

Hochdrehende Antriebsstränge für Straßenbahnfahrzeuge

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
(Dr.-Ing.)
von der KIT-Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Leonie Hecke, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung:

Referent:

Korreferent:

27.11.2023

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Andreas Steimel



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung -
Nicht kommerziell - Keine Bearbeitungen 4.0 International Lizenz (CC BY-NC-ND 4.0 DE):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.de>

Kurzfassung

Die Verringerung des Energiebedarfs von Schienenfahrzeugen durch fahrzeugseitige Maßnahmen wird durch den Einsatz von effizienteren Komponenten und die Reduktion der Fahrzeugmasse realisiert. Dies ist insbesondere für Niederflurstraßenbahnen interessant, da dort die Masse und der Bauraum stark beschränkt sind.

Ein Lösungsansatz dafür ist der Einsatz von hochdrehenden Maschinen. Solche Antriebseinheiten werden bereits entwickelt und Untersuchungen bestätigen, dass diese für den Bahnbereich kleiner, leichter und effizienter sind. Allerdings bedingt der Einsatz einer hochdrehenden Maschine Anpassungen der übrigen Komponenten des Antriebsstrangs, die entgegen den Auslegungszielen wirken. Nur eine holistische Betrachtung erlaubt eine Bewertung des Gesamtfahrzeugs.

Diese Dissertation untersucht, wie hochdrehende Antriebsmaschinen in Straßenbahnen integriert werden können und welche Effekte dies auf das Fahrzeug hat. Dazu werden die zu Beginn formulierten Forschungsfragen beantwortet. Ein Referenzsystem gibt die Randbedingungen für das Fahrzeug vor. Basierend darauf wird eine hochdrehende Antriebsmaschine mit einer passenden Maximaldrehzahl von $20\,000\text{ min}^{-1}$ ausgewählt. Ein Stromrichter mit Siliziumkarbid-Halbleitern ermöglicht den Betrieb dieser Asynchronmaschine. Mit einer dafür entwickelten Methode wird untersucht, wie sowohl Asynchronmaschine als auch Stromrichter unterflur eingebaut werden können. Zwei Fahrwerkskonfigurationen mit Radsätzen werden ausgewählt, bei einer wird der Antrieb in Querrichtung mittig eingebaut und bei der anderen in Längsrichtung außen. Aus diesen Komponenten und der Fahrwerkskonfiguration leiten sich die Anforderungen an das Getriebe ab. Die nötige Übersetzung von 29,6 wird durch ein dreistufiges Getriebe realisiert. Für beide Fahrwerkskonfigurationen können Getriebe entwickelt werden, die die Randbedingungen an den Bauraum erfüllen. Die Auswirkungen auf die Subsysteme Wagenkasten und Bremse werden untersucht und zwei Fahrzeugkonzepte abgeleitet. Durch die Verlagerung des Stromrichters in das Fahrwerk verändern sich die Massenverteilungen jedoch nicht so stark, dass Folgen für die Auslegung des Wagenkastens zu erwarten sind. Eine Anpassung der Auslegung der Bremsen ist auf Grund der auf Fahrzeugebene geringen Massenveränderung ebenfalls nicht notwendig.

Die Fahrzeugkonzepte werden zur Bewertung mit dem Referenzfahrzeug im Hinblick auf Masse, Volumen, Energiebedarf und Fahrkomfort verglichen. Die Masse des Stromrichters und des hochdrehenden Antriebsstrangs sowie deren Volumen wird deutlich reduziert. Die Auswirkungen auf die Masse des Gesamtfahrzeugs sind gering. Der Energiebedarf wird im Vergleich zum Referenzfahrzeug verringert. Diese Reduktion kommt insbesondere durch die Energieeffizienzsteigerung des Stromrichters und der Maschine zustande. Der Fahrkomfort wird durch die Veränderung des Antriebsstrangs nicht spürbar beeinflusst und bleibt in der gleichen Bewertungskategorie.

Abstract

The reduction of the energy demand of rail vehicles by changes on the vehicle side is realised by using more efficient components and by reducing the vehicle mass. This is especially interesting for low-floor trams, where the mass and the installation space are limited.

One approach for the use of more efficient components and the reduction of vehicle mass is the use of high-speed drives. Published research confirms that high-speed machines for rail applications are smaller, lighter, and more efficient. However, the use of a high-speed machine results in adjustments to the whole powertrain that work against the initial objectives. Therefore, the effects on the entire vehicle must be considered.

This dissertation investigates how high-speed traction machines can be integrated into trams and what effects result for the vehicle. A reference system provides the boundary conditions for the vehicle. Based on this, a high-speed machine with a suitable maximum rotational speed of $20\,000\text{ min}^{-1}$ is selected. A power converter with silicon carbide elements enables the operation of this asynchronous machine. Methodically, it is investigated how both the asynchronous machine and the power converter can be installed underfloor. Two running gear configurations with wheelsets are selected, one with the drive installed transversely in the centre and one longitudinally on the outside of the wheelset. The requirements for the transmission are derived from these components and the chassis configuration. The required gear ratio of 29,6 is realised by a three-stage gearbox. The gearboxes for both running gear configurations fulfil the constraints on installation space. The effects on the car body and brake are investigated. The relocation of the power converter to the underfloor changes the mass distributions, but not to such an extent that consequences for the design are to be expected. The design of the brakes is not impacted by this change either.

To evaluate the vehicle concepts, they are compared with the reference vehicle in terms of mass, volume, energy demand and ride comfort. The mass of the power converter and the high-speed powertrain as well as their volume are significantly reduced. The effects on the mass of the overall vehicle are small.

The energy demand is reduced compared to the reference vehicle. This reduction comes especially from the increase in efficiency of the power converter and the engine.

The driving comfort is not noticeably affected by the change in the powertrain and remains very good.

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als akademische Mitarbeiterin am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Herr Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld danke ich für die Betreuung der Dissertation und die Übernahme des Hauptreferats. Ihre Unterstützung sowohl während Ihrer Zeit am Institut als auch danach haben sehr zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen.

Des Weiteren bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Steimel für das Interesse an meiner wissenschaftlichen Arbeit und die Übernahme des Korreferats sowie bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Düser für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon danke ich für die Freiheiten bei der Fertigstellung meiner Arbeit.

Für die gute Zusammenarbeit im Projekt MTAB danke ich allen Projektpartnern, insbesondere Roberto Aceiton, Simon Quergfelder, Jakob Igelsbacher und Jürgen Brunner für die Unterstützung.

Bei meinen (ehemaligen) Kollegen am Institutsteil Bahnsystemtechnik bedanke ich mich für die vielen guten Gespräche zu diversen Themen. Ganz besonders danke ich dabei Ivana Kramer für ihre Unterstützung in allen Situationen und Nicolas Gerhardt sowie Philip Otto für die Durchsicht meiner Arbeit. Patrick Ziesel danke ich sowohl für seine Untersuchungen im Rahmen seiner Masterarbeit sowie für seine Korrekturen an meiner Dissertation. Torsten Epskamp danke ich dafür, dass er mir sein Modell zur Verfügung gestellt hat.

Im Rahmen meiner Arbeit konnte ich auf die Hilfe von zahlreichen Studierenden setzen, die im Rahmen von Abschlussarbeiten und HiWijobs Teilbereiche bearbeitet haben. Ich bedanke mich besonders bei Lukas Leicht, Jonathan Kappus und Raphael Dienert für ihre Beiträge.

Eine zusätzliche Nennung verdienen Carolin Lang und Wiebke Leukel, die mich mit ihrer Flexibilität und Motivation als HiWis bei vielfältigen Aufgaben unterstützt haben.

Abschließend bedanke ich mich von ganzem Herzen bei meiner Familie und meinen Freunden für ihren Rückhalt, ihr Verständnis und ihre Unterstützung bei den Korrekturen. Ohne euch hätte ich es nie geschafft! Merci les amis!

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
Abkürzungsverzeichnis	ix
Typenbezeichnungsverzeichnis	x
Symbolverzeichnis	xi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Herausforderung.....	1
1.2 Einordnung und Ziele.....	2
1.3 Förderprojekt MTAB	5
1.4 Gliederung	6
2 Grundlagen	7
2.1 Methoden zur Produktentwicklung.....	7
2.2 Straßenbahnfahrzeuge	9
2.2.1 Antriebsstrang	10
2.2.2 Fahrwerk.....	19
2.2.3 Wagenkasten.....	21
2.2.4 Bremsen.....	22
2.3 Bewertungskriterien für Schienenfahrzeuge.....	24
2.3.1 Energiebedarf	24
2.3.2 Fahrkomfort.....	26
3 Stand der Wissenschaft und Technik	31
3.1 Elektrische Maschine	31
3.2 Stromrichter.....	31
3.3 Getriebe	32
3.4 Hochdrehende Antriebsstränge	33
3.5 Fahrwerk.....	36
3.6 Einbauträume.....	38
3.7 Ausschreibungen für Schienenfahrzeuge	40
3.8 Fahrkomfort.....	41
3.9 Referenzfahrzeug.....	42
4 Methode	45
4.1 Lösungssuche	47

4.1.1	Einsatzprofile und Fahrzyklen.....	47
4.1.2	Elektrische Maschine.....	48
4.1.3	Stromrichter.....	49
4.1.4	Fahrwerk.....	50
4.1.5	Getriebe.....	52
4.1.6	Wagenkasten.....	54
4.1.7	Bremsen.....	54
4.2	Bewertung.....	55
4.2.1	Masse und Volumen.....	56
4.2.2	Energiebedarf.....	56
4.2.3	Fahrkomfort.....	56
5	Anwendung.....	57
5.1	Lösungssuche.....	57
5.1.1	Einsatzprofile und Fahrzyklen.....	57
5.1.2	Elektrische Maschine.....	67
5.1.3	Stromrichter.....	71
5.1.4	Fahrwerk.....	74
5.1.5	Getriebe.....	99
5.1.6	Wagenkasten.....	110
5.1.7	Bremsen.....	112
5.2	Bewertung.....	116
5.2.1	Masse und Volumen.....	116
5.2.2	Energiebedarf.....	118
5.2.3	Fahrkomfort.....	130
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	137
6.1	Zusammenfassung.....	137
6.2	Ausblick.....	141
A	Anhang.....	143
A1	Visualisierung der Stromrichterausrichtung.....	143
A2	Ausschreibung Chemnitz [125].....	145
A3	Ausschreibung Halle [109].....	149
A4	Ausschreibung Schöneiche bei Berlin [28].....	150
	Abbildungsverzeichnis.....	155
	Tabellenverzeichnis.....	159
	Literaturverzeichnis.....	161
	Betreute studentische Arbeiten.....	173
	Eigene Veröffentlichungen.....	174

Abkürzungsverzeichnis

ASM	A synchronmaschine
BOStrab	S traßenbahn- B au- und Betriebsordnung
CAD	C omputer- A ided D esign
DIN	D eutsches Institut für N ormung
EBO	E isenbahn B au- und Betriebsordnung
EN	E uropäische N orm
EU	E uropäische U nion
IGBT	I nulated- G ate B ipolar T ransistor
ISO	I nternationale O rganisation for S tandardization
MKS	M ehrkörpersimulation
MOSFET	M etal- O xide- S emiconductor F ield- E ffect T ransistor
MTAB	M odellierung und T est neuartiger, hocheffizienter und hochintegrierter A ntriebssysteme
NVBW	N ahverkehrsgesellschaft B aden- W ürttemberg mbH
PSM	P ermanenterregte S ynchronmaschine
PWM	P ulsweitenmodulation
P95	95. Perzentile
Si	S ilizium
SiC	S ilicon C arbide
SPNV	S chienenpersonennahverkehr
SOK	S chienenoberkante
TecRec	T echnical R ecommendation
TR	T echnische R egeln
TSA	T raktionssysteme A ustria GmbH
TSI PRM	T echnische S pezifikation für die I nteroperabilität - Z ugänglichkeit für Menschen mit Behinderung und Menschen mit eingeschränkter M obilität (P ersons with R educed M obility)
UIC	I nternationaler Eisenbahnverband, U nion I nternationale des C hemins de fer
VBZ	V erkehrsbetriebe Z ürich
VDI	V erein D eutscher I ngenieure
VDV	V erband d eutscher V erkehrsunternehmen

Typenbezeichnungsverzeichnis

Typbezeichnung	Beschreibung
Sirio	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
Avenio	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
Citadis Arpège	Losradpaarfahrwerk für Niederflurstraßenbahnfahrzeug
Citadis 302	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
Citadis X05	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
DT4-HHA	4. Generation DoppelTriebwagen Hamburger Hochbahn AG
FLEXITY Zürich	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
FLEXX Urban	Drehgestellplattform
FLIRT	Flinker Leichter Intercity- und Regional-Triebzug
GTxN	Gelenk-Triebwagen mit x Achsen für Normalspur
KISS	Komfortabler Innovativer Spurtstarker S-Bahn-Zug
Moderus Gamma LF 05 AC	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
TALENT 3	Talbot leichter Nahverkehrs-Triebwagen
TRAMLINK	Niederflurstraßenbahnfahrzeug
U5-Triebwagen	5. Generation Stadtbahnfahrzeug der U-Bahn Frankfurt am Main
Variobahn	Niederflurstraßenbahnfahrzeug

Symbolverzeichnis

Zeichen	Größe	Einheit
A	Koeffizient des Laufwiderstands	N
a	Achsabstand im Getriebe	mm
a	Beschleunigung	m/s ²
\hat{a}	Amplitude	cm/s ²
a_{eff}	Effektivwert der Beschleunigung	cm/s ²
B	Koeffizient des Laufwiderstands	N/km/h
$B(f)$	frequenzabhängige Bewertungsfunktion	-
$B_{vert}(f)$	frequenzabhängige Bewertungsfunktion vertikal	-
$B_{lat}(f)$	frequenzabhängige Bewertungsfunktion lateral	-
b	Zahnradicke	mm
b_2	Dicke des Tellerrads	mm
C	Essonscher Ausnutzungsfaktor	V _{Amin} /m ³
C	Koeffizient des Laufwiderstands	N/km ² /h ²
C'	Kapazitätsbelag	F/m
$C_{cx}(t)$	Kontinuierlicher Komfort in x-Richtung	-
$C_{cy}(t)$	Kontinuierlicher Komfort in y-Richtung	-
$C_{cz}(t)$	Kontinuierlicher Komfort in z-Richtung	-
d	Durchmesser	mm
d_{ab}	Durchmesser der Abtriebswelle	mm
d_{an}	Durchmesser der Antriebswelle	mm
d_e	äußerer Teilkegeldurchmesser	mm
d_{Si}	Bohrungsdurchmesser	mm
d_1	Durchmesser des treibenden Rads	mm
d_2	Durchmesser des Gegenrads	mm
E_i	Energie eines Intervalls	J
e	Achsabstand des Fahrzeugs	m
e_{proz}	relativer Energiebedarf	%
F_a	Beschleunigungskraft	N

Zeichen	Größe	Einheit
F_{AMG}	Gesamtanzugskraft der Magnetschienenbremse	N
F_B	Bremskraft	N
$F_{B,RS}$	über den Rad-Schiene-Kontakt übertragbare Bremskraft	N
F_{BA}	Gesamtbelaganpresskraft	N
F_H	Steigungswiderstandskraft	N
F_K	Bogenwiderstandskraft	N
F_L	Laufwiderstandskraft	N
F_{mg}	Magnetschienenbremskraft	N
$F_{Scheibe}$	Scheibenbremskraft	N
F_W	Widerstandskraft	N
F_Z	Zugkraft	N
f	Frequenz	Hz
f	Laufkreisabstand	m
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
i	Übersetzung	-
$i_{Getriebe}$	Getriebeübersetzung	-
i_k	Übersetzung Kegelradstufe	-
K_A	Anwendungsfaktor	-
$K_{H,\alpha}$	Stirnfaktor	-
$K_{H,\beta}$	Breitenfaktor	-
K_V	Dynamikfaktor	-
K_K^*	Faktor	-
k	Laufindex	-
k	Skalierungsfaktor	-
l_e	ideelle Eisenlänge	m
M	Drehmoment	Nm
$M_{Rad,i}$	Raddrehmoment des Intervalls	Nm
m	Fahrzeugmasse	kg
m_{Rot}	rotatorische Massen	kg
$n_{Maschine}$	Maschinendrehzahl	1/min
n_{Rad}	Raddrehzahl	1/min

Zeichen	Größe	Einheit
$n_{\text{Rad},i}$	Raddrehzahl des Intervalls	1/min
P_{ab}	Abtriebsleistung	W
P_{Maschine}	Leistung an der Maschine	W
P_{Rad}	Leistung am Rad	W
P_{zu}	Antriebsleistung	W
p	Stufenanzahl	-
R	Bogenhalbmesser	m
R_{e2}	äußere Teilkegellänge	mm
r_{Rad}	Radradius	m
r_s	Bremsradius	mm
S_H	Sicherheit gegen Grübchen	-
$T_{\text{RK,avg}}$	durchschnittliche Temperatur im Rotorkäfig	K
$T_{\text{RK,max}}$	maximale Temperatur im Rotorkäfig	K
$T_{\text{WK,avg}}$	durchschnittliche Temperatur im Wickelkopf	K
$T_{\text{WK,max}}$	maximale Temperatur im Wickelkopf	K
Δt	Zeitdauer	s
V	Volumen	m ³
v	Fahrgeschwindigkeit	km/h
v_{max}	maximale Fahrgeschwindigkeit	km/h
W_b	Bewertungskurve vertikal	-
W_d	Bewertungskurve Quer-/Längs	-
W_z	Wertungsziffer nach Sperling	-
\ddot{x}^*	Beschleunigungssignal in x Richtung	m/s ²
\ddot{y}^*	Beschleunigungssignal in y Richtung	m/s ²
Z_B	Einzeleingriffsfaktor	-
Z_D	Einzeleingriffsfaktor	-
Z_E	Elastizitätsfaktor	$\sqrt{\text{N/mm}^2}$
Z_H	Zonenfaktor	-
Z_{NT}	Lebensdauerfaktor	-
Z_R	Rauheitsfaktor	-
Z_V	Geschwindigkeitsfaktor	-

Zeichen	Größe	Einheit
Z_W	Werkstoffpaarungsfaktor	-
Z_X	Größenfaktor	-
Z_β	Schrägenfaktor	-
Z_ε	Überdeckungsfaktor	-
\ddot{z}^*	Beschleunigungssignal in z Richtung	m/s ²
α	Steigungswinkel	°, rad
δ_1	Teilkegelwinkel des Ritzels	°, rad
δ_2	Teilkegelwinkel des Rades	°, rad
η_{Gesamt}	Antriebsstrangwirkungsgrad	-
η_{Getriebe}	Getriebewirkungsgrad	-
η_M	Maschinenwirkungsgrad	-
η_{SR}	Stromrichterwirkungsgrad	-
μ	Belagreibwert	-
μ_K	Kraftschlussbeiwert beim Bremsen	-
μ_{MG}	Reibwert zwischen Magnet und Schiene	-
$\sigma_{H,lim}$	Grübchendauerfestigkeit	N/mm ²
Σ	Achswinkel	°, rad
$\tau_{t\text{sch}}$	Torsionsschwellfestigkeit	N/mm ²
$\tau_{t\text{zul}}$	zulässige Torsionsspannung	N/mm ²

1 Einleitung

1.1 Motivation und Herausforderung

Die Europäische Union strebt eine nachhaltige, widerstandsfähige und innovative Mobilität an, um den Übergang in eine moderne, ressourceneffiziente und wettbewerbsfähige Wirtschaft im Sektor Mobilität zu fördern. Dieses Bestreben unterstützt sie durch finanzielle Anreize und Rechtsvorschriften. [45]

Um diesen Übergang umzusetzen, setzt sich der Verband deutscher Verkehrsunternehmen (VDV) das Ziel, den Anteil des öffentlichen Personenverkehrs am Modal Split bis 2030 um ein Drittel zu erhöhen. 2020 machten die Eisenbahn 8,2 % und der öffentliche Straßenpersonenverkehr 6,3 % des Modal Splits der Verkehrsleistung im Personenverkehr einschließlich des nicht motorisierten Verkehrs aus [116]. Eine Verlagerung der Reisenden auf die Schiene soll durch eine Angebots- und Qualitätssteigerung erreicht werden. Die drei Teilsysteme des Systems Bahn, Schienenfahrzeug, Betrieb und Infrastruktur sollen hierzu weiterentwickelt werden. Im Teilsystem Schienenfahrzeug bedeutet dies, dass moderne Fahrzeuge benötigt werden, die sowohl das Verkehrsunternehmen als auch die Reisenden zufriedenstellen und Effizienzziele erfüllen. Zusätzlich müssen diese Fahrzeuge die Anforderungen des Gesetzgebers einhalten. [87]

Dadurch ergeben sich die folgenden Teilaspekte. Das Verkehrsunternehmen möchte die Lebenszykluskosten niedrig halten. Dabei spielen die Anschaffungskosten eine Rolle, aber auch die Kosten im Betrieb. Im Betrieb fallen Aufwände für die Energie und die Wartung an. Sie lassen sich durch einen effizienten Antriebsstrang und einen geringen Verschleiß reduzieren. [136]

Das Ziel des Verkehrsunternehmens ist es außerdem, einen Betrieb mit möglichst wenigen Verspätungen zu gewährleisten, da diese höhere Kosten für das Verkehrsunternehmen verursachen. [96]

Die Fahrgäste fordern neben einem zuverlässigen Betrieb mit wenigen Verspätungen und Ausfällen sowie kurzen Reisezeiten vor allem eine komfortable Fahrt. Diese definiert sich nicht nur über den physikalischen Fahrkomfort, der eine ruhige und angenehm klimatisierte Fahrt fordert, sondern auch über einen einfachen Einstieg und einen angenehmen Innenraum. [34]

Der Gesetzgeber legt in der Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (EBO) fest, dass die Bahn verpflichtet ist, eine möglichst weitreichende Barrierefreiheit für die Nutzung von Bahnanlagen und Fahrzeugen sicherzustellen [11]. Für Straßenbahnen gibt das Personenbeförderungsgesetz seit 2022 darüber hinaus Barrierefreiheit vor [12].

