aufbau und Erprobung von Innovativen Güterwagen“. Abschlussbericht der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, Köln/Berlin 2019. <https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/E/forschungsprogramm-innovativer-gueterwagen-2.html>, abgerufen am: 09.09.2020
- [16] Eisenbahn-Bundesamt: Quantifizierung des Umrüstungsbedarfs der Güterwagenflotten in Deutschland und den Mitgliedsstaaten der Europäischen Union für verschiedene rechtliche Szenarien. EBA-Forschungsberichte 2018-12, Bonn 2019. https://www.dzsf.bund.de/SharedDocs/Textbausteine/DZSF/Forschungsberichte/EBA-Forschungsbericht_2018-12.html, abgerufen am: 09.09.2020
- [17] Clausen, U. u. Geiger, C.: Verkehrs- und Transportlogistik. VDI. Berlin: Springer Vieweg 2013
- [18] Mühlsteiger, A. u. Rüger, B.: Effizienzsteigerung im Einzelwagenverkehr. Eisenbahntechnische Rundschau (2020) 4, S. 16–19
- [19] Rill, G. u. Schaeffer, T.: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation. Mit Anwendungsbeispielen. Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2010
- [20] Witt, T.: Integrierte Zugdynamiksimulation für den modernen Güterzug, Universität Hannover Dissertation 2005
- [21] Polach, O., Böttcher, A., Vannucci, D., Sima, J., Schelle, H., Chollet, H., Götz, G., Garcia Prada, M., Nicklisch, D., Mazzola, L., Berg, M. u. Osman, M.: Validation of simulation models in the context of railway vehicle acceptance.

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 229 (2015) 6, S. 729–754
- [22] Wu, Q., Spiryagin, M. u. Cole, C.: Longitudinal train dynamics: an overview. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility 54 (2016) 12, S. 1688–1714
- [23] Pianosi, F., Sarrazin, F. u. Wagener, T.: A Matlab toolbox for Global Sensitivity Analysis. Environmental Modelling & Software 70 (2015), S. 80–85
- [24] Saltelli, A., Ratto, M., Andres, T., Campolongo, F., Cariboni, J., Gatelli, D., Saisana, M., and Tarantola, S.: Global sensitivity analysis. The primer. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons 2008
- [25] Barney, B.: Introduction to Parallel Computing, Livermore 2020. https://computing.llnl.gov/tutorials/parallel_comp/, abgerufen am: 13.08.2020
- [26] Forschungs- und Versuchsamt des internationalen Eisenbandverbandes: Frage B36 Federwerke für Zug- und Stosseinrichtungen (Seitenpuffer und Mittelpuffer). Vereinfachter Bericht Nr. 23 Vergleichende Untersuchungen über Längskräfte in Zügen. Utrecht 1982
- [27] Sobol, I.M.: Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates. Mathematics and Computers in Simulation 55 (2001) 1-3, S. 271–280
- [28] Saltelli, A.: Global sensitivity analysis: An introduction. Proceedings of the 4th international conference on sensitivity analysis of model output (SAMO 2004) (2004)
- [29] DB Cargo: Güterwagenkatalog, 2020. <https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/de/gueterwagenkatalog/nach-verwendung/>, abgerufen am: 02.02.2020
- [30] Rail Cargo Austria AG: Güterwagen und innovative Transport- und Umschlagslösungen der Rail Cargo Group, Wien 2019. https://www.railcargo.com/file_source/railcargo/rcg/Downloads/wagen_folder.pdf, abgerufen am: 02.09.2020
- [31] SBB Cargo: Wagentypen-Suche, 2020. <https://www.sbbcargo.com/de/kunden-center/tools/wagentypen-suche.html>, abgerufen am: 02.09.2020