Um diese Anforderungen zu erfüllen, sind verschiedene Lösungsansätze möglich.

Eine Möglichkeit, den Energiebedarf eines Straßenbahnfahrzeugs zu senken, ist, den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs zu erhöhen. Dieser besteht aus Stromrichter, elektrischer Maschine und Getriebe. Ein leichterer Antriebsstrang kann die Fahrzeugmasse reduzieren, was die Energieeffizienz weiter verbessert. Alternativ können durch die Einsparung im Antriebsstrang an anderer Stelle weitere Komponenten eingebaut werden, ohne dass die Fahrzeugmasse steigt. Dies ist zum Beispiel für Komfortfunktionen, wie die Klimaanlage, interessant.

Um einen zuverlässigen, pünktlichen Betrieb sowie kurze Reisezeiten zu ermöglichen, sollten die Fahrgastwechsel schnell und risikofrei geschehen. Hierfür haben sich niveaugleiche Einstiege bewährt, die außerdem die Barrierefreiheit gewährleisten. Diese bringen jedoch die Herausforderung mit sich, dass sie den Bauraum im Einstiegsbereich begrenzen. Dem kann durch den Einsatz von kleineren und leichteren Antriebssträngen entgegengewirkt werden, da diese flexibler eingebaut werden können.

Die Forderungen nach kleinen und leichten Antriebssträngen werden bei Straßenbahnen noch verschärft, da hier der niveaugleiche Einstieg durch Niederflurfahrzeuge realisiert wird. Dies bedeutet, dass der Bauraum unterflur stark eingeschränkt ist. Die Unterbringung der Achse und der Antriebskomponenten, die nicht mit dem Fußboden kollidieren dürfen, stellt eine technische Herausforderung dar. Die verschiedenen Schienenfahrzeughersteller haben Niederflurfahrzeuge mit unterschiedlichen Konzepten im Portfolio, die sich in der Ausführung der Achsen und der Position der Antriebskomponenten unterscheiden.

Zusätzlich sind die zulässigen Achslasten niedriger als im Vollbahnbereich und häufig von den Straßenbahnfahrzeugen bereits ausgenutzt. Um weitere Komfortfunktionen einzubauen, muss die Masse an anderer Stelle, zum Beispiel im Antriebsstrang, eingespart werden.

Um die Energieeffizienz des Antriebsstrangs zu steigern und dessen Masse und Volumen zu reduzieren, können die beiden folgenden Ansätze verfolgt werden. Die Masse und das Volumen elektrischer Maschinen sind umgekehrt proportional zu deren Auslegungsdrehzahl. Hohe Drehzahlen ermöglichen kleinere und leichtere Bauformen. [36]

Bei Stromrichtern werden Siliziumkarbid (SiC)-Halbleiter eingesetzt, um die Leistungsdichte und die Energieeffizienz zu steigern. [9]

Eine Kombination der beiden Technologien kann ein Ansatzpunkt sein, um Schienenfahrzeuge weiterzuentwickeln. Dabei muss die Integration in das Gesamtfahrzeug erfolgen, um die Auswirkungen gesamtheitlich zu betrachten. Die Bewertung erfolgt anhand der Anforderungen, die von Verkehrsunternehmen und Fahrgästen gestellt werden. Diese sind zum Beispiel die Masse und das Volumen, der Energiebedarf und der Fahrkomfort.

1.2 Einordnung und Ziele

Die Verringerung des Energiebedarfs von Schienenfahrzeugen mit fahrzeugseitigen Maßnahmen wird durch den Einsatz von effizienteren Komponenten und die Reduktion der Fahrzeugmasse realisiert [47].

Die Fahrzeugmasse kann durch eine konstruktive Optimierung der Tragwerke, die Verwendung von leichteren Komponenten oder den Gebrauch von Leichtbaumaterialien reduziert werden [68].

Verschiedene Ansätze zur Optimierung von Einzelkomponenten im Antriebsstrang sind Gegenstand der Forschung. Bei den Fahrmotoren werden als Alternative zu den aktuell verwendeten Asynchronmaschinen permanenterrechte Synchronmaschinen [32, 94] und hochdrehende elektrische Maschinen in beiden Ausführungsformen [70, 81, 131] untersucht. In Bezug auf den Stromrichter stehen vor allem andere Halbleitermaterialien als Silizium, insbesondere Siliziumkarbid im Fokus der Forschung [9, 29, 93]. Die einzige bekannte systematische Vorgehensweise, um die Getriebeverluste zu reduzieren, ist der Einsatz von getriebelosen Antriebssträngen [44, 117]. Alle Möglichkeiten werden ebenfalls genutzt, um die Masse des Antriebsstrangs zu verringern.

Die Forschungsarbeiten befassen sich meist nur mit der einzelnen Komponente oder dem Antriebsstrang, aber selten mit den Auswirkungen auf das Gesamtfahrzeug. Diese sind jedoch entscheidend für eine abschließende Bewertung der Optimierung. [31]

Elektrische Maschinen mit einer erhöhten Maximaldrehzahl versprechen eine Steigerung der Energieeffizienz sowie eine Reduktion der Masse und werden von mehreren Autoren untersucht [8, 70, 81, 131]. Die Autoren von [131] prüfen den Einsatz einer Asynchronmaschine mit einer Maximaldrehzahl von 9000 min^{-1} . Diese ist für den Antrieb von Elektrotriebzügen konzipiert. Über das dazugehörige Getriebe von Voith Turbo GmbH & Co. KG ist nur bekannt, dass es zweistufig ist [81].

Siemens Mobility GmbH entwickelt zwei hochdrehende Antriebsstränge, die in [8, 70] vorgestellt werden. Für einen Elektrotriebzug wird eine Asynchronmaschine mit einer Maximaldrehzahl von 8000 min^{-1} konstruiert. Darauf basierend entsteht ein kompletter Antriebsstrang für eine Metro, der in das Fahrwerk integriert wird. [8]

Hierbei liegt der Schwerpunkt auf der Entwicklung und der Analyse der Antriebsmaschine. Ausschließlich [8] kombiniert Getriebe und elektrische Maschine und baut sie in ein bestehendes Leichtbaufahrwerk ein. Über den Stromrichter werden keine Aussagen getroffen. Die Maximaldrehzahl ist 9000 min^{-1} . Im Fokus der Analyse steht die Maschinen-Getriebe-Kombination.

Bei Stromrichtern für Schienenfahrzeuge ist eine Tendenz zum Einsatz von Siliziumkarbid-Halbleitern zu erkennen [9, 29]. Die Auswirkungen auf den gesamten Antriebsstrang, das Gesamtfahrzeug oder die Kombination mit einem hochdrehenden Antrieb werden bis jetzt nicht untersucht.

Die Autoren von [70] betrachten die Auswirkungen eines hochdrehenden Antriebsstrangs auf die Bremse und den Radsatz. Eine Bewertung und Analyse der Konsequenzen eines hochdrehenden Antriebsstrangs auf das Gesamtfahrzeug ist nicht bekannt.

In dieser Dissertation wird ein hochdrehender Antriebsstrang ausgehend von der elektrischen Maschine entwickelt. Darauf aufbauend werden die Auswirkungen auf das Straßenbahnfahrzeug analysiert und eventuell nötige Anpassungen geprüft. Das Ziel ist, ein Gesamtkonzept für ein Straßenbahnfahrzeug zu entwickeln, das mit einem Referenzfahrzeug verglichen werden soll. Im Rahmen dieser Dissertation werden die folgenden Forschungsfragen beantwortet.

Wie viel effizienter, leichter und kleiner als eine Referenzantriebsmaschine ist eine hochdrehende elektrische Antriebsmaschine für eine Straßenbahn?

Hochdrehende Antriebsmaschinen werden bereits für den Vollbahnbereich entwickelt, um Energieeffizienzsteigerungen und Massenreduktionen zu erreichen. Dabei liegen die Drehzahlen bei maximal 9000 min^{-1} . In dieser Dissertation werden basierend auf einem Referenzfahrzeug und dessen Fahrstrecken Anforderungen abgeleitet. Diese Anforderungen geben den Rahmen für eine passende höhere Drehzahl vor. Eine Antriebsmaschine mit dieser Maximaldrehzahl für diesen Einsatzzweck wird entwickelt. Diese wird dann im Hinblick auf Energieeffizienz, Masse und Volumen mit einem Referenzantrieb verglichen.

Wie viel effizienter, leichter und kleiner als ein Referenzstromrichter ist ein Stromrichter für eine hochdrehende elektrische Antriebsmaschine für eine Straßenbahn?

In bisherigen Forschungsarbeiten werden Siliziumkarbidstromrichter genutzt, um die Energieeffizienz zu steigern und das Volumen zu reduzieren. Hochdrehende Antriebsmaschinen stellen besondere Anforderungen an den Stromrichter. Es wird methodisch untersucht, wie die Auslegung eines Stromrichters erfolgen muss, um diesen Anforderungen gerecht zu werden. Im Anschluss wird das Ergebnis mit einem Referenzstromrichter im Hinblick auf Energieeffizienz, Masse und Volumen verglichen.

Welche Anforderungen werden an ein Getriebe für einen hochdrehenden Straßenbahnantrieb gestellt?

Getriebe werden in den bisherigen Forschungsarbeiten trotz der Herausforderungen durch die hohen Drehzahlen nur am Rande betrachtet. Hier wird analysiert, welche Anforderungen an das hochdrehende Getriebe in Bezug auf Bauraum, Übersetzung und Aufbau gestellt werden müssen.

Wie kann ein hochdrehender Straßenbahnantriebsstrang in ein Straßenbahnfahrzeug integriert werden?

Bei Straßenbahnfahrzeugen gibt es verschiedene Fahrwerkskonfigurationen, die ein Niederflrfahrzeug ermöglichen. Die Auswahl einer solchen Fahrwerkskonfiguration erfolgt nach Vorlieben des Herstellers und Verkehrsunternehmens. Durch die Neuentwicklung eines Antriebsstrangs können sich neue Fahrwerkskonfigurationen ergeben. Eine systematische Analyse der Bauräume erlaubt es, die beste Fahrwerkskonfiguration auszuwählen.

Auf welche weiteren Subsysteme einer Straßenbahn hat ein Antrieb mit einer hochdrehenden elektrischen Maschine welche Auswirkungen?

In den bisherigen Forschungsarbeiten wird bestenfalls die Integration in ein bestehendes Fahrwerk untersucht. Um eine Bewertung vornehmen zu können, muss das Gesamtfahrzeug betrachtet werden. Dazu wird methodisch zuerst analysiert, welche Subsysteme von einer Veränderung des Antriebs betroffen sind und inwiefern diese angepasst werden müssen.

Nach welchen Kriterien muss ein Fahrzeugkonzept mit hochdrehendem Antriebsstrang bewertet werden?

Um den hochdrehenden Antriebsstrang bewerten zu können, werden Kriterien aus Ausschreibungen und den Anforderungen abgeleitet. Damit wird beurteilt, welche Vorteile das Fahrzeugkonzept im Vergleich zum Referenzfahrzeug hat.

1.3 Förderprojekt MTAB

Diese Dissertation ist im Umfeld des Förderprojekts MTAB (Modellierung und Test neuartiger, hocheffizienter und hochintegrierter Antriebssysteme für Bahnanwendungen) entstanden. Das Forschungsvorhaben wurde von Januar 2019 bis September 2022 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz gefördert. Die Projektpartner waren ALSTOM Transportation Germany GmbH (Alstom), das Fraunhofer-Institut für Integrierte Systeme und Bauelemente-technologie (Fraunhofer IISB), das Karlsruher Institut für Technologie (KIT), die Stadler Mannheim GmbH, die usb Gesellschaft für Unternehmensberatung und Systementwicklung mbH (usb) sowie die VINCORION Power Systems GmbH (Vincorion). [114]

Ziel des Projekts war es, ein Konzept für einen hochdrehenden Antriebsstrang, bestehend aus Traktionsmotor, Stromrichter und Getriebe, zu entwickeln und prototypisch umzusetzen.

Der Projektpartner Alstom war Verbundkoordinator sowie für die Stromrichtersoftware und den Prüfstand zuständig. Vincorion entwickelte und baute die Traktionsmaschine, Fraunhofer IISB den Stromrichter. Stadler Mannheim übernahm die Entwicklung und Umsetzung der Hardwaresteuerung. Usb war für das Massemanagement auf Fahrzeugebene zuständig. Die Aufgabe des KIT war die Entwicklung des Simulationsmodells und dessen Validierung durch die Messungen auf dem Prüfstand. [114]

1.4 Gliederung

Der Aufbau dieser Dissertation ist in Abbildung 1 dargestellt.

Das folgende Kapitel 2 liefert alle für das Verständnis nötigen Grundlagen. Die entwickelten Methoden beruhen auf den Richtlinien zur Produktentwicklung VDI 2221 und 2222 [122, 123]. Der Aufbau eines Schienenfahrzeugs nach DIN EN 15380 ermöglicht die Identifikation der durch die Veränderung des Antriebsstrangs betroffenen Subsysteme [23]. Die Eigenschaften der Komponenten Maschine, Stromrichter und Getriebe werden vorgestellt. Zusätzlich werden die nötigen Grundlagen für das Fahrwerk, den Wagenkasten und die Bremsen dargelegt. Die Kriterien für die Bewertung von Straßenbahnfahrzeugen werden abgeleitet. Daraus ergeben sich die Definition und Methoden zur Bewertung des Energiebedarfs und des Komforts.

Der Stand der Wissenschaft und Technik zu hochdrehenden Antriebssträngen, Fahrwerken und Einbauräumen wird in Kapitel 3 analysiert. Dort wird ebenfalls das Referenzfahrzeug vorgestellt.

Kapitel 4 und 5 haben jeweils die gleiche Struktur. In Kapitel 4 wird die generelle Methode zur Entwicklung, Integration und Bewertung eines hochdrehenden Antriebsstrangs für ein Straßenbahnfahrzeug erarbeitet. Diese Methode wird in Kapitel 5 auf ein konkretes Fahrzeug angewandt. Die VDI 2221 gibt die Struktur innerhalb der Kapitel vor. Ziel der Lösungssuche ist ein Straßenbahnfahrzeug mit hochdrehendem Antriebsstrang. Dazu werden Lösungen für die verschiedenen Subsysteme gesucht, die im Anschluss zusammengeführt und bewertet werden. Die Zusammenfassung und der Ausblick schließen die Dissertation in Kapitel 6 ab.

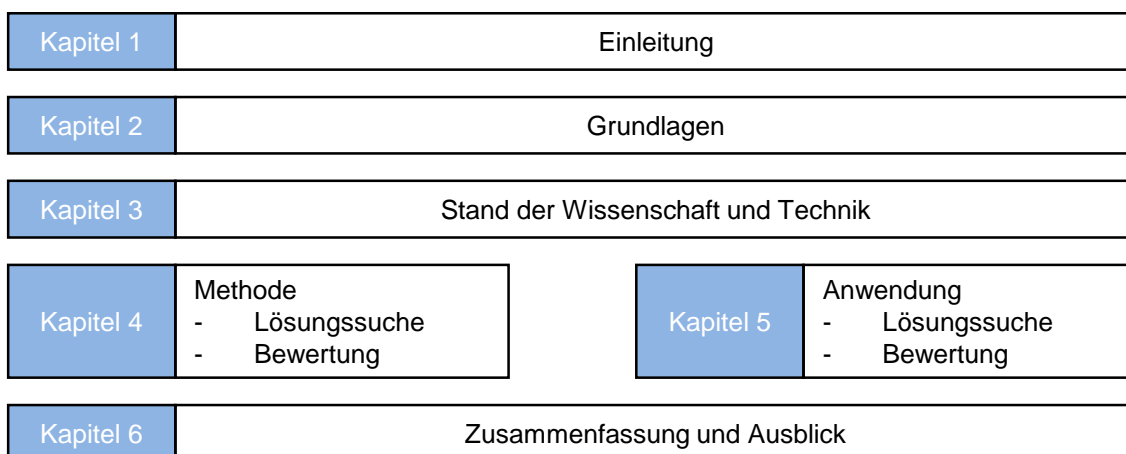


Abbildung 1: Struktureller Aufbau der Arbeit

2 Grundlagen

2.1 Methoden zur Produktentwicklung

Eine strukturierte und methodenunterstützte Arbeitsweise ermöglicht es, Produkte zu entwickeln, die erfolgreich am Markt bestehen. Einschlägige Normen und Richtlinien helfen Konstrukteuren bei der Entwicklung. Verschiedene Prozesse, Methoden und Modelle können eine solche Arbeitsweise unterstützen. [63] Einen Arbeitsfluss beim Konstruieren schlägt die VDI-Richtlinie 2221 vor [79].

Die VDI 2221 ist eine Kernrichtlinie bei der Produktentwicklung. Sie legt in Blatt 1 die Grundlagen der methodischen Entwicklung von technischen Systemen fest. [122]

Abbildung 2 gibt einen Überblick über den Arbeitsfluss. Zu erkennen sind die vier Phasen der Konstruktion mit ihren Arbeitsschritten und Ergebnissen. Das Ziel von Phase I ist die Aufgabenpräzisierung. In Phase II folgt die prinzipielle Festlegung. Phasen III und VI haben als Ziel die gestalterische und die herstellungstechnische Festlegung. [86] Die Phasen sind in sieben Arbeitsschritte unterteilt. Eine detaillierte Vorstellung der Phasen erfolgt zum Beispiel in [79] oder [63]. In Arbeitsschritt 1 werden alle Informationen gesammelt, um die Anforderungsliste zu erstellen. In Arbeitsschritt 2 ermittelt der Konstrukteur, welche Mittel die Gesamtfunktion erfüllen. In Arbeitsschritt 3 werden Möglichkeiten zur technischen Realisierung gesucht, sogenannte prinzipielle Lösungen. Die prinzipiellen Lösungen werden als Prinzipskizzen, Beschreibungen oder Modelle dokumentiert. In Arbeitsschritt 4 werden die prinzipiellen Lösungen bewertet und ausgewählt, da aus zeitlichen Gründen nicht alle Alternativen detailliert werden können. In Arbeitsschritt 5 werden die prinzipiellen Lösungen in zu realisierende Module aufgeteilt. In Arbeitsschritt 6 werden die Module vorgestaltet. In Arbeitsschritt 7 entstehen alle nötigen Unterlagen zur Fertigung des Produkts. [63]

Weiterhin stellt die VDI 2221 generelle Grundprinzipien zum Problemlösen vor. Ein wichtiges Grundprinzip sind Iterationen. Dabei werden einzelne Arbeitsschritte mehrmals durchlaufen. Es gibt verschiedene Gründe für Iterationen: so können beispielsweise sich gegenseitig beeinflussende Parameter wechselseitig angepasst werden oder Fehler aus vorherigen Schritten korrigiert werden. Zusätzlich wird als Grundprinzip angeführt, dass der Vorgehensraum immer in abstrakte und konkrete Lösungen sowie in Teilaufgaben und Teilprobleme aufgeteilt werden kann. Je stärker sich dem Ziel angenähert wird, desto konkreter und vollständiger ist die Lösung. [122]

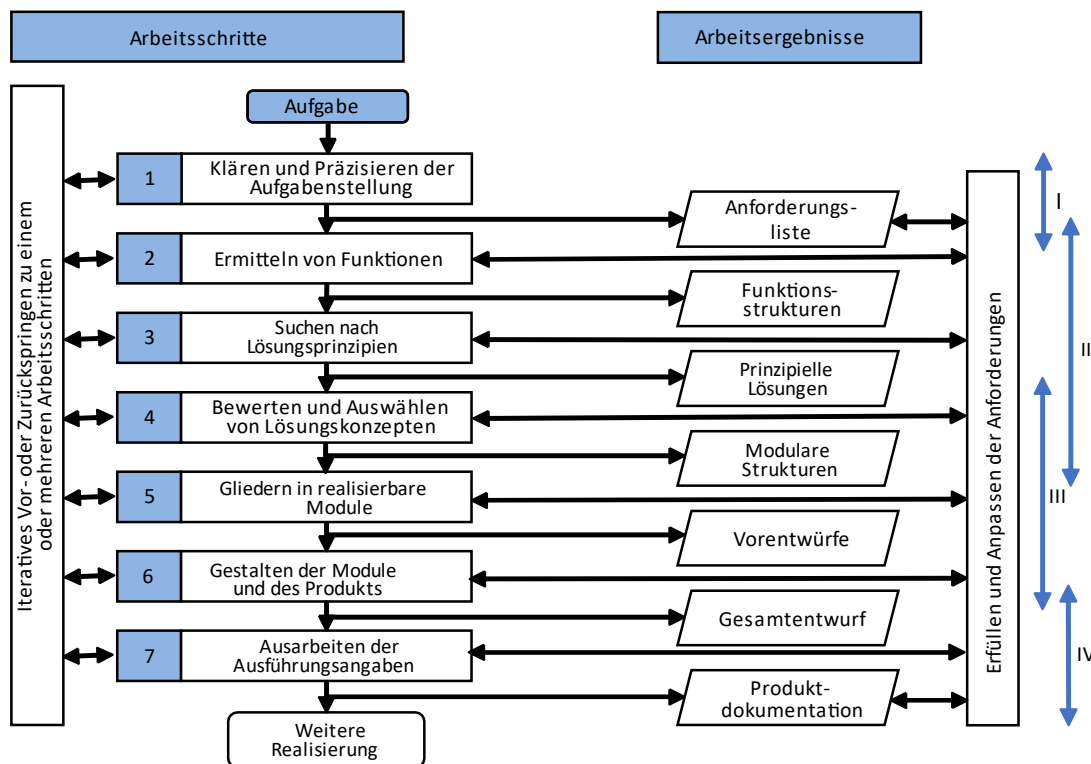


Abbildung 2: Arbeitsfluss VDI 2221 nach [122]

Die VDI 2222 ergänzt die VDI 2221 um methodische Vorgehensweisen für das Planen und Konstruieren [123]. Die Grundlagen und Vorgehensweisen aus dieser Norm können und sollen auf alle Arten von technischen Produkten und Systemen angewendet werden [122]. Bei der Entstehung dieser Norm wurde versucht, die gängigen Methoden zusammenzuführen. Daher ist die Vorgehensweise grob strukturiert, um universell anwendbar zu sein. [86]

Zum Finden einer prinzipiellen Lösung wird der in VDI 2221 vorgestellte Prozess konkretisiert. Die prinzipielle Lösung legt die grundlegenden physikalischen Funktionsweisen und Wirkprinzipien fest, beschreibt sie aber nicht im Detail. Prinzipielle Lösungen ermöglichen erste Dimensionierungsüberlegungen. Zur Visualisierung schlägt die VDI 2222 mehrere Möglichkeiten vor:

- Dreidimensionale Freihandskizzen
- Freie Strichskizzen als Abstraktion des technischen Systems
- Unmaßstäbliche Grobentwürfe mit vergrößerten Anteilen zur Verdeutlichung einzelner Details
- Standardisierte Zeichnungen wie Prinzipskizzen
- Vereinfachte CAD-Modelle [122]

Die VDI 2222 stellt außerdem unterschiedliche Konstruktionsarten vor. Eine Art ist die getrennte Bearbeitung der verschiedenen Abschnitte. So können die Funktionen, Effekte und Gestaltungselemente jeweils einzeln oder gemeinsam bearbeitet werden. [123]

Die kontinuierliche Überprüfung der Lösungen hinsichtlich der Anforderungen schließt bereits während der Lösungssuche einige Lösungen aus. Die übrigen Lösungen können, aus zeitlichen und finanziellen Gründen, nicht detailliert werden. Daher muss eine Bewertung der Lösungen vorgenommen werden. Eine Bewertung basiert auf geeigneten Bewertungskriterien. Diese können aus den Anforderungen abgeleitet werden. Häufig sind auch zusätzlich Kriterien, die Aufwand, Kosten oder Zeit bewerten, interessant. [122] Die Bewertung von Lösungen wird in der VDI 2222 in zwei Phasen unterteilt. Zuerst werden die Lösungen nach Ausschlusskriterien beurteilt und aussortiert. Daraufhin werden Höchst- und Mindestanforderungen sowie Wünsche definiert. Einzelne Lösungen können die Kriterien durch Variationen in Form einer Iterationsschleife erfüllen. [123]

2.2 Straßenbahnfahrzeuge

Die DIN EN 15380 gliedert Schienenfahrzeuge und somit auch Straßenbahnfahrzeuge in verschiedene Ebenen. In Blatt 5 werden Schienenfahrzeuge in Haupt- und Subsysteme aufgeteilt. Die Hauptsysteme definieren die Systeme, die die Schlüsselmerkmale des Straßenbahnfahrzeugs beinhalten. Das sind:

- Wagenkasten
- Türen/Beladung
- Spurführung
- Innenbereich
- Beleuchtung
- Energieversorgung
- Antrieb und Bremsen
- Information und Kommunikation
- Zugsteuerung
- Kupplung und Fahrzeugverbindung [23]

Die Subsysteme beinhalten die Schlüsselmerkmale eines Hauptsystems. Beispiele dafür sind in Tabelle 1 aufgeführt. Jedes Hauptsystem hat stets ein gleichlautendes Subsystem. [23]

Tabelle 1: Haupt- und Subsysteme nach [23]

Hauptsystem	Subsystem
Wagenkasten	Wagenkasten
Türen/Beladung	Türen/Beladung
Spurführung	Spurführung
Spurführung	Fahrwerk
Innenbereich	Heizung, Lüftung, Klimatisierung
Beleuchtung	Beleuchtung
Energieversorgung	Hauptenergie
Energieversorgung	Energiespeichersystem
Antrieb und Bremsen	Antrieb
Antrieb und Bremsen	Bremsen
Information und Kommunikation	Information und Kommunikation
Zugsteuerung	Zugsteuerung
Kupplung und Fahrzeugverbindung	Kupplung und Fahrzeugverbindung

Das in dieser Arbeit verwendete Fahrzeugkoordinatensystem orientiert sich an dem in [20] genutzten und ist in Abbildung 3 dargestellt.

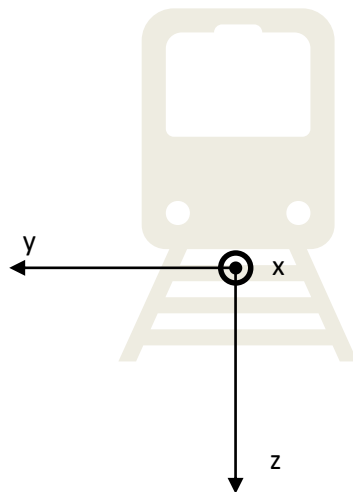


Abbildung 3: Festlegung des Fahrzeugkoordinatensystems

2.2.1 Antriebsstrang

Die Energiezufuhr erfolgt bei Straßenbahnen in der Regel über die Oberleitung mit Gleichstrom. Aus der Oberleitung wird die elektrische Leistung entnommen, in mechanische Leistung umgewandelt und an die Räder übertragen. Die Komponenten Stromrichter, elektrische Maschine und Getriebe wandeln die Leistung um. Zusätzlich werden einige weitere Komponenten

benötigt. Damit ergibt sich der Aufbau in Abbildung 4. Der Stromabnehmer überträgt den Strom von der Fahrleitung auf das Fahrzeug. Der Hauptschalter ermöglicht es, das Fahrzeug spannungslos zu schalten. Die Filterdrossel filtert – zusammen mit dem Eingangfilterkondensator – hochfrequente Eingangsstromanteile, die durch die taktende Arbeitsweise des Bremschoppers oder Stromrichters entstehen und nicht in das speisende Netz eingespeist werden sollen. Der Eingangfilterkondensator glättet die Eingangsspannung und stellt auch die niederinduktive Eingangsimpedanz für den spannungseinprägenden Stromrichter dar. Der Eingangfilterkondensator wird im Folgenden zum Anschluss an die Terminologie der Hersteller als Zwischenkreiskondensator bezeichnet. Der Bremschopper, bestehend aus Gleichstromsteller und Bremswiderstand, wandelt beim elektrischen Bremsen Energie, die infolge eines nicht aufnahmefähigen Netzes nicht zurückgespeist werden kann, in Wärme um. [97]

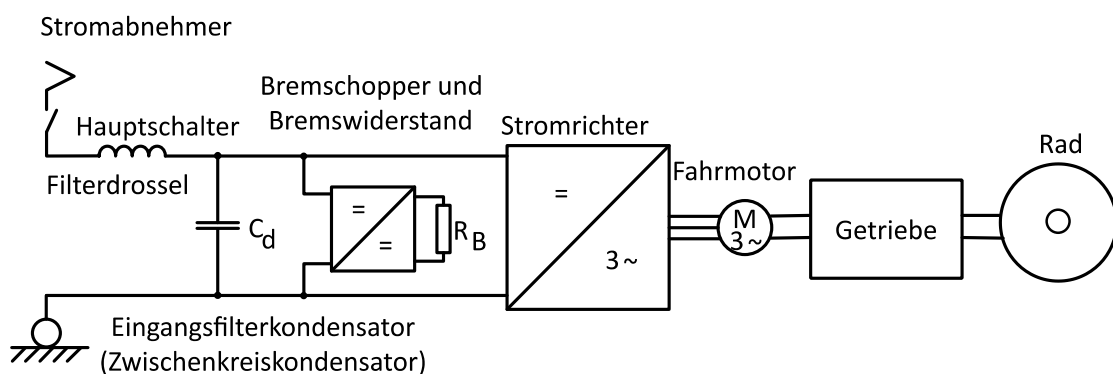


Abbildung 4: Prinzipschaltbild Straßenbahnfahrzeug am Gleichstromnetz nach [97]

2.2.1.1 Elektrische Maschine

Die elektrische Maschine dient dazu, elektrische Energie in mechanische umzuwandeln. Sie erhält dazu vom Stromrichter dreiphasigen Wechselstrom. [97]

Der Antrieb von elektrischen Schienenfahrzeugen erfolgt heutzutage hauptsächlich mit Asynchronmaschinen (ASM). In einigen Fällen werden permanenterrregte Synchronmaschinen (PSM) eingesetzt. Die Asynchronmaschine wird wegen ihrer Vorteile verwendet. ASM brauchen im Gegensatz zu PSM keine seltenen Erden für die Fertigung des Rotors und sind daher kostengünstiger. Mehrere Asynchronmaschinen können am selben Stromrichter betrieben werden, da der Schlupf es ermöglicht, die Drehzahldifferenzen zwischen den einzelnen Achsen oder Rädern auszugleichen. Asynchronmaschinen sind nicht dauerhaft magnetisiert, weswegen keine zusätzlichen Schutzvorrichtungen für Störfälle in der Leistungselektronik erforderlich sind. Der Betrieb als elektrische Nutzbremse ist ohne Aufwand möglich. [41, 108]

Die PSM hat eine höhere Leistungsdichte, sowohl in Bezug auf den Bauraum als auch auf die Masse. Aufgrund der eingebauten Permanentmagnete benötigt der Rotor keine Erregerleistung. Es treten keine Stromwärmeverluste im Rotor auf, sodass dieser sich weniger stark

erhitzt als bei einer ASM. Im Gegenzug muss zur Feldschwächung dem Ständer eine entmagnetisierende Stromkomponente zugeführt werden. [108]

Wird eine Asynchronmaschine an ihrer Grenzkennlinie betrieben, bleibt ihr abgegebenes Drehmoment bis zu einer gewissen Drehzahl konstant. Ab dieser Drehzahl liefert die Maschine eine nahezu konstante Leistung und das Drehmoment nimmt in etwa umgekehrt proportional zur Drehzahl ab. [97]

Nähere Erläuterungen zur Funktionsweise und zum Aufbau von Asynchronmaschinen und permanenterregten Synchronmaschinen finden sich in [39] und [41].

Eine Möglichkeit, die Energieeffizienz zu steigern, besteht im Einsatz von hochdrehenden elektrischen Maschinen. Bei elektrischen Maschinen gilt der Zusammenhang zwischen der Scheinleistung S , der Nenn Drehzahl n und geometrischen Größen:

$$S \approx C \cdot d_{Si}^2 \cdot l_e \cdot n \quad [5]. \quad (2.1)$$

Dabei sind C der Essonsche Ausnutzungsfaktor, d_{Si} der Bohrungsdurchmesser und l_e die ideale Eisenlänge. Das Volumen V ist proportional zum Quadrat des Bohrungsdurchmessers und der Eisenlänge

$$V \sim d_{Si}^2 \cdot l_e \quad [5]. \quad (2.2)$$

Da die Masse proportional zum Volumen ist, ist sie folglich umgekehrt proportional zur Drehzahl, wenn die Ausnutzung gleichbleibt. [5]

Zur Analyse von elektrischen Maschinen werden Wachstumsgesetze angewandt. Diese stellen einen Zusammenhang zwischen den Abmessungen, der Masse und der Leistung her. Es werden zwei elektrische Maschinen mit derselben Drehzahl, gleicher Flussdichte im Luftspalt und gleicher Stromdichte in den Windungen des Stators verglichen. Die Abmessungen der zweiten Maschine werden in alle Raumrichtungen um den Faktor k verändert. Das Volumen der zweiten Maschine ist daher das Volumen der ersten Maschine skaliert um den Faktor k^3 . Da die Masse direkt proportional zum Volumen ist, ist die Masse der zweiten Maschine ebenfalls um k^3 verändert.

Die Grundfläche erhöht sich um den Faktor k^2 , die Flussdichte und die Windungszahl bleiben konstant, daher verändert sich die Spannung der zweiten Maschine um k^2 . Die Strombelastbarkeit einer Maschine nimmt proportional zur Fläche der Leiter zu, die Strombelastbarkeit der zweiten Maschine steigt somit um den Faktor k^2 . Durch die Steigerung um den Faktor k^2 von Strom und Spannung ergibt sich eine Steigerung der Leistung der zweiten Maschine um k^4 . [75]

2.2.1.2 Stromrichter

Der Bahnbetrieb fordert Raddrehzahlen vom Stillstand bis zu einer bestimmten Höchstgeschwindigkeit. Dies wird bei neuen Straßenbahnen fast ausschließlich mit stromrichterergespeisten Drehfeldmaschinen realisiert. Dazu liefert der Stromrichter an seinem Ausgang eine gepulste dreiphasige Spannung, deren Grundschiwingung in Frequenz und Amplitude variabel ist. [39, 108]

Heutzutage werden diese Stromrichter mit Leistungshalbleitern aus Silizium (Si) gebaut. Die Schaltelemente sind meist Si-IGBTs und Si-Dioden. [99]

Eine neuere Entwicklung sind Leistungshalbleiter aus Siliziumkarbid (SiC). Diese weisen aufgrund des höheren Bandabstands eine höhere Durchschlagfestigkeit als reine Silizium-Halbleiter auf und ermöglichen dadurch niedrigere elektrische Durchlasswiderstände. Aus Siliziumkarbid können unipolare Bauelemente gefertigt werden, welche geringere Schaltverluste als bipolare Silizium-Halbleiter besitzen. Siliziumkarbid kann an verschiedenen Stellen im Stromrichter eingesetzt werden. Hierbei werden sowohl SiC-MOSFETS oder Dioden aus Siliziumkarbid eingesetzt. Eine Alternative sind sogenannte hybride Module, bei denen ein Schaltelement aus Silizium besteht und die Diode aus Siliziumkarbid. [9]

Aufgrund der Eigenschaften von Siliziumkarbid können die Energieeffizienz und die Leistungsdichte des Antriebsstrangs gesteigert werden. Die höheren möglichen Schaltfrequenzen erlauben höherfrequente Wechselspannungen und somit den Einsatz von hochdrehenden Maschinen. Ein Nachteil sind die größeren Spannungssteilheiten, die durch das schnelle Schalten eines hohen Spannungshubs eintreten. Siliziumkarbid ist kein natürlich vorkommender Rohstoff, was in einem höheren Fertigungsaufwand resultiert. Dies geht mit einer Kostensteigerung einher. [9]

Wechselrichter werden als Zweipunkt-, Dreipunkt- oder Multi-Level-Umrichter ausgeführt. Diese unterscheiden sich in der Anzahl der möglichen Ausgangsspannungszustände. Mehrere Spannungsniveaus ermöglichen es, Ausgangsspannungen mit weniger Oberschwingungen nachzubilden. Des Weiteren werden Spannungssprünge und damit starke Spannungssteilheiten, die zu Störstromamplituden führen, reduziert. Zuletzt können durch eine niedrigere Spannungsbelastung der Bauteile höhere Ausgangsspannungen realisiert werden. [106]

Der Einsatz mehrerer Spannungsniveaus hat auch einige Nachteile. Durch den komplexeren Aufbau mit mehr Komponenten wird die Schaltung kostspieliger und aufwendiger, da mehr Halbleiterstrecken im Stromkreis benötigt werden. Dadurch steigen die Masse und der Platzbedarf des Geräts. [41]

Um mit einem Stromrichter nicht nur die Frequenz, sondern auch die Höhe der Ausgangsspannung einzustellen, wird das Verfahren der Pulsweitenmodulation (PWM) genutzt. Dabei wird die Ausgangsspannung des Zwischenkreises beim Zweipunktwechselrichter mehrmals pro Periode positiv und negativ geschaltet. Eine ausreichend hohe Taktfrequenz ermöglicht es, nahezu beliebige Stromkurven zu erzeugen. [106] Detaillierte Erklärungen zu den einzelnen Komponenten und Funktionsweisen bietet zum Beispiel [108].