-
- [32] Internationaler Eisenbahnverband: UIC-Kodex 522 Technische Bedingungen, denen die selbsttätige Kupplung der Mitgliedseisenbahnen der UIC und der OSShD entsprechen muß. 1990
- [33] *DIN EN 15839:2012+A1:2015. Bahnanwendungen - Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen - Güterwagen - Prüfung der Fahrsticherheit unter Längsdruckkräften*
- [34] Haibach, E.: Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006
- [35] Köhler, M., Jenne, S., Pötter, K. u. Zenner, H.: Zählverfahren in der Betriebsfestigkeit. Berlin: Springer Berlin 2010
- [36] Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (Hrsg.): Zählverfahren. Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven und Matrizen aus Zeitfunktionen. FVA-Richtlinie, 131 IV. Frankfurt a.M. 2010
- [37] CAE Simulation Solutions: Wöhlerlinie, Wien 2020. <https://www.cae-sim-sol.com/de/limit-stress-evaluation/betriebsfestigkeit-zeitfestigkeit>, abgerufen am: 13.08.2020
- [38] Zenner, H. u. Hinkelmann, K.: August Wöhler (1819 –1914). Stahlbau 88 (2019) 6, S. 594–601
- [39] Sturm, S.: Untersuchung des belastungsabhängigen Bauteilverhaltens zur Gewichtsoptimierung von Antriebsgelenkwellen, Technische Universität Berlin Dissertation. Berlin 2015
- [40] Brunnhofer, P.: Betriebsfestigkeitsuntersuchung von schwingungsfähigen Drehgestellanbauteilen ohne diskrete Belastung, Technische Universität Graz Dissertation. Graz 2016
- [41] Kosfeld, R., Eckey, H.-F. u. Türck, M.: Wahrscheinlichkeitsrechnung und Induktive Statistik. Grundlagen - Methoden - Beispiele. Wiesbaden: Springer Vieweg. in Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2020
- [42] Bing, D.: Entgleisungsdetektion im Schienengüterverkehr. Analyse der Einflüsse auf die Zuglängsdynamik. Wissenschaftliche Arbeiten Schienenverkehrsfor-schung an der Technischen Universität Berlin, Bd. 5. Hamburg: DVV Media Group 2014
- [43] DB Systemtechnik GmbH: BMVI-Forschungsprojekt „Aufbau und Erprobung von Innovativen Güterwagen“. Abschlussbericht Betriebserprobung DB

- Systemtechnik GmbH, 2019. <https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/E/forschungsprogramm-innovativer-gueterwagen-3.html>, abgerufen am: 09.09.2020
- [44] Knothe, K. u. Stichel, S.: Schienenfahrzeugdynamik. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Imprint; Springer 2003
- [45] Giger, M.: Y25-Drehgestell angeliefert nach Rheinfeldern zum Einbau in neue Wagen der Josef Meyer AG Rheinfeldern, 2009. https://de.wikipedia.org/wiki/Drehgestell_Bauart_Y25#/media/Datei:Y25-Drehgestell_JMR_Aug_2009.jpg, abgerufen am: 12.08.2020
- [46] Madeyski, T. von: Die Güterwagen-Drehgestelle Y25 und 665. Eisenbahntechnische Rundschau 27 (1979) 11
- [47] Frederich, F.: Erkenntnisse über das Fahrverhalten von Güterwagen-Drehgestellen. Archiv für Eisenbahntechnik 1984 12, S. 21–32
- [48] Keudel, J.: Messung der Charakteristik der Primärfesselung eines Güterwagendrehgestells der Bauart Y25 und deren Implementierung in eines MKS-Modell für die Simulationssoftware MEDYNA, Technische Universität Berlin Diplomarbeit. Berlin 2003
- [49] Keudel, J.: Untersuchung der lauftechnischen Potentiale von LEILA- gegenüber Y25-Güterwagendrehgestell, Technische Universität Berlin Dissertation. Berlin 2008
- [50] Hecht, M. u. Schelle, H.: Simulation von Kesselwagen mit Y25-Drehgestellen bei Gleislagefehlern. Bericht 16/2010. 2010
- [51] Prausner, W.: Reisezug- und Güterwagen. Berlin: transpress VEB Verlag für Verkehrswesen 1984
- [52] Cantone, L., Crescentini, E., Verzicco, R. u. Vullo, V.: A numerical model for the analysis of unsteady train braking and releasing manoeuvres. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 223 (2009) 3, S. 305–317
- [53] Karwazki, B. L.: Automatische Bremsen. Leipzig: Fachbuchverlag 1955
- [54] Wende, D.: Fahrdynamik des Schienenverkehrs. Lehrbuch Maschinenbau. Stuttgart: Teubner 2003
- [55] Wu, Q., Yang, X., Cole, C. u. Luo, S.: Modelling polymer draft gears. Vehicle System Dynamics 54 (2016) 9, S. 1208–1225