2.2.1.3 Getriebe

Die Aufgabe des Getriebes ist es, die Maschinendrehzahl n_{Maschine} in die Raddrehzahl n_{Rad} umzuwandeln. Die Raddrehzahl gibt mit dem Raddurchmesser die Fahrgeschwindigkeit v vor. Das Verhältnis aus der maximalen Maschinendrehzahl und der maximalen Raddrehzahl bestimmt die Übersetzung i_{Getriebe}

$$i_{\text{Getriebe}} = \frac{n_{\text{Maschine}}}{n_{\text{Rad}}}. \quad [65] \quad (2.3)$$

Straßenbahnfahrzeuge nutzen nicht-schaltbare Getriebe mit einer konstanten Übersetzung [60]. Die Sicherheitsanforderungen an Straßenbahngetriebe sind hoch [89].

Die Getriebe unterscheiden sich in der Bauform, der Stufenanzahl, der Verzahnung und der Ausführung. Die Bauform legt fest, in welchem Winkel die An- und Abtriebswellen stehen. Am häufigsten sind diese rechtwinklig oder parallel zueinander, in Einzelfällen bilden die An- und Abtriebswelle auch einen anderen Winkel. Für parallele An- und Abtriebswellen werden Stirnradgetriebe eingesetzt, bei rechtwinkligen An- und Abtriebswellen Kegelradgetriebe. Bei Planetengetriebe liegen An- und Abtriebswelle koaxial.

Die Anzahl der Stufen beschreibt, aus wie vielen ineinandergreifenden Zahnradpaaren das Getriebe besteht [65]. Bei Getrieben mit p Stufen gilt

$$i_{\text{Getriebe}} = \frac{n_{\text{Maschine}}}{n_{\text{Rad}}} = \prod_{k=1}^p \frac{n_k}{n_{k+1}}. \quad (2.4)$$

Eine Stirnradstufe ermöglicht eine höhere Übersetzung als eine Kegelradstufe. [65]

Durch Reibungsvorgänge treten in Getrieben Verluste auf. Daher wird der Getriebewirkungsgrad η_{Getriebe} aus dem Verhältnis der Abtriebsleistung P_{ab} und der Antriebsleistung P_{zu} definiert

$$\eta_{\text{Getriebe}} = \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{zu}}}. \quad [65] \quad (2.5)$$

Daraus folgen die Definitionen des Wirkungsgrades für das Fahren und Bremsen

$$\eta_{\text{Getriebe,Fahren}} = \frac{P_{\text{Rad}}}{P_{\text{Maschine}}}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{\text{Getriebe,Bremsen}} = \frac{P_{\text{Maschine}}}{P_{\text{Rad}}}. \quad (2.7)$$

Der Wirkungsgrad eines Zahnradpaars wird von verschiedenen Verlustanteilen bestimmt. Bei hohen Lasten und niedrigen Drehzahlen überwiegen lastabhängige Verluste. Bei hohen Geschwindigkeiten und niedrigen Lasten herrschen lastunabhängige Verluste vor. Die lastunabhängigen Verluste steigen mit der Drehzahl an. [56]

Der Wirkungsgrad eines Getriebes setzt sich aus den Wirkungsgraden der Zahnradpaare zusammen. Damit gilt für ein p-stufiges Getriebe:

$$\eta_{\text{Getriebe}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_p \quad (2.8)$$

Für die verschiedenen Getriebearten werden in der Literatur die in Tabelle 2 aufgeführten Werte für eine Stufe vorgeschlagen, dabei haben Stirnradpaarungen die geringsten Verluste [74, 134]. Ein einstufiges Stirnradgetriebe hat beispielsweise einen Wirkungsgrad von 97 % bis 99,5 %. [74]

Tabelle 2: Wirkungsgrad pro Getriebestufe [74]

Getriebe	Wirkungsgrad	
	von	bis
Stirnradgetriebe	97 %	99,5 %
Kegelradgetriebe	97 %	99 %

Um ein Getriebe zu entwickeln, das den Anforderungen der Wandlungsaufgabe entspricht und gleichzeitig einen kleinstmöglichen Bauraum und eine geringe Masse einhält, ist eine iterative Lösungsfindung in mehreren Schritten empfehlenswert. Die ersten Schritte einer solchen Vorgehensweise, bei der zwischen den einzelnen Schritten vor- und zurückgesprungen werden kann, sind in Abbildung 5 dargestellt.

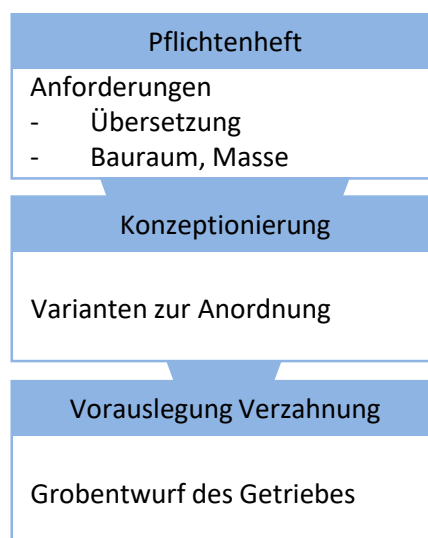


Abbildung 5: Vorgehensweise bei der Auslegung von Zahnradgetrieben nach [65]

Im ersten Schritt dieser Vorgehensweise wird ein Pflichtenheft mit den Anforderungen an das Getriebe erstellt. Eine Anforderungsliste an Getriebe ist in [65] zu finden. Die für die Aufgabenstellung wesentlichen Anforderungen aus dieser Liste sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Merkmalliste zur Erstellung einer Anforderungsliste nach [65]

Getriebekonzept	Konstruktion	Einsatzbedingungen
Art der An- und Abtriebe	Verzahnungsart	Aufstellort/ Einbauort
Anzahl der An- und Abtriebe	Getriebeart/ -typ	Montagebedingungen
Lage der Achsen	Werkstoff	Umweltbedingungen
Zulässiger Bauraum	Lebensdauer	Starke Verschmutzung
Zulässige Masse	Wirkungsgrad	Hohe Sicherheitsanforderungen
	Übersetzung	Stückzahlen
		Last- und Betriebszyklen

Die Aufteilung der Übersetzung auf die einzelnen Stufen eines dreistufigen Stirnradgetriebes bestimmt sich nach [52] mit

$$i_1 \approx 0,55 \cdot i^{0,55} \quad (2.9)$$

$$i_2 \approx i^{0,32}. \quad (2.10)$$

Für Kegelradgetriebe schlägt [82] die in Abbildung 6 dargestellte Aufteilung vor.

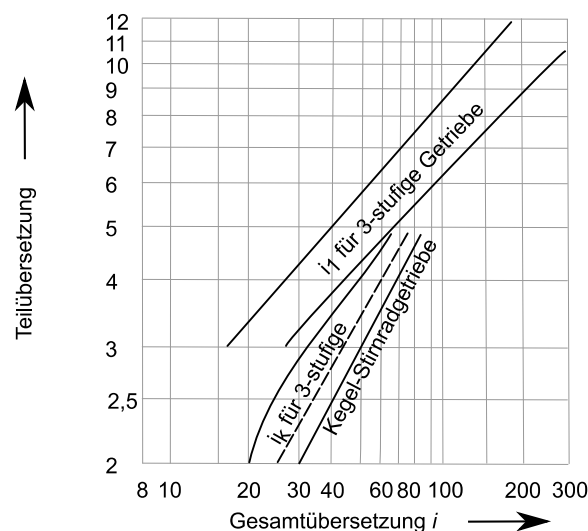


Abbildung 6: Aufteilung der Gesamtübersetzung bei Kegelradgetrieben nach [82]

Die Vorauslegung eines Getriebes erfolgt mit Überschlagsformeln für die Abmessungen der Zahnräder und Wellen. Die Berechnungsmethode für Stirnräder wird in [52] und [65] vorgestellt, für Kegelradstufen in [64].

Ein Mindestdurchmesser d für Wellen errechnet sich überschlagsmäßig nach [52]

$$d > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot \tau_{t \text{ zul}}}} \quad (2.11)$$

Dabei ist M das anliegende Drehmoment und $\tau_{t \text{ zul}}$ die zulässige Torsionsspannung. Um nicht bekannte Einflüsse zu berücksichtigen, wird für die Torsionsspannung ein deutlich niedriger Wert als die Torsionsschwellfestigkeit $\tau_{t \text{ sch}}$

$$\tau_{t \text{ zul}} \approx \frac{\tau_{t \text{ sch}}}{10} \quad (2.12)$$

verwendet. Daraus folgt für den Durchmesser der Antriebswelle

$$d_{\text{an}} > \sqrt[3]{\frac{160 \cdot M}{\pi \cdot \tau_{t \text{ sch}}}} \quad (2.13)$$

Ein Einsatzstahl, wie 17 CrNiMo 6, der für Getriebe und Wellen eingesetzt wird, hat eine Torsionsschwellfestigkeit von

$$\tau_{t \text{ sch}} = 480 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad [52]. \quad (2.14)$$

Mit Vergütungsstählen können höhere Werte erzielt werden. [52]

Für den Durchmesser der Abtriebswelle gilt mit der Übersetzung i

$$d_{\text{ab}} > \sqrt[3]{\frac{160 \cdot M \cdot i}{\pi \cdot \tau_{t \text{ sch}}}} \quad (2.15)$$

Damit stehen Durchmesser der An- und Abtriebswelle in folgendem Zusammenhang

$$d_{\text{ab}} > \sqrt[3]{i} \cdot d_{\text{an}}. \quad (2.16)$$

Der Achsabstand a zwischen zwei Achsen eines Stirnradgetriebes beträgt nach [65]

$$a = \sqrt[3]{\frac{S_H^2 \cdot (Z_{B/D} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta)^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H,\beta} \cdot K_{H,\alpha} \cdot M_1 \cdot (i+1)^4}{(\sigma_{h,\text{lim}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X)^2 \cdot 2 \cdot i}} \quad (2.17)$$

Der Achsabstand zwischen den verschiedenen Stufen ermöglicht eine erste Abschätzung der Länge des Stirnradgetriebes. Anhaltspunkte für die Parameter werden in der Literatur gegeben, eine Übersicht bietet Tabelle 4.

Tabelle 4: Startwerte zur überschlägigen Berechnung [65]

Parameter	Formelzeichen	Wert
Verhältnis Breite/Durchmesser	$\frac{b}{d_1}$	0,65
Anwendungsfaktor	K_A	0,85
Dynamikfaktor	K_V	1
Stirnfaktor	$K_{H,\alpha}$	1
Breitenfaktor	$K_{H,\beta}$	1
Sicherheit gegen Grübchen	S_H	1,2
Zonenfaktor	Z_H	2,25
Elastizitätsfaktor	Z_E	$198,8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$
Überdeckungsfaktor	Z_ε	0,95
Schrägenfaktor	Z_β	0,95
Lebensdauerfaktor	Z_{NT}	1
Schmierstofffaktor	Z_L	1
Rauheitsfaktor	Z_R	1
Geschwindigkeitsfaktor	Z_V	1
Werkstoffpaarungsfaktor	Z_W	1
Größenfaktor	Z_X	1
Einzeleingriffsfaktoren	Z_B, Z_D	1
Grübchendauerfestigkeit	$\sigma_{H,lim}$	1500 N/mm ²

Die Höhe des Getriebes wird durch die Teilkreisdurchmesser festgelegt. In erster Annäherung wird der Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades d_1 mit

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{i + 1} \quad (2.18)$$

und der Teilkreisdurchmesser des Gegenrades d_2 mit

$$d_2 = \frac{2 \cdot a}{1 + \frac{1}{i}} \quad (2.19)$$

bestimmt. [65]

Die Breite des Zahnrads kann aus dem Verhältnis Breite zu Teilkegeldurchmesser abgeleitet werden, das laut [73] bei 0,65 liegt.

Für Kegelräder kann der Durchmesser des äußeren Teilkegeldurchmessers d_e berechnet werden. Somit kann auch hier eine erste Annäherung an den Bauraum erfolgen. Hierfür schlägt [64] folgende Abschätzung vor

$$d_e = \sqrt[3]{\left(\frac{18500 \cdot M}{i \cdot K_K^*}\right)}. \quad (2.20)$$

Der Faktor K_K^* wird aus einem existierende Getriebe einer ähnlichen Anwendung ermittelt.

Die Dicke des Tellerrades b_2 bestimmt sich nach [64]

$$3,0 \leq \frac{R_{e2}}{b_2} \leq 5,0 \quad (2.21)$$

mit dem Teilkegelwinkel des Ritzels δ_1 abhängig vom Achswinkel Σ

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{\sin \Sigma}{\cos \Sigma + i}\right) \quad (2.22)$$

und dem Teilkegelwinkel des Rades δ_2

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1, \quad (2.23)$$

sowie der äußeren Teilkegellänge R_{e2}

$$R_{e2} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2}. \quad (2.24)$$

2.2.2 Fahrwerk

Das Fahrwerk übernimmt die Führung der Fahrzeuge im Gleis. Es beinhaltet die Komponenten, die die Kräfte in alle Raumrichtungen von Rad und Schiene auf die Tragstrukturen des Schienenfahrzeugs übertragen. Zum Fahrwerk gehören klassischerweise die Primär- und Sekundärfederung, der Rahmen, die Bremszangen, die Radsätze, die Radsatzführung, die Magnetschienenbremse sowie die Verrohrung. In einem angetriebenen Fahrwerk werden ebenfalls Komponenten des Antriebs, Getriebe und Maschine, untergebracht. Da die Energieübertragung durch Stromkabel kaum konstruktiven Einschränkungen unterliegt, haben sich diverse Antriebsanordnungen mit der entsprechenden Kraftübertragung im und am Fahrwerk entwickelt. Die Antriebsanordnungen sind von der Fahrwerkskonfiguration abhängig und bedingen somit wechselseitig den Bauraum und die Anordnungen. Daher werden die Antriebsanordnungen, wie es auch von [60] und [41] praktiziert wird, hier zum Fahrwerk gezählt. [97]

Straßenbahnfahrzeuge sind in der Regel primär- und sekundärgefedert. Die Realisierung der Federung erfolgt durch verschiedene Systeme, die den Bauraum am Fahrgestell einschränken. [97]

Um bei Straßenbahnen einen niederflurigen Boden zu verwirklichen, werden besondere Fahrwerke entwickelt. Aktuell werden vier Fahrwerksvarianten eingesetzt, die in Abbildung 7 zu sehen sind. Der klassische Radsatz kann mit kleineren Rädern als bei Vollbahnen, wie in Abbildung 7a dargestellt, eingesetzt werden. Üblicherweise besteht zwischen dem Fahrzeugboden im Einstiegsbereich und dem Straßenniveau ein Höhenunterschied von 500 mm. Der noch vorhandene Höhenunterschied zu den Radsatzwellen wird mit Rampen überbrückt. [41, 100]

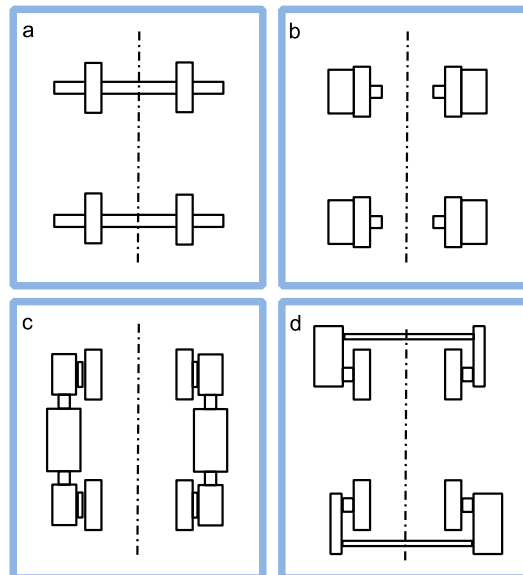


Abbildung 7: Fahrwerksvarianten nach [100]

In Abbildung 7b ist der Einzelradantrieb skizziert. Hier treibt jeweils eine elektrische Maschine, entweder direkt oder mit einem zwischengeschalteten Getriebe, ein Rad an. [100]

Abbildung 7c zeigt den Längsradsatz mit dem Radblockantrieb. Zwei Räder in Längsrichtung werden entweder durch zwei Abtriebswellen an der Antriebsmaschine oder entsprechende Getriebe miteinander gekoppelt. [100]

Das Losradpaar ist in Abbildung 7d abgebildet. Jeweils zwei Räder werden über eine Vorgelegewelle verbunden, die angetrieben wird. Diese Vorgelegewelle wird an einem passenden Ort platziert. Bei dieser Variante werden zwei Getriebe benötigt. Das Übersetzungsgetriebe verbindet Fahrmotor und Vorgelegewelle, während Vorgelegewelle und Rad durch das Vorgelegegetriebe verbunden werden. [100]

Einen ausführlichen Überblick über die Varianten geben [100], [108] und [111].

Der Fahrmotor wird längs oder quer zur Fahrtrichtung eingebaut. Die Einbaurichtung bestimmt die Position der Abtriebswelle im Verhältnis zur Radsatzwelle. Der Antriebsstrang ist ungefedert, primär- oder sekundärgefedert, abhängig davon, wo die Antriebsstrangkomponenten befestigt werden. Heutzutage werden keine ungefederten Antriebsstränge mehr eingebaut. [97]

Der Bauraum am und im Fahrwerk wird ebenfalls durch die Anordnung der Radsatzlager und der Rahmenlangträger in Bezug auf die Räder festgelegt. Es werden innen- und außengelagerte Radsätze unterschieden. Bei Straßenbahnen sind beide Konzepte verbreitet. [97] Die vorgestellten Fahrwerksvarianten können außen- und innengelagert gestaltet werden. Beispielhaft ist die Außenlagerung eines Radsatzes in Abbildung 8a und die Innenlagerung eines Radsatzes in Abbildung 8b zu sehen.

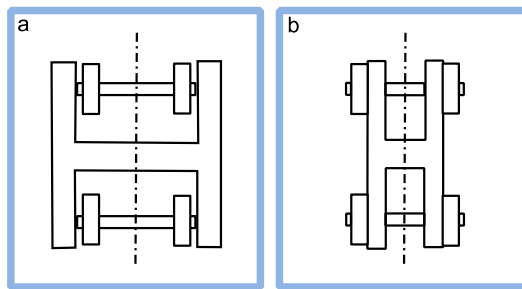


Abbildung 8: Außengelagerter und innengelagerter Radsatz nach [97]

2.2.3 Wagenkasten

Der Wagenkasten hat die Aufgabe, sämtliche Aggregate und Anbauten zu integrieren. Er muss Kräfte in alle Raumrichtungen übertragen sowie die mitfahrenden Personen und die Ladung schützen. Die Anforderungen an den Wagenkasten sind vielfältig und hängen stark vom Fahrzeugtyp und den Wünschen des Kunden ab. Aber auch Hersteller und Gesetzgeber stellen Anforderungen. [97]

Der Wagenkasten soll eine geringe Masse aufweisen. Gleichzeitig müssen die Festigkeitsanforderungen, wie die EN 12663, eingehalten werden. Zudem müssen Anbaukomponenten angebracht und deren Zugänglichkeit sichergestellt werden. [97]

Größere Massen auf dem Dach erfordern stabilere Seitenwände. Bei Niederflurstraßenbahnen sind Teile der Elektroausrüstung auf dem Dach untergebracht. Daher sind bei solchen Fahrzeugen die Seitenwände stabiler als bei hochflurigen Straßenbahnen. [60]

Wagenkästen für Straßenbahnen werden nach der VDV-Schrift 152 *Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenfahrzeugen nach BOStrab* gestaltet. Für Niederflurwagenkästen gilt, dass bei geänderter Konstruktion nur ein rechnerischer vergleichender Nachweis und lediglich sogenannte reduzierte Streckenversuche durchgeführt werden müssen. Wenn Anbauteile, die mehr als 50 kg wiegen, auf dem Dach eingebaut werden, muss eine Festigkeitsauslegung durchgeführt werden. [120]

2.2.4 Bremsen

Schienenfahrzeugbremsen haben die Aufgabe, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu verringern, auf Gefällestrecken konstant zu halten und innerhalb der definierten Grenzen auf null zu bringen. Außerdem muss das Fahrzeug im Stillstand vor dem Wegrollen gesichert werden. Diese Funktion wird als Feststellbremse bezeichnet. [97]

In Straßenbahnen werden heute im Allgemeinen die Scheibenbremse, die elektrische und die Magnetschienenbremse eingesetzt [61]. Dabei ist die Nutzung der elektrischen Bremse gewünscht, da diese verschleißfrei und wartungsarm arbeitet [49].

Die Bremskraft F_B des Zuges ergibt sich aus der Beschleunigungskraft F_a und den Widerstandskräften F_W

$$F_B = -F_a - F_W \quad [49]. \quad (2.25)$$

Die Fahrwiderstandskräfte setzen sich beim Bremsen aus der Laufwiderstandskraft und den Streckenwiderstandskräften zusammen. Auf ebener gerader Strecke sind die Streckenwiderstandskräfte null. Alle Fahrwiderstandskräfte außer der Hangabtriebskraft sind stets positiv. Die Beschleunigungskraft besteht aus der Beschleunigung a , der Fahrzeugmasse m und den rotatorischen Massen m_{Rot}

$$F_a = (m + m_{\text{Rot}}) \cdot a \quad [49]. \quad (2.26)$$

Beim Bremsen ist die Beschleunigung negativ. Die rotatorischen Massen werden durch die Trägheitsmomente aller rotierenden Komponenten des Zuges bestimmt. Rotierende Komponenten sind Räder, Wellen, Bremsscheiben, Antriebsmaschinen und Getriebe. Die rotierenden Massen, die nicht direkt auf der Radsatzwelle sitzen, werden auf die Radsatzwelle bezogen. [39]

Die rotatorischen Massen sind größer, je größer der Unterschied zwischen der Raddrehzahl und der Drehzahl der rotierenden Komponente ist. Die Summe aus der Fahrzeugmasse und den rotatorischen Massen wird als scheinbare Fahrzeugmasse bezeichnet. Als Massenzuschlagsfaktor wird das Verhältnis von scheinbarer Fahrzeugmasse zu Fahrzeugmasse definiert. [60]

Die Scheibenbremskräfte entstehen durch die Gleitreibung zwischen dem Reibbelag der Bremsbacke und der Bremsscheibe. Diese Kräfte sind von der Anpresskraft der Beläge und deren Reibwerte abhängig. Die Scheibenbremskraft berechnet sich je Scheibenbremseinheit in Bezug auf das Rad durch

$$F_{\text{Scheibe}} = F_{\text{BA}} \cdot \mu \cdot \frac{r_s}{r_{\text{Rad}}} \cdot \frac{i_{\text{Getriebe}}}{\eta_{\text{Getriebe}}}. \quad (2.27)$$

Dabei sind F_{BA} die Gesamtbelaganpresskraft, μ der Belagreibwert, r_s der Bremsradius und r_{Rad} der Radradius. Falls zwischen Rad und Bremsscheibe ein Getriebe angebracht ist, sind $i_{Getriebe}$ und $\eta_{Getriebe}$ die Getriebeübersetzung und der Getriebewirkungsgrad. [21]

Für die Bremskraft im Abbremsvorgang wird der dynamische Belagreibwert genutzt und für die Feststellbremskraft der statische Belagreibwert. [21] Die DIN EN 15328 gibt einen minimalen dynamischen Reibwert von 0,250 an. Für den statischen Reibwert ist ein minimaler Wert von 0,280 zulässig. [22]

Die maximale elektrische Bremskraft ergibt sich aus der Auslegung des elektrischen Antriebs und hängt von der Geschwindigkeit ab. [21]

Die Magnetschienenbremskraft F_{mg} kann nicht reguliert, sondern nur zu- oder abgeschaltet werden. Da sie zusätzlich zu Verschleiß führt, wird sie ausschließlich bei der Gefahrenbremsung zusammen mit den übrigen Bremsen eingesetzt. Ihre Bremskraft wird vom Reibwert zwischen dem Reibmaterial des Magnets und der Schiene μ_{MG} sowie der magnetischen Gesamtanzugskraft F_{AMG} bestimmt. Der Reibwert ist produktabhängig und wird durch die Reibung zwischen Bremse und Schiene beeinflusst, die mit der Geschwindigkeit v variiert. Als Näherung wird in [49]

$$F_{mg} = F_{AMG} \cdot \mu_{MG} = F_{AMG} \cdot 0,777 \cdot v^{-0,534} \quad (2.28)$$

angegeben. [49]

Die über den Rad-Schiene-Kontakt übertragenen Bremskräfte $F_{B,RS}$ sind durch den Rad-Schiene-Kraftschluss begrenzt. Es gilt, mit dem Kraftschlussbeiwert beim Bremsen μ_K ,

$$F_{B,RS} < \mu_K \cdot m \cdot g \quad [49]. \quad (2.29)$$

Welche Bremskräfte im Betrieb aufgebracht werden müssen, schreiben die jeweiligen Gesetze und die darauf basierenden Richtlinien vor. Für Fahrzeuge gemäß der BOStrab werden die Anforderungen für die Gefahrenbremsung, die Feststellbremse, den Ausfall einer Bremseinheit und die vom Rad-Schiene-Kontakt unabhängige Bremse festgelegt [13]. Ausgearbeitet sind diese in den TR Bremsen [71].

Bei der Gefahrenbremsung, dem Ausfall einer Bremseinheit und bei der Bremsung ausschließlich mit der Magnetschienenbremse müssen mit einem leeren Fahrzeug im ebenen Gleis gewisse Bremsverzögerungen erreicht werden. Mit Bremsverzögerung wird beim Bremsvorgang die in Fahrtrichtung negative Beschleunigung bezeichnet. Die erforderlichen Bremsverzögerungen unterscheiden sich je nach Art der Bremsung. Zusätzlich muss sichergestellt werden, dass das Fahrzeug auf jedem beliebigen Streckenabschnitt anhalten kann. Die TR Bremsen fordert zusätzlich für die Gefahrenbremsung und Ausfallbremse, dass diese Bremsverzögerungen auch mit einem zu zwei Dritteln beladenen Fahrzeug erreicht werden. [71]

Die Feststellbremse muss ein leeres Fahrzeug am steilsten Teilstück der Strecke, für die es ausgelegt wird, festhalten können [71]. Hierbei wird ein Sicherheitsfaktor von mindestens 1,1 vorausgesetzt [2].

2.3 Bewertungskriterien für Schienenfahrzeuge

Die meisten Fahrzeugbeschaffungen werden aufgrund der Sektorenverordnung und ihres Volumens europaweit ausgeschrieben. Dazu wird ein Lastenheft definiert. Um ein transparentes und diskriminierungsfreies Vergabeverfahren zu realisieren, werden die Auswahlkriterien und deren Gewichtung klar dargestellt. Ausschreibungen sind öffentlich und die Lastenhefte sowie Bewertungskriterien können nachgelesen werden. [98]

Die Bundesarbeitsgemeinschaft der Aufgabenträger des SPNV e. V. stellt regelmäßig Empfehlungen für Anforderungen an Vergabeverfahren vor [10]. Auch Gesellschaften zur Planung von Schienenpersonennahverkehr, wie die Nahverkehrsgesellschaft Baden-Württemberg mbH (NVBW), stellen exemplarische Lastenhefte zusammen [85]. Fahrgastverbände sammeln ebenfalls Wünsche an Fahrzeuge [37].

2.3.1 Energiebedarf

Der Energiebedarf eines Straßenbahnfahrzeugs teilt sich in die Fahrenergie und Nebenverbraucherenergie auf. Die Nebenverbraucher sind zum Beispiel Heizung, Klimatechnik und Beleuchtung. [77]

Die Zugkraft F_Z eines Fahrzeugs mit der Masse m setzt sich aus der Widerstandskraft F_W und der Beschleunigungskraft F_a zusammen. Zusätzlich werden die Kräfte benötigt, um die Verluste der Komponenten im Antriebsstrang auszugleichen. Wie beim Bremsen wird der rotatorische Massenzuschlag berücksichtigt (2.26). [77]

Somit ergibt sich für die Zugkraft

$$F_Z = F_W + F_a = F_W + (m + m_{\text{Rot}}) \cdot a. \quad (2.30)$$

Die Fahrwiderstandskräfte setzen sich aus der Laufwiderstandskraft F_L , der Bogenwiderstandskraft F_K und der Steigungswiderstandskraft F_H zusammen. Dabei wird F_L häufig mit

$$F_L = A + B \cdot v + C \cdot v^2 \quad (2.31)$$

angenähert. Hierbei sind der Koeffizient A und je nach Quelle auch der Koeffizient B von der Masse abhängig. [76, 91]

Die Bogenwiderstandskraft F_K hängt von der Gewichtskraft, vom Bogenhalbmesser R , dem Achsabstand im Fahrzeug e und dem Laufkreisabstand f ab. Sie wird für Straßenbahnen häufig nach der Gleichung von Hamelink und Adler

$$F_K = \frac{0,158 \cdot e + 0,033 \cdot f}{R} \cdot m \cdot g \quad (2.32)$$

berechnet. Der Laufkreisabstand entspricht der Spurweite plus 0,050 m. [130]

Die Steigungswiderstandskraft wirkt abhängig von der Fahrtrichtung des Fahrzeugs in oder gegen diese. Die Steigungswiderstandskraft F_H ergibt sich für eine Strecke mit dem Steigungswinkel α zu

$$F_H = m \cdot \sin(\alpha) \quad [69]. \quad (2.33)$$

Die Verluste der Komponenten werden mit Wirkungsgraden beschrieben. Dabei ist η_{Getriebe} der Getriebewirkungsgrad, η_M der Maschinenwirkungsgrad und η_{SR} der Stromrichterwirkungsgrad. Diese hängen von den Betriebspunkten ab. Verlustberechnungen an den einzelnen Komponenten ergeben die Wirkungsgrade. Dies kann zum Beispiel durch eine Finite-Elemente-Methode unterstützt werden. Sobald Prototypen vorliegen, können die Verluste durch Prüfungsmessungen bestimmt werden.

Damit folgt für den Energiebedarf im Fahren

$$E_{\text{Fahren}} = \int_{t_A}^{t_E} \frac{(F_L + F_H + F_K + F_A) \cdot v}{\eta_{\text{Getriebe}} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{SR}}} dt. \quad (2.34)$$

Der Energiebedarf hängt von der Strecke und der Fahrzeit ab. Bei gleicher Strecke und Fahrzeit ergeben sich die Unterschiede im Energiebedarf durch die Masse des Fahrzeuges und die Wirkungsgrade des Antriebsstrangs. [133]

Die Norm DIN EN 50591 beschreibt die Vorgehensweise, die zur Spezifikation und dem Nachweis des Energiebedarfs von Bahnfahrzeugen dient. Laut Norm wird der Energiebedarf durch Simulation oder Messung bestimmt. [27]

Um die Ergebnisse einer Simulation verwenden zu können, muss überprüft werden, ob die verwendeten Modelle korrekt sind. Dies wird Verifikation und Validierung genannt. Die Verifikation ist in Bezug auf Simulationsmodelle die Überprüfung, ob die mathematischen Gleichungen, die das reale System beschreiben, korrekt umgesetzt werden [16]. In der Produktentwicklung wird als Verifikation der Abgleich des Produkts mit den Spezifikationen bezeichnet. [121]

Validierung bei der Modellbildung bedeutet, dass ein Simulationsmodell mit Daten eines Versuchs auf Kohärenz überprüft wird. Ein Modell ist validiert, wenn eine gute Übereinstimmung des Versuchs mit dem Modell besteht. Die Aussagekraft eines validierten Modells ist höher als bei einem nicht validierten. [121]

2.3.2 Fahrkomfort

Der Fahrkomfort hängt von der Thermik, der Luftqualität, dem visuellen Komfort, Geräuschemissionen sowie Vibrationen und Beschleunigungen ab. Fahrgäste empfinden den Fahrkomfort je nach Alter, Geschlecht, Fitness und weiteren Eigenschaften sehr unterschiedlich. Daher kann es kein generelles optimales Komfortlevel geben. Für die unterschiedlichen Bereiche haben Organisationen Beurteilungskriterien herausgegeben. [1]

Der thermische Komfort entspricht einer Temperatur und einer Luftfeuchtigkeit, die 80 % der Fahrgäste als komfortabel empfinden. Die Luftqualität beinhaltet den Anteil verschiedener Gefahrstoffe in der Luft. Für den visuellen Komfort muss hauptsächlich ein passendes Beleuchtungsniveau gewählt werden. [1]

Die Akustik wird sowohl quantitativ als auch qualitativ beschrieben. Hierbei wird die Lautstärke gemessen und je nach Wert ein Komfortindex zugeordnet. Die Akustik betrifft zum einen die Fahrgäste und zum anderen die Anwohner der Strecke. Für den akustischen Komfort müssen nicht nur ein Geräuschpegel eingehalten werden, sondern auch störende Geräusche vermieden werden. Außerdem sollte eine Kommunikation mit anderen Reisenden möglich sein. Gleichzeitig sollten die Kommunikationsgeräusche nicht für alle anderen Reisenden zu hören sein. [78]

Beschleunigungen und Vibrationen werden durch die Bewegung des Fahrzeugs bestimmt. Dabei sind nicht nur die Amplituden, sondern auch die Frequenzen relevant. [66]

Die Bestimmung des Komforts eines Fahrzeugs ist durch die vielen unterschiedlichen Faktoren komplex. Im Allgemeinen werden die Bewegungen des Fahrzeugs als wichtigster Faktor für den Fahrkomfort betrachtet. [129]

Der Körper des Menschen ist ein schwingendes System mit gewissen Resonanzfrequenzen. Um den Fahrkomfort zu bestimmen, wird daher die Beschleunigung mit einer frequenzabhängigen Bewertungsfunktion multipliziert. Die Erstellung von Bewertungsfunktionen ist komplex, da die Bewertungsfunktionen zum Beispiel von der Umgebung und dem momentanen Befinden abhängen. Zusätzlich können entweder das mittlere Niveau oder Spitzenwerte unterschiedlich starke Einflüsse auf den Fahrkomfort haben. Somit haben sich verschiedene Methoden zur Bewertung des Fahrkomforts entwickelt. [78]

Hier zu nennen sind zum Beispiel die Norm DIN EN 12299, die Wertungsziffer nach Sperling oder die ISO 2631. DIN EN 12299 und die Sperlingkennziffer sind speziell für den Schienenfahrzeugbereich entwickelt. ISO 2631 ist eine allgemeine Norm für die Untersuchung der Ganzkörperschwingung von Personen in Gebäuden und Fahrzeugen. [59]

Die DIN EN 12299 bestimmt den Fahrkomfort mit der Methode des kontinuierlichen Komforts und den Mittleren Komfort. Der kontinuierliche Komfort stellt den Fahrkomfortverlauf entlang eines Abschnitts dar. Beim Mittleren Komfort wird der Komfort bei konstanter Fahrgeschwindigkeit über fünf Minuten bestimmt. [19]

Abbildung 9 zeigt im oberen Teil einen Fahrzeugboden in Draufsicht mit einigen Sitzen und im unteren Teil der Abbildung die Seitenansicht eines Wagens mit den Sitzen. Die Messung der Beschleunigungen wird an den in Abbildung 9 dargestellten Messpunkten in y- und z-Richtung vorgenommen. Die Messpunkte befinden sich auf dem Boden möglichst nah an den Sitzen. [19]

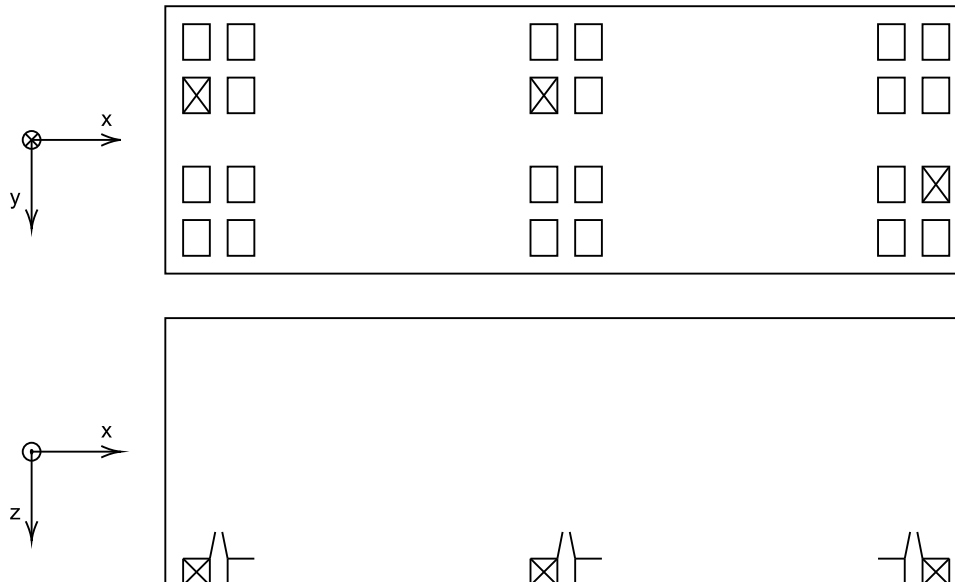


Abbildung 9: Messpunkte laut DIN EN 12299 nach [E4]¹

Die Abschnitte, auf denen die Messungen durchgeführt werden, sollen den Betrieb repräsentieren. Sie müssen daher auch Abschnitte mit maximaler Geschwindigkeit beinhalten. Die Beschleunigungssignale \ddot{y}^* , \ddot{z}^* werden mit Bewertungskurven gewichtet. Je nach Raumrichtung werden die Bewertungskurven W_d und W_b genutzt. Diese sind in [19] zu finden. Der kontinuierliche Komfort C_c über Abschnitte mit der Zeitspanne $T = 5$ s und dem Endpunkt t wird in y- und z-Richtung mit

$$C_{cy}(t) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t (\ddot{y}_{W_d}^*(\tau))^2 d\tau} \quad (2.35)$$

$$C_{cz}(t) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t (\ddot{z}_{W_b}^*(\tau))^2 d\tau} \quad (2.36)$$

berechnet. [19]

¹ Quellenangaben, die sich auf Arbeiten beziehen, an denen die Autorin dieser Dissertation beteiligt war, sind mit einem E gekennzeichnet.

Die zeitabhängigen Funktionen C_{cy} und C_{cz} werden nach der Tabelle 5 bewertet.

Tabelle 5: Bewertungsmaßstab für den kontinuierlichen Komfort [19]

C_{cy}, C_{cz} in m/s^2	Beschreibung in Worten
< 0,2	Sehr komfortabel
0,2 – 0,3	Komfortabel
0,3 – 0,4	Durchschnittlich
> 0,4	Weniger komfortabel

Die Wertungsziffer nach Sperling W_z berechnet sich mit der Amplitude \hat{a} in cm/s^2 und der frequenzabhängigen Bewertungsfunktion $B(f)$.

$$W_z = \sqrt[10]{B(f)^3 \cdot \hat{a}^3}. \quad (2.37)$$

Die Bewertungsfunktion ist bei vertikaler Anregung

$$B_{\text{vert}}(f) = 0,588 \sqrt{\frac{1,911f^2 + (0,25f^2)^2}{(1 - 0,277f^2)^2 + (1,563f - 0,0368f^3)^2}} \quad (2.38)$$

und bei lateraler Anregung

$$B_{\text{lat}}(f) = 1,25 \cdot B_{\text{vert}}(f). \quad (2.39)$$

Die Eigenfrequenz des Magens liegt zwischen 5 Hz und 6 Hz. Dies ist der Bereich, der von den Bewertungsfunktionen am stärksten gewichtet wird. Wenn sich die Anregung aus sinusförmigen Funktionen unterschiedlicher Frequenzen und Bewegungsamplituden zusammensetzt, müssen die Beschleunigungen einzeln gewichtet und summiert werden

$$W_z = \left[2 \sum_{i=1}^n ((B(f_i) a_{i,\text{eff}})^2) \right]^{0,15} [55, 107] \quad (2.40)$$

mit dem Effektivwert der Beschleunigung

$$a_{\text{eff}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{a} [18]. \quad (2.41)$$

Jeder Wertungsziffer wird eine Empfindung zugeordnet [18]. Diese Empfindungen sind in der Tabelle 6 zusammengestellt.