-
- [56] Minde, F. u. Witte, S.: FEBIS: Kommunikationsbasierte elektronisch gesteuerte Bremsen. Eisenbahntechnische Rundschau 50 (2001) 5, S. 256–263
- [57] Bensch, J. u. Chatterjee, B.: Steigerung der Sicherheit im Eisenbahn-Güterverkehr bei Einsatz der vereinfachten kompakten automatischen Mittelpufferkuppelung. ZEVrail Glas. Ann. 123 (1999) 1, S. 33–38

Anhang

A Darstellung von Summenhäufigkeiten

Zur Darstellung von Ergebnissen im Rahmen dieser Studie werden häufig Angaben von Summenhäufigkeiten genutzt. Diese Darstellung aus der beschreibenden Statistik ermöglicht Aussagen darüber, wie sich ein bestimmter Parameter auf eine bestimmte Ergebnisgröße auswirkt. Die Darstellungsweise ist in Abbildung 75 am Beispiel des Parameters Federvorspannung in Druckrichtung für eine bestimmte Betriebsituation, in diesem Fall eine Schnellbremsung, dargestellt.

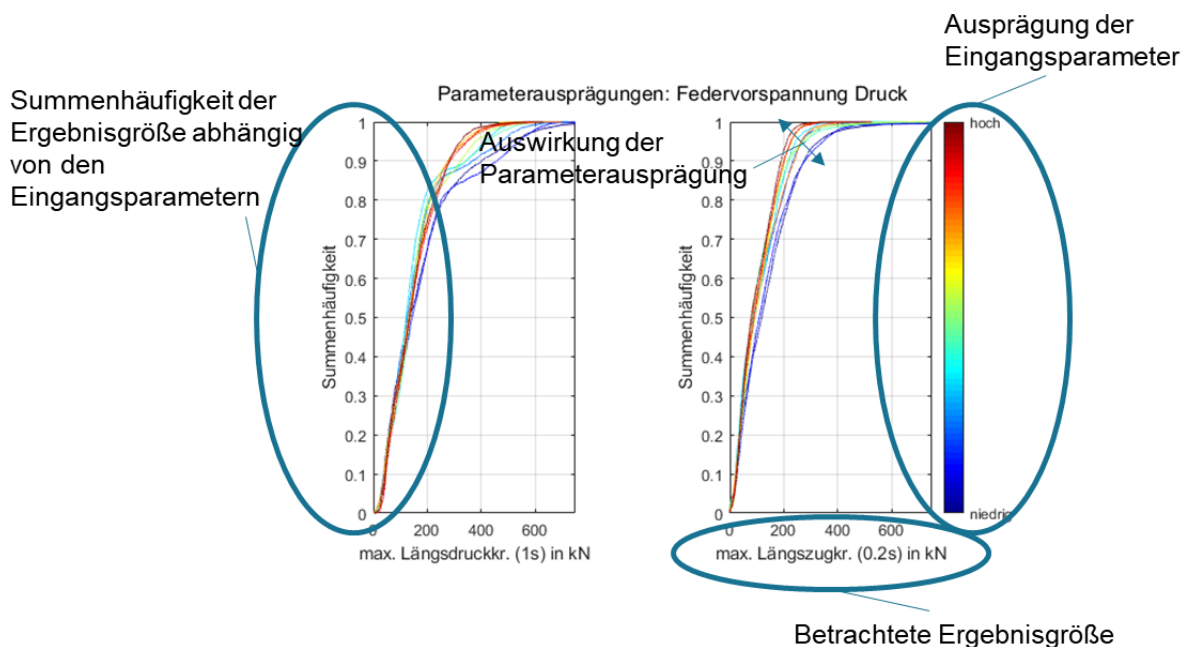


Abbildung 75: Exemplarische Darstellung von Summenhäufigkeiten

Die Graphen der Summenhäufigkeiten beschreiben, welcher Anteil der Eingangswerte, d.h. in diesem Fall der simulierten Szenarien für das Betriebsszenario Schnellbremsung, zu einem Ergebnis führt (in diesem Fall den maximalen Längsdruck- bzw. Längszugkräften), das kleiner oder gleich einem bestimmten Wert ist. Dementsprechend liegt die Summenhäufigkeit für den größten auftretenden Wert bei 1 bzw. 100%. Mit einer zusätzlichen Differenzierung der Eingangswerte in bestimmte Klassen lässt sich außerdem ablesen, welche Ausprägung eines bestimmten Parameters sich in welcher Weise auf die Ausgangsgröße auswirkt. Dabei kann jedoch nur jeweils ein einzelner Parameter eines Szenarios betrachtet werden wie im Beispiel die