Tabelle 6: Entsprechungen der Wertungsziffern nach [18]

Wz	Beschreibung in Worten
1,0	Gerade spürbar
2,0	Gut spürbar
3,0	Stärker spürbar, jedoch nicht unangenehm, erträglich
3,25	Stark spürbar, unruhig, noch erträglich
3,5	Unangenehm, außerordentlich unruhig, lästig, bei längerer Dauer nicht erträglich
4,0	Unerträglich, außerordentlich unangenehm, bei längerer Dauer schädlich

Die Norm und die Sperlingmethode gelten ursprünglich für Messungen, können aber auch für Simulationen angewendet werden. Um die Beschleunigungen für Komfortbetrachtungen simulativ zu bestimmen, werden dynamische Mehrkörpersimulationsmodelle verwendet. [48]

3 Stand der Wissenschaft und Technik

3.1 Elektrische Maschine

Die Leistungen von Antriebsmaschinen im Straßenbahnbereich liegen momentan zwischen 45 kW und 150 kW [57, 58] bei Drehzahlen zwischen 4500 min⁻¹ und 6000 min⁻¹ [41]. Es werden hauptsächlich Asynchronmaschinen genutzt [97]. Permanenterrregte Synchronmaschinen sind selten eingebaut, zum Beispiel im Citadis X05 [15, 58].

Einige Beispiele für derzeit verwendete Maschinen sind in der folgenden Tabelle 7 mit ihren Leistungsdaten aufgeführt.

Tabelle 7: Charakteristiken von Antriebsmaschinen

Fahrzeug	Flexity Wien	Flexity Zürich	U5-Triebwagen	DT4 HHA
Dauerleistung in kW	50	110	130	135
Max. Drehzahl in min ⁻¹	6368	4400	5500	6000
Nenn Drehzahl in min ⁻¹	2669	2075	1781	2000
Masse in kg	144	336	429	510
Leistungsdichte in kW/kg	0,35	0,33	0,30	0,26
Quelle	[110]	[7, 119]	[50]	[80]

3.2 Stromrichter

Momentan werden in Straßenbahnfahrzeugen hauptsächlich spannungsgeführte Zweipunktstromrichter mit IGBT-Technologie eingesetzt [67]. Ihre Taktfrequenz liegt üblicherweise bei 2000 Hz und ihre Spannungsteilheit bei etwa 5 kV/μs [72]. Die Kühlung der Stromrichter erfolgt mit Wasser oder mit Luft [103, 128]. Die Stromrichter werden meistens in einer Box zusammen mit den Schützen, der Filterdrossel und dem Kühlsystem eingebaut. Das Kühlsystem besteht bei einem luftgekühlten Gerät aus einem oder mehreren Lüftern. Zur Stromrichterbaugruppe selbst gehören die Halbbrückenmodule inklusive des Bremsstellerstrangs und die Zwischenkreiskondensatoren sowie der Kühlkörper. [108]

Bei vielen Schienenfahrzeugherstellern wird der Einsatz von SiC-Transistoren und SiC-Dioden getestet, von dem sie sich eine Erhöhung der Leistungsdichte erhoffen. Bombardier Transportation demonstrierte 2017-2018 die Verwendung von SiC-Stromrichtern in der C30-Metro in Stockholm. Dabei wurde die Masse um 22 %, die Größe um 51 % und die Verluste des Stromrichters um 35 % reduziert. [88]

Modertrans Poznań Sp. z o.o. hat mit dem Moderus Gamma LF 05 AC eine Straßenbahn im Portfolio, die mit Traktionsumrichtern auf SiC-Technologie ausgerüstet ist. [46]

Construcciones y auxiliar de ferrocarriles, S. A. (CAF) hat eine Metro der Euskotren mit einem Stromrichter basierend auf 2-Level-SiC-Modulen mit SiC-MOSFETS und SiC-Dioden ausgerüstet [118]. Der Stromrichter mit den reinen SiC-Modulen wird in [93] auf dem Prüfstand mit einem Stromrichter mit Si-IGBTs und Si-Dioden sowie einem Stromrichter mit mit Si-IGBTs und SiC-Dioden verglichen. Der Leistungsteil des reinen SiC-Stromrichter ist um 50 % leichter als der des Si-Moduls. Die Wirkungsgrade des reinen SiC-Stromrichters liegen bei Leistungen zwischen 100 kW und 200 kW je nach Schaltfrequenz zwischen 99,7 % und 99,8 %. Der Stromrichter mit Si-IGBTs und SiC-Dioden liegt zwischen 98,9 % und 99,4 %. Der Si-Stromrichter hat Wirkungsgrade zwischen 96,8 % und 98,4 %. Die Autoren weisen darauf hin, dass Spannungsteilheiten von 10 kV/ μ s auftreten, die eine Anpassung der Maschinenisolation erfordern. [93]

Siemens Mobility und die Stadtwerke München testeten 2021 den Einsatz von SiC im Stromrichter auf einem Avenio-Fahrzeug in München ein Jahr lang im Betrieb. Sie messen eine Senkung des Energiebedarfs um 10 % sowie ein leiseres Anfahren und ein geringeres Geräuschniveau der elektrischen Antriebe. [46]

Ding et al. beschreiben einen Umrichter mit SiC-MOSFETS und SiC-Dioden für eine Metro. Der Stromrichter hat bei höheren Schaltfrequenzen niedrigere Verluste als ein Stromrichter mit Si-IGBTs und Si-Dioden. Zusätzlich sinken die Oberschwingungsverluste und das Geräuschniveau des elektrischen Antriebs. [29]

Yildirim et al. untersuchen Stromrichter für Stadtbahnfahrzeuge mit 750 V. Der Stromrichter mit SiC-MOSFETS und SiC-Diode hat einen Wirkungsgrad von 98,7 %. Der Stromrichter für die gleichen Anforderungen mit Si-IGBTs und Si-Diode hat einen Wirkungsgrad von 98,0 %. Außerdem sind die SiC-Stromrichter kleiner als die Si-Stromrichter. [137]

3.3 Getriebe

Straßenbahnfahrzeuge haben meist einstufige oder zweistufige Getriebe [105]. Die bei Niederflurfahrzeugen häufig eingesetzten Längsantriebe benötigen ein Kegelradgetriebe. Bei 70 %-Niederflurfahrzeugen ist auch die Anordnung mit einem quer eingebauten Fahrmotor und einem Stirnradgetriebe üblich. [35]

Im Niederflurbereich werden überwiegend zweistufige Getriebe mit Übersetzungen von 5 bis 12 eingesetzt [35]. Einstufige Getriebe werden für niedrigere Übersetzungen bis 7 verwendet, ab einer Übersetzung von 4 jedoch auch zweistufige. In der Literatur wird der Übergang von einstufigen zu zweistufigen Stirnradgetrieben ab einer Gesamtübersetzung von etwa 5 beschrieben, ab einer Gesamtübersetzung zwischen 15 und 25 zeichnet sich die Verwendung von dreistufigen Getrieben als optimal ab [65, 74]. Konstruktive Beschränkungen beeinflussen die Wahl ebenfalls. Häufig werden im Metrobereich bereits bei kleineren Übersetzungen zweistu-

fige Getriebe eingesetzt, da dies kleinere Großraddurchmesser erlaubt. [70]

Die Erhöhung der Stufenanzahl ermöglicht zum Beispiel eine flexiblere Anordnung der Zahnräder [65, 74].

Neudorfer und Streicher sehen bei Triebzügen den Übergang von zwei- zu dreistufigen Getrieben bei einer maximalen Maschinendrehzahl von $10\,500\text{ min}^{-1}$ [81].

Planetengetriebe werden aktuell ausschließlich bei Einzelradantrieben verwendet [105]. Sie benötigen im Vergleich zu anderen Getrieben für eine ähnliche Übersetzung weniger Bauraum, können nur koaxiale Achsen realisieren und haben bei niedrigen Übersetzungen deutlich höhere Kosten [134].

Die Lagerung der Getriebe erfolgt mit Wälzlagern je nach Anwendungsfall in unterschiedlichen Ausführungen [84].

Eine Übersicht über die Kennzahlen verschiedener Bahngetriebe ist in Tabelle 8 zu sehen. Hier ist zu erkennen, dass mit steigender Übersetzung eine höhere Anzahl an Stufen nötig ist.

Tabelle 8: Übersicht Kennzahlen unterschiedliche Getriebe

Fahrzeug	Kolkata Metro	Flexity Zürich	TRAMLINK Gmunden
Stand	Serie	Serie	Serie
Übersetzung	6,05	6,398	9,02
Stufen	1	2	3
Masse in kg	360 (inkl. Kupplung)	285	635 (inkl. Kupplung)
Nennleistung in kW	204	110 kW	100 kW
Getriebetyp	Stirnrad	Kegel-Stirnrad	Stirnrad
Quelle	[113]	[7]	[112]

Körner et al. stellen fest, dass mit steigender Übersetzung auch die Masse des Getriebes steigt [70]. Dieser Zusammenhang ist auch aus der Literatur für Automobilgetriebe bekannt [73].

Forschungen zu besonderen Entwicklungen bei Getrieben für Straßenbahnen sind der Verfasserin der Dissertationsschrift nicht bekannt.

3.4 Hochdrehende Antriebsstränge

Wie in 2.2.1.1 dargelegt, kann eine Erhöhung der Maschinendrehzahl zu einer Verringerung von Volumen und Masse der elektrischen Maschine führen. Dieser Ansatz wird im Traktionsbereich für Schienen- und Straßenfahrzeuge verfolgt.

In [81, 131] wird ein Konzept für eine hochdrehende Motor-Getriebe-Einheit für Elektrotriebzüge von Traktionssysteme Austria GmbH (TSA) und der Voith GmbH & Co. KG beschrieben. Die Asynchronmaschine hat eine Nennleistung von 500 kW sowie eine maximale Drehzahl von 9000 min^{-1} . Verglichen wird diese mit einer ähnlichen Maschine mit einer maximalen Drehzahl

von 6500 min^{-1} . Dabei wird eine Massenreduktion des Fahrmotors um 35 % von 820 kg auf 530 kg erreicht, bei einer Reduktion des Bohrungsvolumens um 28 %. Die Autoren berichten von einer Wirkungsgradsteigerung der elektrischen Maschine. Es werden darüber hinaus Ansätze zur Lösung von kritischen Schwingungsphänomenen vorgestellt. Für dieses Projekt entwickelt Voith Turbo GmbH & Co. KG ein zweistufiges Stirnradgetriebe, das die Maschinendrehzahl von 9000 min^{-1} umwandelt. Details zum Stromrichter sind keine bekannt. [81, 131]

Siemens Mobility GmbH entwickelt eine hochdrehende elektrische Maschine für eine S-Bahn-Anwendung. Die selbstgekühlte Asynchronmaschine für den S-Bahn-Betrieb hat bei einer Leistung von 300 kW eine maximale Drehzahl von 8000 min^{-1} . Sie wiegt 500 kg. Die Autoren vergleichen diese Asynchronmaschine mit dem herkömmlichen Fahrmotor eines Triebzuges, der mit 630 kg 26 % schwerer ist. Ein passender Stromrichter und ein passendes Getriebe werden nicht behandelt. [8]

Zusätzlich wird bei einem U-Bahn-Antrieb auch die Kombination des Fahrmotors mit dem Getriebe, dem Stromrichter und die Integration in den Radsatz betrachtet. Der Fahrmotor für die U-Bahn hat eine Leistung von 160 kW und eine maximale Drehzahl von 7200 min^{-1} . Er wiegt 370 kg. Außerdem stellen die Autoren beim IGBT-Stromrichter eine Wirkungsgradsteigerung sowie eine längere Lebenszeit fest. Ein passendes Getriebe mit einer Übersetzung von 11,4 [70] (11,47 [8]) wird ebenfalls präsentiert. Dies beruht auf einem konventionellen zweistufigen Getriebe, mit einer hohen Übersetzung in der ersten Stufe. Aufgrund der niedrigeren Drehmomente an der Eingangswelle wird diese dünner ausgelegt. Somit sind die Umfangsgeschwindigkeiten an den Lagern kleiner und die Lagerauslegung wird vereinfacht. Die Auswertungen ergeben eine Massenreduktion der Maschinen-Getriebe-Kombination von 18 %. Das Getriebe hat eine höhere Masse als ein Getriebe für eine geringere Drehzahl und den gleichen Anwendungsfall. [8, 70]

Bei der Integration in den Radsatz wird die Bremsscheibe auf die Getriebewelle gebaut, um deren Masse abzufedern. Durch die Ausnutzung der Getriebeübersetzung werden Bremscheibe und Bremsaktuatorik kleiner. Gemeinsam mit dem kleineren Fahrmotor wird ausreichend Bauraum gewonnen, um eine Leichtbauradsatzwelle nutzen zu können. Die Autoren erwarten eine Reduktion der Fahrwerksmasse um ca. 10 % und der ungefederten Massen um ca. 20 %. [8, 70]

Im Automobilbereich sind ähnliche Projekte vorhanden. Epskamp gibt einen Überblick über die aktuell verwendeten Drehzahlen von Asynchronmaschinen in Traktionsanwendungen. In der Serienproduktion reichen die Leistungsdichten von 0,6 kW/kg bis 1,0 kW/kg. Die Drehzahlen liegen bei maximal $21\,000 \text{ min}^{-1}$ und die Leistungen maximal bei 69 kW. [36]

Epskamp entwickelt eine Traktionsmaschine für den Automobilbereich mit einer Leistung von 123 kW und einer Maximaldrehzahl von $30\,000 \text{ min}^{-1}$. Diese hat eine Leistungsdichte von 3,0 kW/kg. [36]

Im Automobilbereich ist das Potenzial höherer Drehzahlen trotz der höheren Verluste in den Getrieben noch nicht ausgeschöpft. Der Trend zu höheren Drehzahlen kann im Oberklassesegment relevant werden, da bei den dortigen Marktpreisen die aufwendigen Getriebe

weniger ins Gewicht fallen. [36]

Nur in der Veröffentlichung von Eberleh wird eine Aussage zur Entwicklung des Wirkungsgrades der Maschinen-Getriebe-Kombination eines hochdrehenden Antriebsstrangs gemacht. Er zeigt, dass der Energiebedarf durch den Einsatz einer Kombination von hochdrehender elektrischer Maschine mit einem Schaltgetriebe gesenkt werden kann. [33]

Im Projekt Speed2E wurde ebenfalls eine Traktionsmaschine mit einer Maximaldrehzahl von $30\,000\text{ min}^{-1}$ entwickelt. Diese hat eine Leistung von 33 kW. Sie ist als permanentenerregte Synchronmaschine ausgeführt und wird mit einem Schaltgetriebe kombiniert. Das höchste Steigerungspotenzial des Wirkungsgrades wird beim Stromrichter gesehen. Durch den Einsatz von SiC-Dioden im Stromrichter konnte eine Stromrichterwirkungsgradsteigerung von 3 % im Vergleich zu Stromrichtern mit Si-IGBTs erzielt werden. [90]

Die angeführten hochdrehenden Fahrmotoren und die entsprechenden Getriebe sind zum Vergleich in Tabelle 9 zusammengestellt. Die Leistungsdichten der Fahrmotoren aus dem Bahnbereich liegen deutlich unter dem hochdrehenden Prototyp von Epskamp. Der Prototyp von TSA hat mit 0,94 kW/kg die höchste Leistungsdichte im Bahnbereich.

Aktuelle wissenschaftliche Arbeiten, die sich mit der Weiterentwicklung speziell von Straßenbahnmotoren befassen, sind der Verfasserin dieser Dissertationsschrift nicht bekannt.

Tabelle 9: Hochdrehende Antriebe

Herkunft	Epskamp	Speed2E	Siemens	Siemens	TSA
Anwendung	Automobil	Automobil	Bahn	Bahn	Bahn
Stand	Prototyp	Prototyp	Prototyp	Prototyp	Prototyp
Dauerleistung in kW	123	33	300	160	500
Max. Drehzahl in min^{-1}	30000	30000	8000	7200	9000
Masse in kg	41		500	370	530
Leistungsdichte in kW/kg	3,0		0,60	0,43	0,94
Getriebe		2 Teilgetriebe			
Stufen		2+3		2	2
Übersetzung		21+15 (32)		11,4	
Getriebetyp		Stirnrad+Schaltbar		Stirnrad	Stirnrad
Quelle	[36]	[51]	[8]	[70]	[81, 131]

3.5 Fahrwerk

In modernen Niederflurstraßenbahnen werden die in 2.2.2 vorgestellten Fahrwerksvarianten von den verschiedenen Herstellern angeboten [100]. Ein Beispiel für einen Radsatzantrieb ist das FLEXX Urban-Drehgestell von Alstom S.A. (ehemals Bombardier Transportation) in Abbildung 10. Dies ist zum Beispiel im Flexity Zürich, dem Referenzfahrzeug, eingebaut. Der Fahrmotor ist hier längs an der Außenseite der Räder eingebaut.

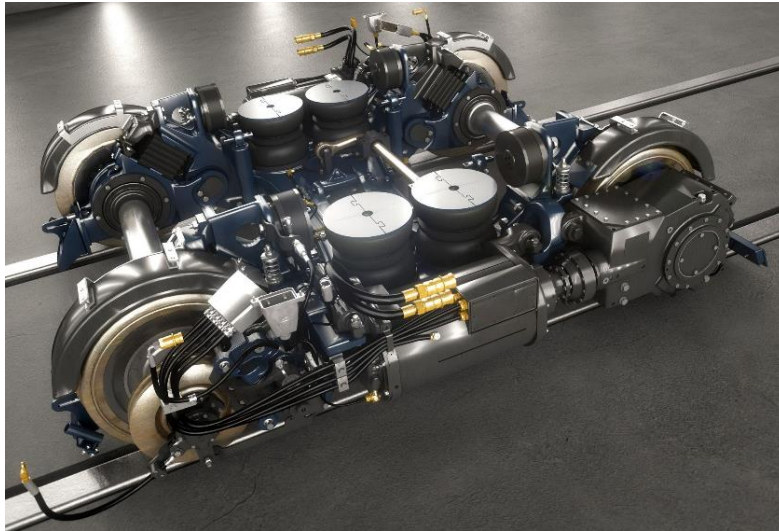


Abbildung 10: Radsatz mit Längsantrieb, FLEXX Urban [6]

Die TRAMLINK von Stadler Rail Valencia S.A. hat ebenfalls klassische Radsätze. Die Fahrmotoren sind jedoch quer eingebaut. Diese Variante ist in Abbildung 11 zu sehen.