Federvorspannung. Die Szenarien wurden anhand der Ausprägung dieses Parameters hier in neun verschiedene Klassen eingeteilt. In der niedrigsten Klasse sind die Szenarien eingeordnet, in denen die Ausprägung des Parameters im unteren Neuntel des Wertebereichs dieses Parameters liegt. Umgekehrt finden sich in der höchsten Klasse die Szenarien, in denen die Ausprägung zum größten Neuntel des Wertebereichs gehört. Dazwischen werden die Szenarien dementsprechend abgestuft in die anderen Klassen eingeteilt. Die Summenhäufigkeiten werden nun wie in Abbildung 75 zu sehen klassenweise aufgetragen. Anhand der Graphen kann man nicht nur Aussagen über die Bedeutung eines Parameters, sondern auch über besonders vorteilhafte Ausprägungen treffen. Liegen die Graphen der verschiedenen Klassen weit auseinander, hat dieser Parameter einen großen Einfluss auf die Verteilung der Ergebnisse. Liegen im Extremfall alle Graphen übereinander, hat der Parameter keinen Einfluss auf die Ergebnisse. Zur Beurteilung der Ausprägung wird nun betrachtet, wie die Graphen zueinander liegen. Dabei ist die Frage, welche Ausprägung im Sinne der Fragestellung positiv ist. Im Beispiel sind dies möglichst geringe Längsdruck- und Längszugkräfte, d.h. ein Wert für die Federvorspannung ist umso vorteilhafter, je weiter links der entsprechende Graph im Diagramm liegt. Im Einzelfall kann es jedoch auch so sein, dass Graphen sich kreuzen, was bedeutet, dass eine bestimmte Ausprägung bis zu einem bestimmten Kraftniveau vorteilhaft ist, während sich bei einem anderen Kraftniveau eine andere Ausprägung positiv auswirkt.

B Hocharaufgelöste Abbildungen

Abbildung 57

Schnellbremsung - Längsdruckkraft (1s) - # Simulationen: 202752

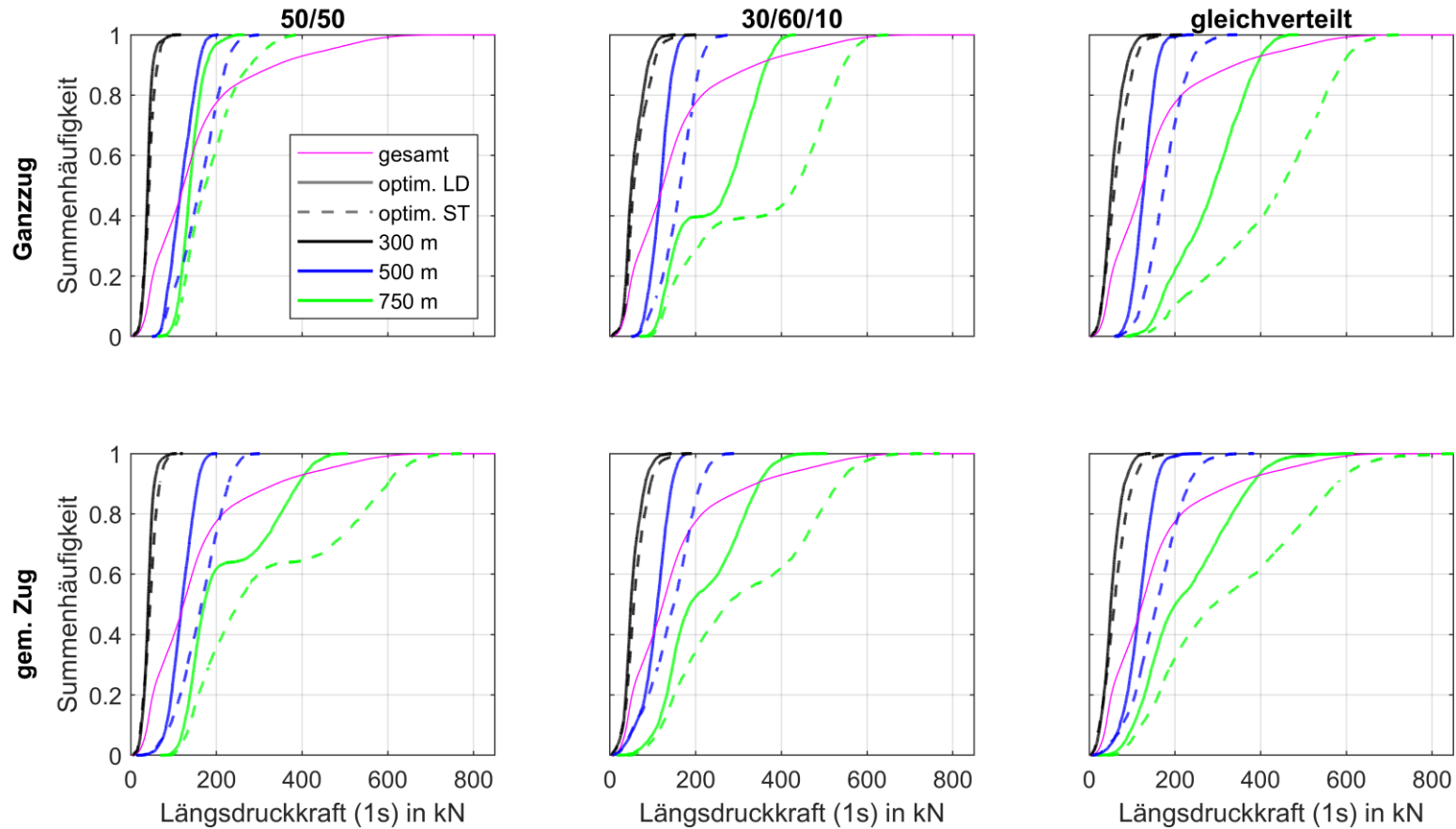