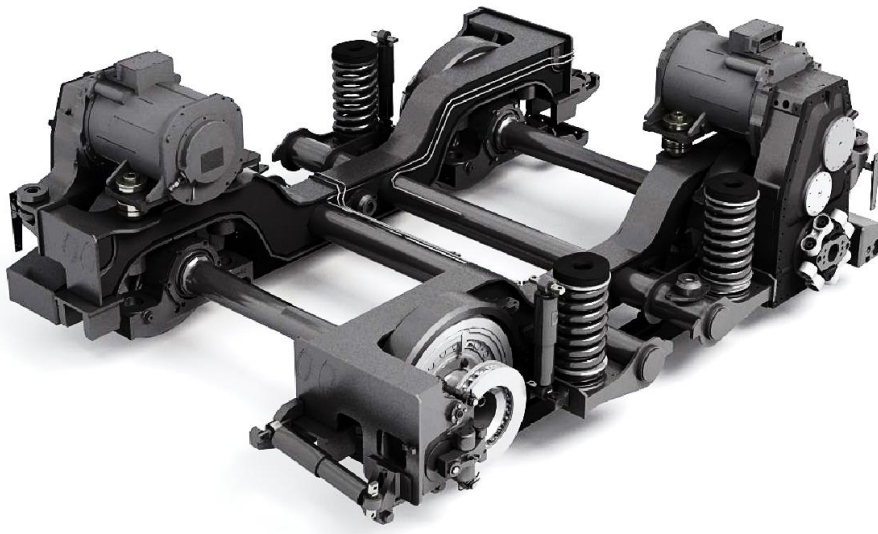


Abbildung 11: Radsatz mit Querantrieb, TRAMLINK [132]

Der Einzelradantrieb wird mit quer oder längs liegenden Fahrmotoren sowie Radnabenmaschinen realisiert. Als Beispiel ist in Abbildung 12 das Fahrwerk mit Radnabenmotor der Variobahn in Chemnitz hergestellt von Adtranz/Bombardier Transportation Bautzen, abgebildet. [4]

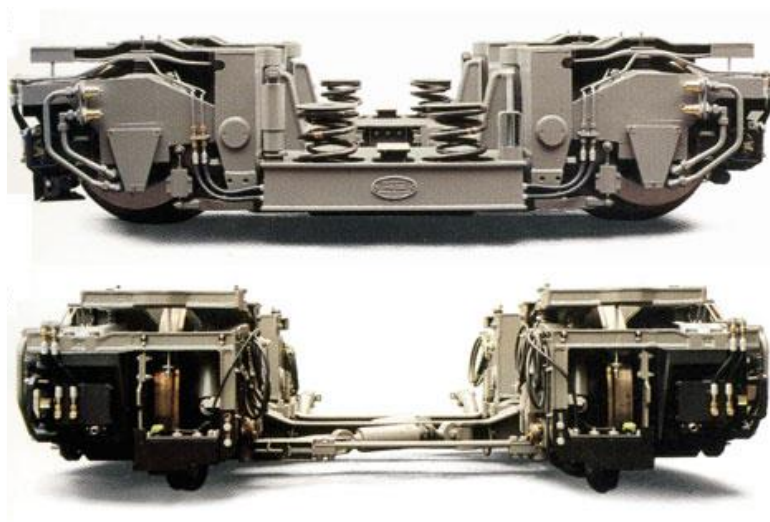


Abbildung 12: Einzelradantrieb mit Radnabenmotor, Variobahn [60]

Der Längsradatz mit Radblockantrieb wird zum Beispiel beim Avenio von Siemens in München eingesetzt. Sein Fahrwerk ist in Abbildung 13 dargestellt. [4]

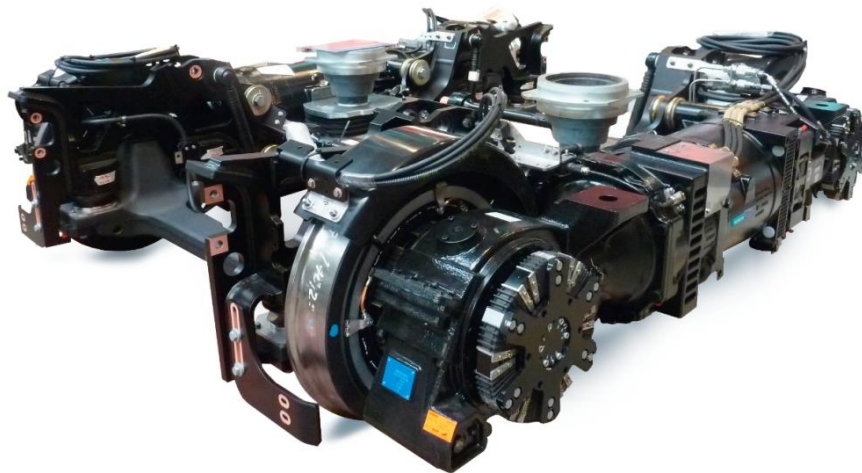


Abbildung 13: Längsradatz mit Radblockantrieb Avenio Foto: Siemens Mobility GmbH

Die Variante Losradpaar mit Vorgelegewelle wird in den Sirio Fahrzeugen von AnsaldoBreda, den GTxN-Fahrzeugen von MAN/AEG und dem Citadis 302 von Alstom eingebaut [4]. Die Abbildung 14 zeigt das Citadis-Arpège-Fahrwerk von Alstom.

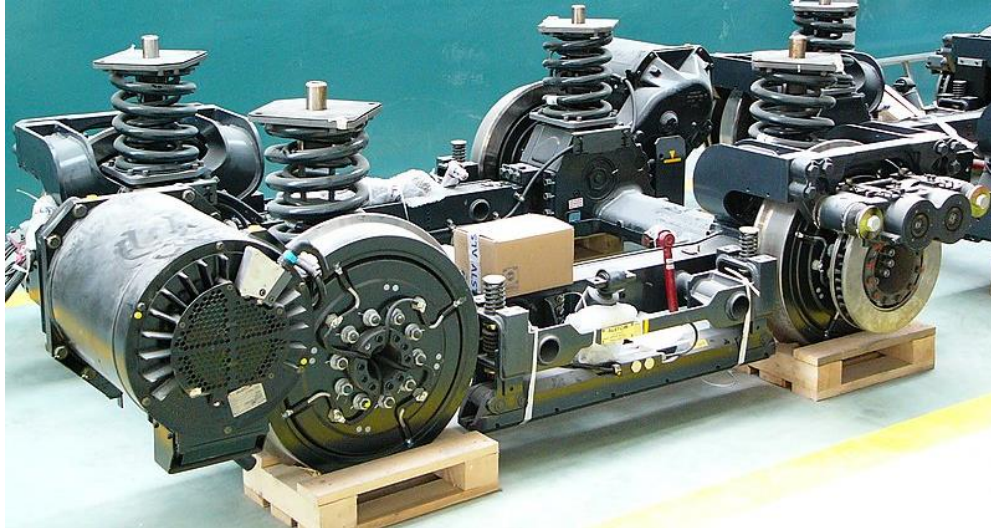


Abbildung 14: Losradpaar mit Vorgelegewelle, Citadis-Arpège [102]

Die Rahmen sehen bei allen Beispielen unterschiedlich aus und sind von den jeweiligen Randbedingungen der Einbauten abhängig.

Hondius analysiert alle Bestellungen von Straßen- und Stadtbahnen zwischen dem 15.11.2019 und dem 15.11.2020 [58]. Daraus kann abgelesen werden, welche Fahrwerksvarianten aktuell genutzt werden. Am häufigsten werden Radsätze mit unterschiedlichem Einbau der Fahrmotoren verwendet, diese Fahrwerksvariante wurde in diesem Zeitraum sowohl von Alstom S.A., Bombardier Transportation, Stadler Rail AG, CAF und Škoda Transportation a.s. eingesetzt. Der Anteil liegt bei etwa 70 % der Bestellungen. An zweiter Stelle liegen die Losradpaare, hauptsächlich von Alstom S.A., mit etwa 20 % der Anteile. Längsradsätze mit Radblockantrieb wurden von Siemens Mobility und Bombardier Transportation verkauft. Von diesen werden ähnlich viele produziert, wie die von CAF hergestellten Einzelradantriebe. [58]

3.6 Einbauräume

Auf Straßenbahnfahrzeugen werden Komponenten entweder unterflur im Fahrwerk oder auf dem Dach eingebaut. Die Nutzung des Bauraums auf dem Dach hat Vor- und Nachteile. Höhere Dachlasten erfordern stärkere Seitenwände. Zusätzlich heben sie den Schwerpunkt an. Dadurch wanken die Fahrzeuge stärker und erreichen die Kippgrenze bei geringeren Geschwindigkeiten. [60]

Im Fahrwerk können die folgenden Komponenten untergebracht werden:

- Radsätze (Räder und Achsen)
- Primärfederung
- Sekundärfederung
- Radsatzführung
- Rahmen
- Verrohrung
- Bremsen (Scheiben-, Magnetschienenbremsen)
- Antrieb [97]

Insbesondere bei Niederflurfahrzeugen sind auf dem Dach untergebracht:

- Hauptschalter
- Fahrzeugentlüftung
- Stromabnehmer
- Batterie für Hilfsbetriebe
- Energiespeicher
- Bremswiderstand
- Heizung
- Klima und Lüftungstechnik
- Fahrmotorgebläse/Kühlung Fahrmotor
- Stromrichter
- Kühlung Stromrichter
- Niederspannungsgeräteschrank
- Bordnetzverteiler
- Antriebssteuerung
- Geräteklemmkasten [61, 62, 97]

Es besteht generell die Tendenz, Stromrichter in der Nähe des Fahrmotors unterzubringen, wenn dort genügend Bauraum vorhanden ist, um die Kabelverbindungen kurz zu halten. Zu sehen ist dies bei Hochflurfahrzeugen im Regionalverkehr, wie zum Beispiel dem TALENT 3. [95]

Bei Niederflurfahrzeugen ist der Bauraum unterflur häufig zu begrenzt, um den Stromrichter mit in das Fahrwerk zu integrieren. Der Einbau auf dem Dach oder im Fahrwerk bedingt auch die Verkabelung. Zwischen Stromrichter und Antriebsmaschine werden ein dreiphasiges Kabel und ein Erdungsleiter geführt. Außerdem müssen Kabel vom Stromabnehmer zum Stromrichter sowie vom Bremschopper zum Bremswiderstand geführt werden. Der Erdungsleiter wird zum Rad geführt. [97] Bei Einbau des Stromrichters auf dem Dach sind die drehstromseitigen Kabel vom Dach in das Fahrwerk zu führen. Bei Einbau des Stromrichters im Fahrwerk werden die gleichstromseitigen Kabel vom Dach ins Fahrwerk geführt. [54]

Die Position der Kabel, deren Verbindungen und Befestigung muss in das Fahrzeuglayout passen. Dabei wird versucht, die Länge und ihre Anzahl gering zu halten. [41]

Kürzere Kabel sind insbesondere bei höheren Taktfrequenzen wichtig, da höhere Spannungsteilheiten angewendet werden, durch die Wanderwellenprobleme auftreten können, die zu Überspannungen mit hoher Steilheit an der elektrischen Maschine führen können. [106]

Eine Wasserkühlung des Stromrichters und des Fahrmotors kann unabhängig von ihren Einbauorten kombiniert erfolgen. Der Rückkühler und die Kühlmittelpumpen befinden sich heutzutage meist auf dem Dach [97].

Je nach Einbauort des Stromrichters ergibt sich am jeweils anderen Ort zusätzlicher freier Bauraum. Dieser kann dann für andere Komponenten genutzt werden. Auf dem Dach können zum Beispiel größere Klimageräte oder Energiespeicher eingebaut werden.

3.7 Ausschreibungen für Schienenfahrzeuge

Aktuelle Beispiele für Ausschreibungen sind Tram-Train-Fahrzeuge¹ für Chemnitz (Anhang A2, [125]) und Straßenbahnen für Halle (Anhang A3, [109]) sowie Schöneiche bei Berlin (Anhang A4, [28]). Relevante Ausschnitte aus den Ausschreibungen sind in den Anhängen zu finden. Zusätzlich geben die allgemeinen Lastenhefte für Nahverkehrsfahrzeuge des Fahrgastverbands Pro Bahn und der Nahverkehrsgesellschaft Baden-Württemberg einen Überblick über aktuelle Anforderungen an die Ausschreibungen [37, 85]. In allen Ausschreibungen werden die eingereichten Konzepte nach verschiedenen Kriterien bewertet.

Die Kosten sind in allen Ausschreibungen ein Auswahlkriterium. Die Ausschreibungen unterscheiden sich in der Definition der Kosten. Die Kosten werden entweder als Lebenszykluskosten [101] betrachtet, nur als Instandhaltungskosten [28] oder getrennt in Investitions-, Energie- und Instandhaltungskosten [125]. Die allgemeinen Lastenhefte nennen die Kosten nicht explizit. Allerdings fordern sie einen niedrigen Energiebedarf. [37, 85]

In der Ausschreibung für Chemnitz wird in der Anforderungsliste die Technik spezifiziert. Der Fahrkomfort soll nach DIN EN 12299 bewertet werden und mindestens einen mittleren Komfort von *komfortabel* erreichen [125]. Die Ausschreibung für Halle nennt als allgemeines Zuschlagskriterium *Technik/Konzepte* [109]. Die Ausschreibung für Schöneiche fordert einen hohen Fahrgastkomfort, ohne dies genauer zu spezifizieren [28].

In Bezug auf die Fahrzeugmasse wird in der Ausschreibung für Chemnitz gefordert, dass das Fahrzeug möglichst leicht ist, ohne Funktion oder Sicherheit einzuschränken [125]. Das beispielhafte Lastenheft von Pro Bahn fordert eine möglichst hohe Leistungsdichte des Antriebs, um ein gutes Beschleunigungsvermögen zu erzielen. [37]

¹ Tram-Train-Fahrzeuge können in Chemnitz sowohl auf dem Straßenbahnnetz unter BOStrab mit 600 V als auch auf dem Vollbahnnetz unter EBO mit 15 kV, 16,7 Hz fahren.

3.8 Fahrkomfort

Trotz der Komfortanforderungen in den Ausschreibungen gibt es kaum wissenschaftliche Arbeiten, die den Fahrkomfort von Straßenbahnen bestimmen.

Haladin, Lakušić und Bogut untersuchen den Fahrkomfort unterschiedlicher Straßenbahnfahrzeuge und Strecken in Osijek und Zagreb. Dazu statten sie die Straßenbahnen mit Beschleunigungssensoren aus und messen auf verschiedenen Streckenabschnitten. Die Messdaten werden mithilfe der Sperlingmethode, der DIN EN 12299 und einer selbst entwickelten Methode des Lehrstuhls für Eisenbahnen an der Fakultät für Bauingenieurwesen der Universität von Zagreb ausgewertet. [53]

Beim Vergleich der verschiedenen Methoden kommen sie zu dem Ergebnis, dass die Methode des Kontinuierlichen Komfort der DIN EN 12299 geeignet für die Komfortbestimmung bei Straßenbahnen ist. Sie berücksichtige gegenüber der Sperlingmethode einen breiteren Frequenzbereich bis 100 Hz. Bemängelt wird die Bewertung der Ergebnisse, da bei ihren Messungen 95 % der Messwerte in die beste Kategorie *Sehr komfortabel* fielen. Laut Sperlingskala fallen auf derselben Strecke die meisten Messwerte in die Kategorie *Schwingungen stärker spürbar, jedoch nicht unangenehm, erträglich*. [53]

Ein Nachteil der Sperlingmethode sei, dass zum Beispiel schlechte Schweißnähte nicht erfasst würden, da diese bei Geschwindigkeiten von 20 km/h bis 30 km/h Vibrationen zwischen 40 Hz und 60 Hz verursachen. Die maximale erfasste Frequenz liege bei 30 Hz. [53] Gemäß [18] ist die maximale Frequenz 20 Hz. Dižo, Blatnický, Gerlici et al. haben eine Mehrkörpersimulation eines nicht näher beschriebenen Zugwaggons aufgebaut. Sie untersuchen die Auswirkungen einer veränderten Federung auf den nach ISO 2631 berechneten Komfort. [30]

Eine Messung nach ISO 2631 in der Metro Catania zeigt, dass dort der Komfort immer in der höchsten Klasse liegt [38].

Der Komfort der Straßenbahn in Cuenca in Ecuador wird in [83] untersucht. Dazu werden Messungen der Beschleunigungen im Betrieb durchgeführt und die Messdaten nach DIN EN 12299 und der Sperlingmethode ausgewertet. Nach der Methode des Kontinuierlichen Komforts ist der Komfort, abgesehen von einem Abschnitt am Beginn der Strecke, *sehr komfortabel*. Im Abschnitt am Beginn der Strecke kann der Komfort sowohl in x- als auch in z-Richtung *weniger komfortabel* sein. Die Autoren bestimmen den Mittleren Komfort mit *sehr komfortabel*. Nach der Sperlingmethode fallen die Messwerte in allen Messpunkten und auf der Hin- und Rückfahrt in die Kategorie *Schwingungen gerade spürbar*. [83]

Weitere Untersuchungen für den Straßenbahnverkehr sind der Autorin dieser Dissertationsschrift nicht bekannt.

3.9 Referenzfahrzeug

Das Flexity Zürich ist ein Straßenbahnfahrzeug von Bombardier Transportation (jetzt Alstom), das seit März 2020 in Zürich fährt. Damit entspricht es dem aktuellen Stand der Technik und wird als Referenzfahrzeug ausgewählt. Das Fahrzeug ist in Abbildung 15 mit einigen Abmessungen dargestellt. Dem Züricher Liniennetz entsprechend hat es eine Spurweite von 1000 mm. Es hat eine Auslegungsgeschwindigkeit von 70 km/h. Auf dem Züricher Liniennetz fährt es maximal mit einer Geschwindigkeit von 60 km/h. [7]

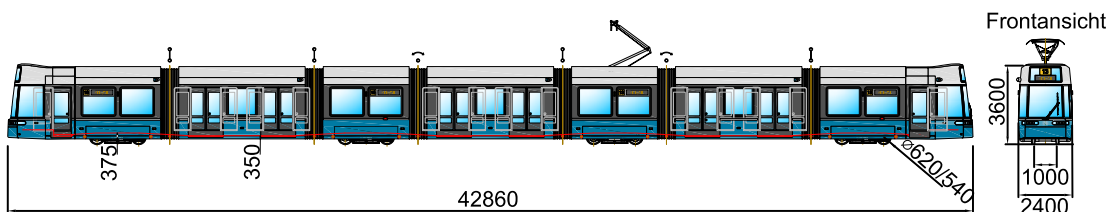


Abbildung 15: Seitenansicht und Draufsicht Flexity Zürich nach Faktenblatt Flexity nach [7]

Das Fahrzeug hat im Einstiegsbereich eine Fußbodenhöhe von 350 mm, die bis über die Radatzwellen auf 375 mm ansteigt [7]. Die resultierende Rampe im Einstiegsbereich und über den Radsätzen ist auf Abbildung 16 in Rot markiert.



Abbildung 16: Innenraum Flexity Zürich nach [40]

Drei der vier Drehgestelle sind angetrieben. Dazu werden sechs flüssigkeitsgekühlte Asynchronmaschinen genutzt. Diese haben eine Dauerleistung von je 110 kW. [7]

Die Asynchronmaschinen sind mit den Getrieben an der Außenseite der Räder primärgefedert befestigt [43]. Dabei ist die Asynchronmaschine längs zur Fahrtrichtung ausgerichtet. Ihre

Masse beträgt 336 kg und ihr Volumen $0,055 \text{ m}^3$. Ihr ermitteltes Wirkungsgradkennfeld liegt vor. Bei einer Betriebsbremse werden Beschleunigungen von $1,3 \text{ m/s}^2$ und bei der Gefahrenbremse von $2,3 \text{ m/s}^2$ erreicht. [7]

Das Getriebe ist zweistufig, mit einer Kegelrad- und einer Stirnradstufe. Laut Hersteller hat es eine Masse von 285 kg und ein Volumen von $0,097 \text{ m}^3$. Seine Übersetzung beträgt 6,398 und sein Wirkungsgrad wird mit 97 % angegeben. Das Getriebe wird vom Hersteller als überdimensioniert bezeichnet. Der Fahrmotor und das Getriebe sind in der Abbildung 17 gezeigt.