Abbildung 58

Schnellbremsung - Längsdruckkraft (1s) - # Simulationen: 202752

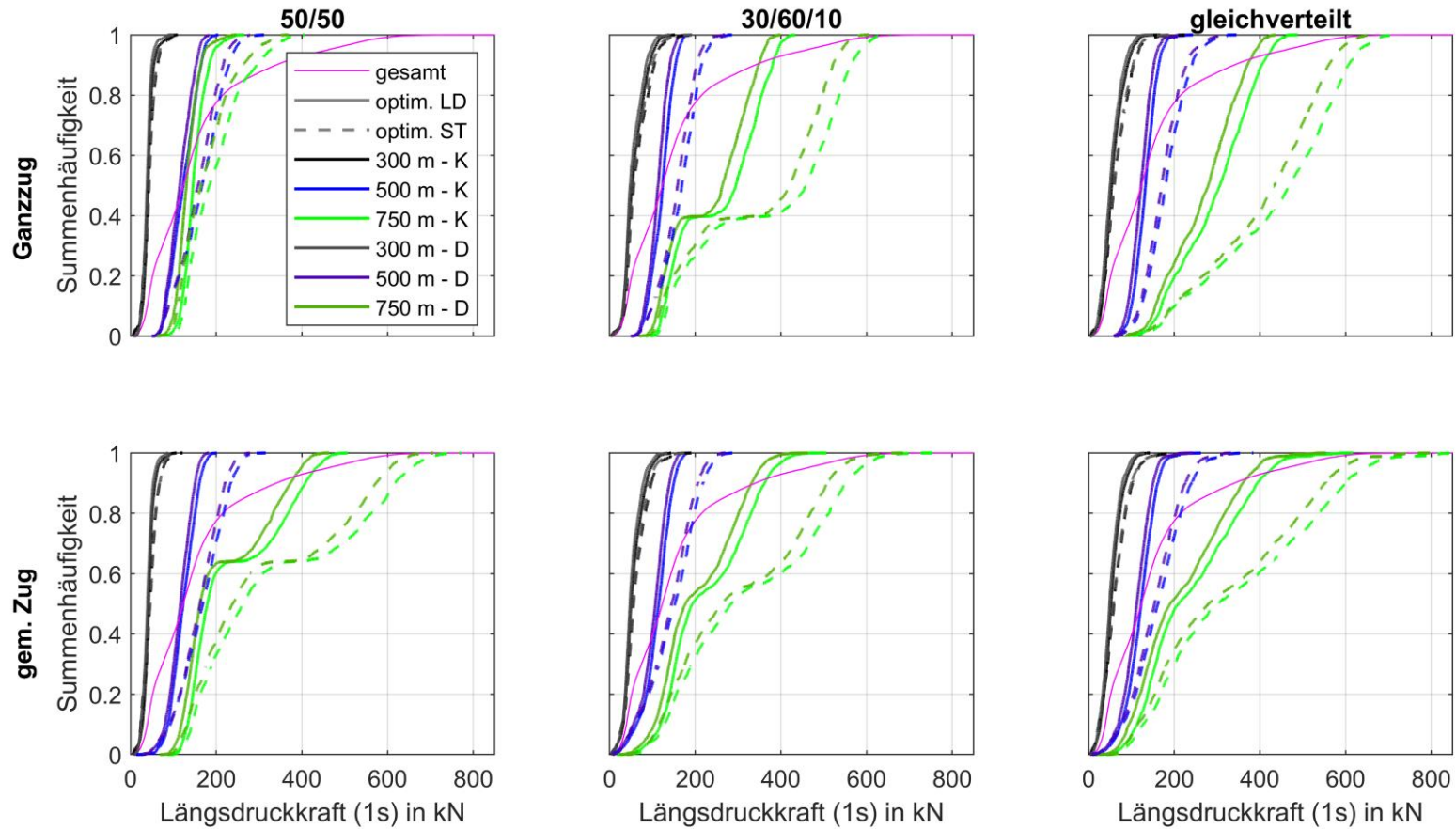


Abbildung 59

Schnellbremsung - Längszugkraft (0.2s) - # Simulationen: 202752

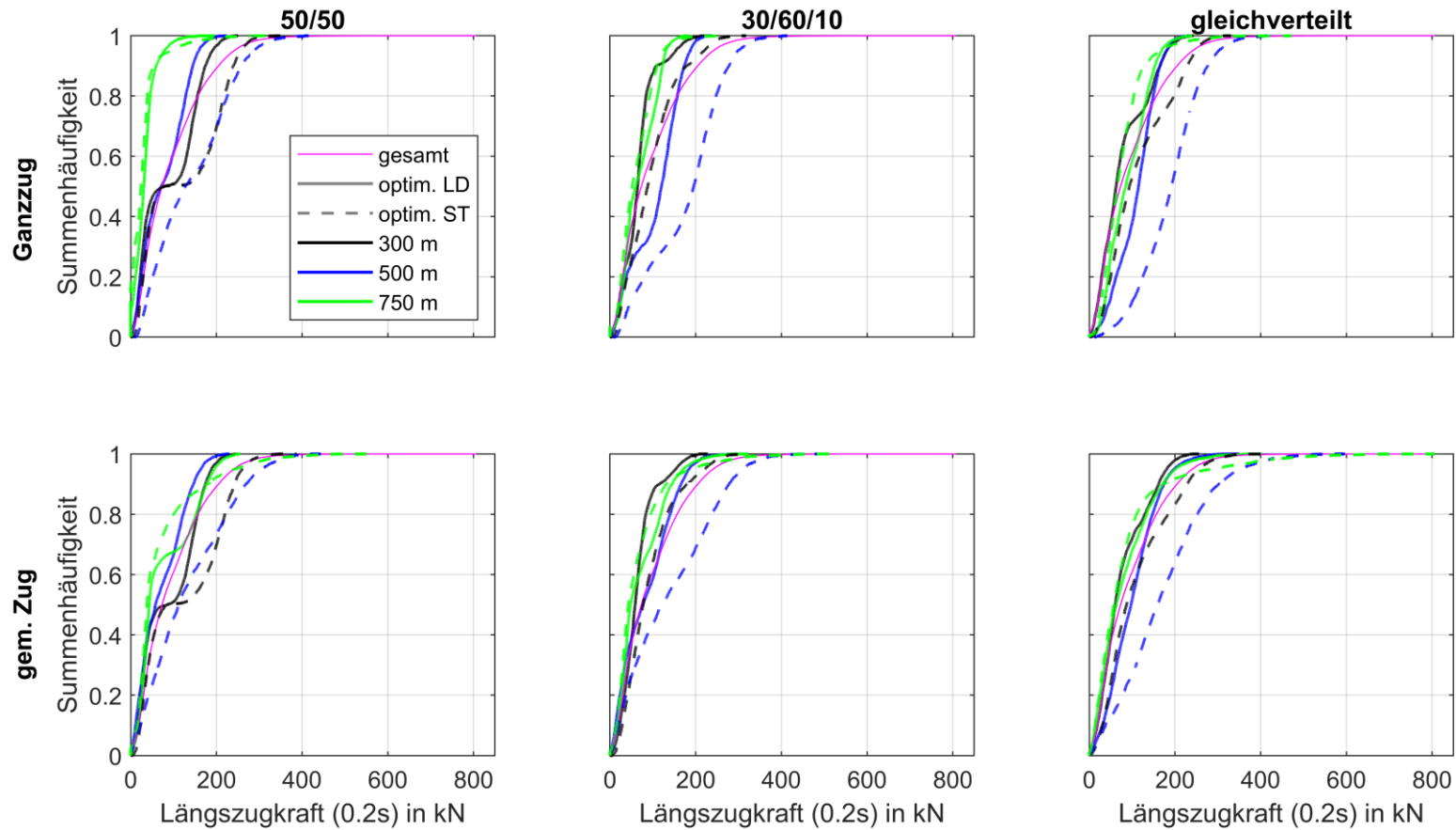


Abbildung 60

Betriebsbremsung (HLL: 4 bar) - Längsdruckkraft (1s) - # Simulationen: 202752

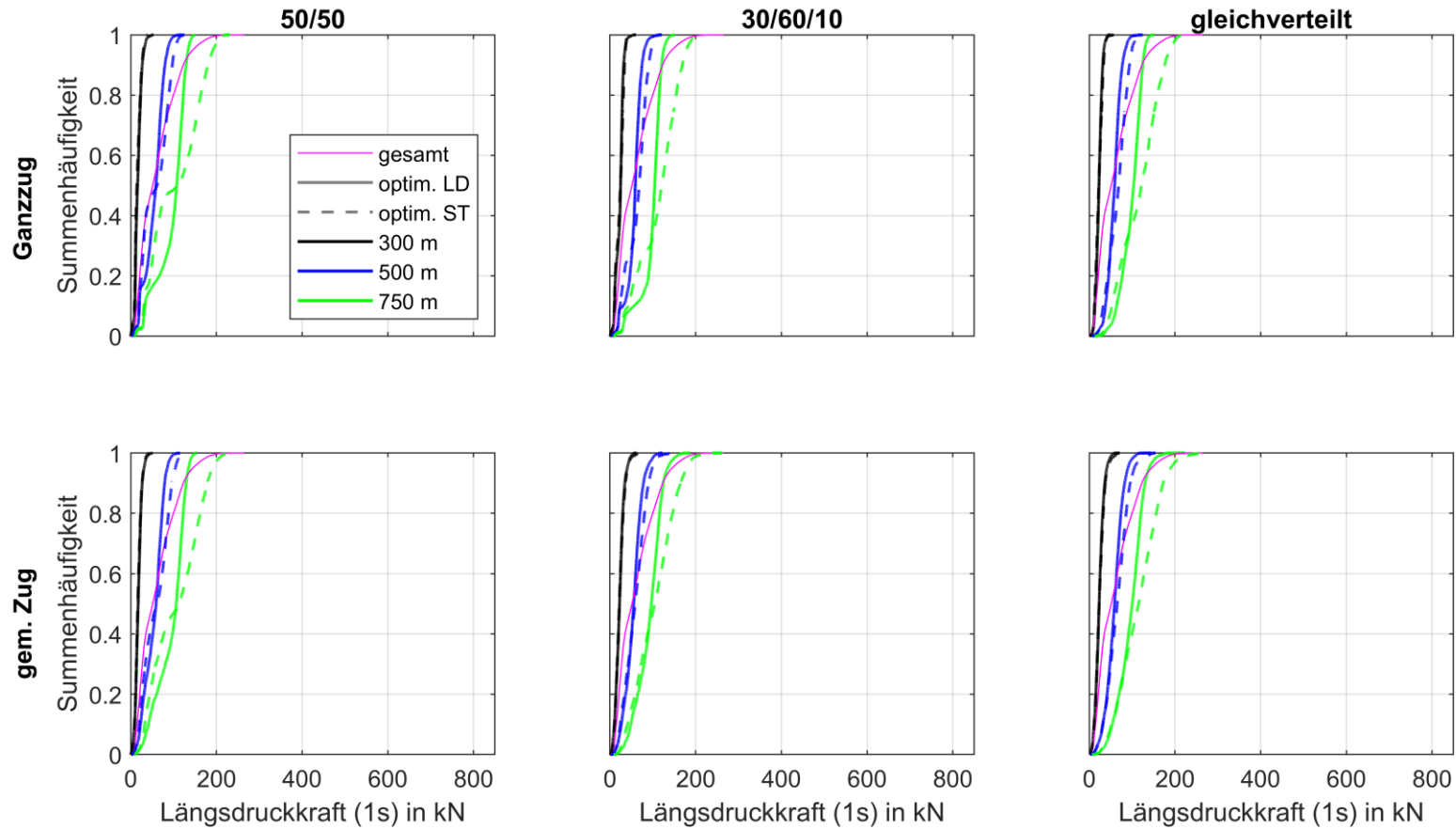


Abbildung 61

Betriebsbremsung (HLL: 4 bar) - Dynamikkennzahl Druck - # Simulationen: 202752