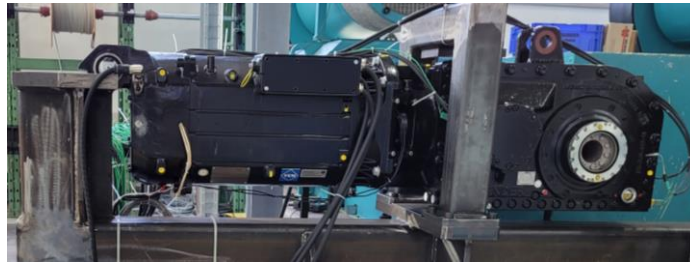


Abbildung 17: Fahrmotor und Getriebe Flexity Zürich Foto: Roberto Aceiton, ALSTOM Transportation Germany GmbH

Die sechs luftgekühlten Stromrichter sind mit IGBTs und Dioden aus Silizium ausgestattet [119]. Sie wiegen je 34 kg und haben ein Volumen von $0,052 \text{ m}^3$. Jeweils zwei Stromrichter sind mit weiteren elektrischen Komponenten in Boxen auf dem Dach untergebracht. Eine solche Dachbox hat eine Masse von 325 kg. Die ermittelten Wirkungsgradkennfelder liegen vor.

Das Fahrzeug hat zusätzlich zur generatorischen Bremse acht Magnetschienenbremsen mit je 81 kN Anzugskraft sowie Scheibenbremsen, die auch als Feststellbremsen genutzt werden. [7]

Insgesamt beträgt die Leermasse 54,84 t und die maximale Achslast 11 t. Sein rotatorischer Massenzuschlag beträgt 5460 kg, dies bedeutet ein Massenzuschlagsfaktor von 1,06. Die Daten sind in der folgenden Tabelle 10 zusammengefasst.

Tabelle 10: Charakteristiken Flexity Zürich

Flexity Zürich	Wert
Leermasse	54,84 t
Maximale Achslast	11 t
Sitzplätze	91
Stehplätze	187
Raddurchmesser (Neu/Abgenutzt)	620 mm/550 mm
Fußbodenhöhe (Einstieg/Niederflur)	350 mm/375 mm
Spurweite	1000 mm
Auslegungsgeschwindigkeit	70 km/h
Fahrmotor	
Typ	Asynchronmaschine
Leistung	110 kW
Masse	336 kg
Stromrichter	
Technologie	Si-IGBT und Si-Dioden
Masse	34 kg
Getriebe	
Typ	Kegelrad- und Stirnradstufe
Stufen	2
Übersetzung	6,398
Masse	285 kg

4 Methode

Die Vorteile hochdrehender Maschinen, wie in 3.4 erläutert, lassen ihren Einsatz im Straßenbahnbereich vielversprechend erscheinen. Um die Vorteile der Technologie ganzheitlich auszunutzen, soll eine Methode für die Integration einer hochdrehenden Maschine in ein Straßenbahnfahrzeug entwickelt werden.

Die Methode basiert auf den in 2.1 vorgestellten Normen VDI 2221 und VDI 2222. Diese stellen eine allgemeingültige Vorgehensweise zur Produktentwicklung dar, die je nach Anwendungsfall angepasst wird. Für die hier entwickelte Methode werden die ersten vier Schritte aus der Norm behandelt, da die Entwicklung auf Konzeptebene stattfinden soll. Die ausgewählten Arbeitsschritte und Arbeitsergebnisse sind in Abbildung 18 dargestellt. Diese Arbeitsschritte zu spezifizieren, führt zu der Vorgehensweise in Abbildung 19.

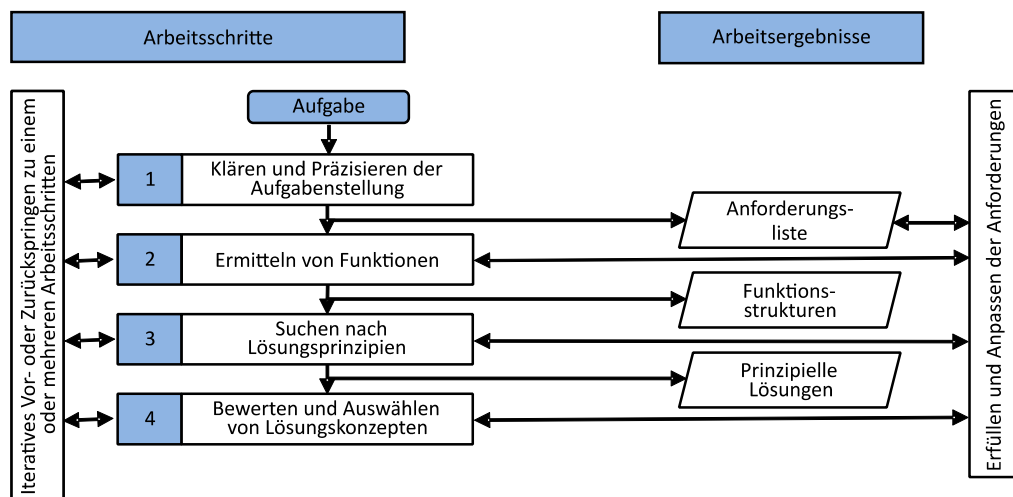


Abbildung 18: Ausgewählte Arbeitsschritte aus VDI 2221 (nach [122])

In Arbeitsschritt 1 wird die Aufgabenstellung präzisiert. Das Ziel der Methode ist die Integration einer hochdrehenden Maschine in ein Straßenbahnfahrzeug. Dabei soll die Methode ausgehend von der hochdrehenden Maschine alle betroffenen Subsysteme des Straßenbahnfahrzeugs anpassen und die Auswirkungen betrachten. Zusätzlich soll insbesondere die Massen- und Bauraumreduktion berücksichtigt werden. Da die hochdrehenden Maschinen einen Energieeffizienzvorteil besitzen, soll auch das Gesamtsystem einen höheren Wirkungsgrad als der Stand der Technik haben.

Außerdem werden die allgemeinen Anforderungen an das Fahrzeugkonzept definiert. Diese werden aus den Randbedingungen abgeleitet. Da die meisten Straßenbahnfahrzeuge für bereits bestehende und befahrene Strecken gebaut werden, können die Anforderungen sich auf das sogenannte Referenzfahrzeug und die sogenannten Referenzstrecken stützen. Das

Referenzfahrzeug entspricht dem aktuellen Stand der Technik. Zusätzliche Anforderungen werden aus den gültigen gesetzlichen und normativen Bestimmungen abgeleitet.

In Arbeitsschritt 2 wird das Gesamtfahrzeug unterteilt. Es setzt sich aus allen Subsystemen in DIN EN 15380 zusammen. Direkt von einer Veränderung der Antriebsmaschine betroffen sind folgende Subsysteme: Antrieb und Bremsen, Fahrwerk sowie Wagenkasten. Diese Subsysteme werden getrennt betrachtet und für jedes Subsystem eine prinzipielle Lösung gesucht.

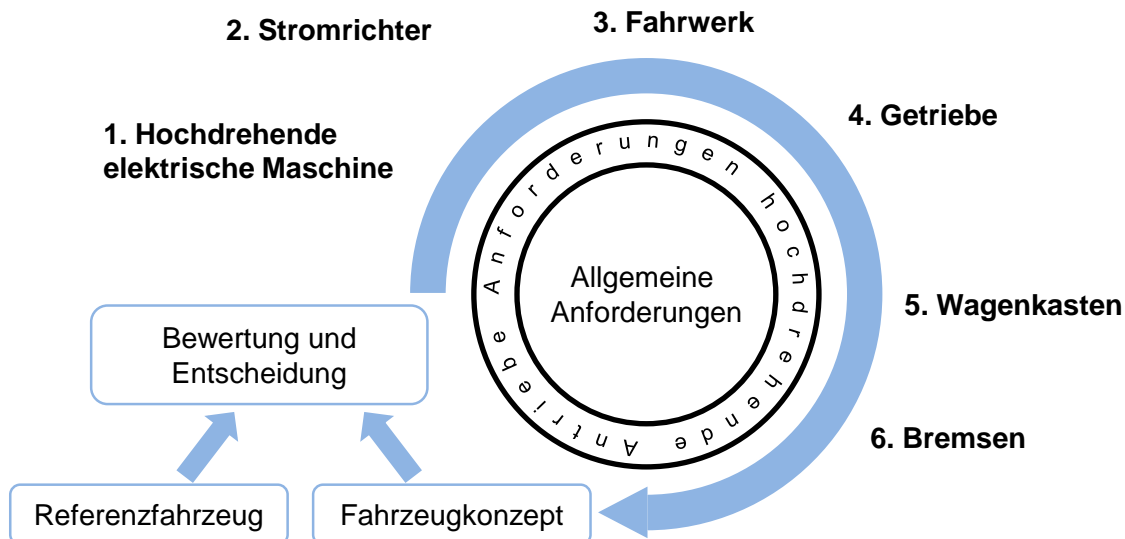


Abbildung 19: Vorgehensweise

Die Kombination der Ergebnisse der Subsysteme mit den unveränderten Subsystemen aus dem Referenzfahrzeug ergibt das Fahrzeugkonzept.

Für die Betrachtung der einzelnen Subsysteme wird ebenfalls jeweils nach VDI 2221 vorgegangen. Die Methoden zur Entwicklung und Anpassung der Subsysteme sowie die Bewertung sind in den folgenden Unterkapiteln dargestellt.

Zuerst wird eine für das Fahrzeug passende, hochdrehende elektrische Maschine ausgewählt. Dabei wird ebenfalls nach der Norm VDI 2221 vorgegangen. Aus der Auswahl dieser elektrischen Maschine werden Anforderungen an die weiteren Subsysteme abgeleitet. In einem iterativen Prozess werden die betroffenen Subsysteme ebenfalls nach der VDI 2221 angepasst. Aus jeder Anpassung ergeben sich zusätzliche Anforderungen, die für die nächsten betrachteten Subsysteme gelten.

Das Subsystem Antrieb besteht aus der Antriebsmaschine, dem Stromrichter und dem Getriebe. Die Auswahl einer hochdrehenden Maschine beeinflusst direkt die Auslegung des Stromrichters. Daher wird dieser im Anschluss betrachtet.

Als Drittes werden die Integration des Antriebs in das Fahrwerk untersucht und mögliche Fahrwerkskonfigurationen entwickelt. Dies geschieht nach der Auswahl von Maschine und

Stromrichter, da diese beide in das Fahrwerk integriert werden können und die Fahrwerkskonfiguration Auswirkungen auf die Getriebeentwicklung hat.

Daher werden als Viertes basierend auf den ausgewählten Fahrwerkskonfigurationen die Anforderungen an das Getriebe abgeleitet.

Mit der Integration des Antriebs im Fahrwerk und den Getriebeanforderungen wird festgelegt, wo der Fahrmotor, der Stromrichter und das Getriebe untergebracht werden. Die Auswirkungen dieser Integration auf den Wagenkasten werden im Anschluss untersucht. Die Methode sieht ebenfalls vor, bei Bedarf Anpassungen am Wagenkasten vorzunehmen.

Abschließend wird eine Analyse der Auswirkungen auf die Bremsen durchgeführt und überprüft, ob die gesetzlichen Anforderungen weiterhin eingehalten werden. Dieses Subsystem wird als letztes betrachtet, da es durch die Veränderung der Massen der anderen Subsysteme beeinflusst wird.

Um eine Bewertung und Entscheidung des Fahrzeugkonzepts gemäß VDI 2221 Arbeitsschritt 4 vorzunehmen, wird dieses mit dem Charakteristiken des Referenzfahrzeugs verglichen. Dazu werden relevante Kriterien nach VDI 2222 für Straßenbahnfahrzeuge definiert, indem Ausschreibungen analysiert werden. Das Ziel ist es, einerseits die Anforderungsliste möglichst gut zu erfüllen und andererseits ein für den Markt taugliches Fahrzeugkonzept zu entwickeln. Die Kriterien ermöglichen eine Bewertung des Fahrzeugkonzepts hinsichtlich dieses Ziels. Für jedes der Kriterien wird eine Vergleichsmethode aufgezeigt.

4.1 Lösungssuche

4.1.1 Einsatzprofile und Fahrzyklen

Mehrere Referenzstrecken werden ausgewählt und darauf basierend Profile nach der UIC-Richtlinie TECREC 100_001 aufgebaut. Diese beinhalten Streckenlänge, Höhenmeter, Steigung, Geschwindigkeitsprofil, Kurvenradius und Tunnel. [115]

Durch eine Analyse der Referenzstrecken werden die am häufigsten genutzten Drehmoment- und Drehzahlbereiche bestimmt sowie der jeweilige Leistungsbedarf in jedem Bereich ermittelt. Aus Häufigkeit und Dauer dieser Bereiche kann der jeweilige Energiebedarf abgeleitet werden. So lassen sich die Bereiche mit hohem Energiebedarf ermitteln. In diesen Bereichen kann durch eine Optimierung des Wirkungsgrades besonders erfolgreich Energie gespart werden. Gleichzeitig werden auch diejenigen Bereiche identifiziert, die kaum zum Energieverbrauch beitragen und daher bei der weiteren Betrachtung vernachlässigt werden dürfen.

4.1.2 Elektrische Maschine

Die Aufgabe der Lösungssuche ist es, eine hochdrehende Maschine für eine Straßenbahn im Betrieb auf den Referenzstrecken zu finden. Die maximale Drehzahl der hochdrehenden Maschine wird festgelegt. Diese hängt vom Projektziel und der Machbarkeit ab. Eine Randbedingung ist die Vorgabe, sich an vergleichbaren, bereits realisierten Maschinen zu orientieren.

Aus den Referenzstrecken leitet sich die Fahrdynamikanforderung ab. Diese bestimmt das Verhalten beim Fahren und Bremsen und kann in einem Drehmoment-Drehzahldiagramm zusammengestellt werden. Es werden relevante Betriebspunkte definiert, die zur Auslegung der Maschine berücksichtigt werden. Im Allgemeinen sind dies der Nennpunkt im Fahren sowie die Punkte mit der maximalen Leistung und Maximaldrehzahl beim Fahren und Bremsen. Die relevanten Betriebspunkte sind in Abbildung 20 dargestellt. Zusätzlich wird die Dauerleistung festgelegt. Zur Bestimmung dieser Betriebspunkte müssen Vorüberlegungen zum Getriebe angestellt werden und dessen Übersetzung und Stufenanzahl festgelegt werden.

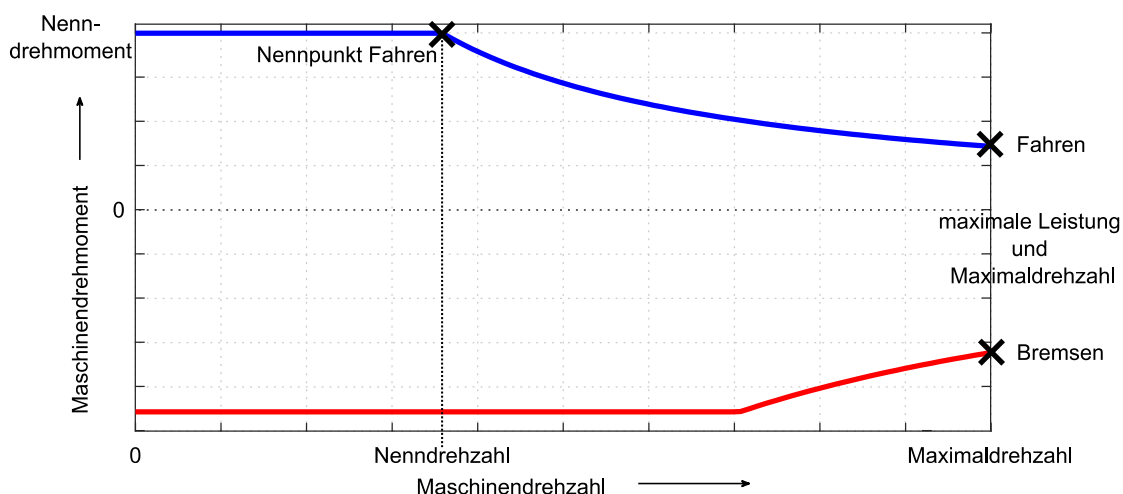


Abbildung 20: Relevante Betriebspunkte

Die gewählte Leistung wird über ein thermisches Modell bestätigt. Hierfür wird untersucht, ob die Maschinentemperatur auch bei mehrmaligem Durchfahren der Strecken den erlaubten Maximalwert nicht überschreitet.

Es werden nach VDI 2221 prinzipielle Lösungen gesucht. Dazu werden eine Maschinentechologie und der Aufbau der Maschine ausgewählt. Die Maschinentechologie wird ausgesucht, indem die Wirkungsgrade der Technologien auf den Referenzstrecken miteinander verglichen werden. Die Wirkungsgrade der Technologien werden im Rahmen einer Vorauslegung berechnet. Der Aufbau der Maschine erfolgt systematisch mithilfe eines Morphologischen Kastens.

Als Ergebnis liegt ein Vorentwurf einer Maschine mit Abmessungen, Masse und Wirkungsgrad vor.

4.1.3 Stromrichter

Die Anforderungen an den Stromrichter werden durch die Auswahl der Maschine, des Referenzfahrzeugs und der Referenzstrecken vorgegeben. Hier sind die folgenden Größen zu erheben:

- Maximale Leistungen beim Fahren und Bremsen
- Nominale Zwischenkreisspannung und Schwankungsbereich
- Vorlauftemperatur des Kühlwassers
- Erlaubter Temperaturhub der Leistungshalbleiter (Normalbetrieb und Gefahrenbremsung)

Aus den maximalen Leistungen beim Fahren und Bremsen wird der maximal auftretende Phasenstrom bestimmt, der eine bestimmende Größe bei der Halbleiterauswahl ist.

Die Zwischenkreisspannungen werden unter anderem durch die Oberleitungsspannungen bestimmt. Deren Variation legt die DIN EN 50163 fest [26].

Der Stromrichter soll aus auf dem Markt verfügbaren Leistungsmodulen basieren. Somit sind die Lösungsprinzipien die aktuell bedeutsamen Technologien. Diese werden durch eine Marktanalyse gewonnen. Um ein Leistungsmodul in Bezug auf die Auslegungsziele auszuwählen, sind die folgenden Ausschlusskriterien relevant. Sobald eins der Kriterien nicht erfüllt ist, wird das Modul in der nächsten Kategorie nicht mehr betrachtet. Dies verhindert einen übermäßigen Aufwand bei den simulationsaufwendigen Kriterien Wirkungsgrad und Temperaturhub.

Schaltzeit

Die Taktfrequenz des Leistungsmoduls soll mindestens eine Größenordnung über der maximalen Grundswingungsfrequenz der Motorstatorspannung sein. Daher wird ein Leistungsmodul mit entsprechend kleiner Schaltzeit ausgewählt.

Temperatur

Die Sperrschichttemperatur der Halbleiter darf einen maximalen Wert nicht überschreiten, um die Halbleiter nicht zu beschädigen. Zusätzlich wird die Lebensdauer der Module durch die Zahl und Höhe der zyklischen Temperaturhübe, die im Betrieb auftreten, beeinflusst.

Um den Temperaturhub zu bestimmen, kann eine stationäre Betrachtung bei Nennlast durchgeführt werden. Das thermische Ersatzschaltbild wird auf einen thermischen Widerstand reduziert. Dieser wird durch eine FEM-Simulation berechnet. Als Ergebnis werden die Leistungsmodule ausgeschlossen, die die maximale Temperatur oder den maximalen Temperaturhub überschreiten.

Spannungsklasse

Da die Zwischenkreisspannung von der im Straßenbahnbereich stark schwankenden Oberleitungsspannung abhängt, werden Halbleiter mit einer deutlich höheren Nennspannung als die nominelle Zwischenkreisspannung verwendet. Dadurch steht genügend Spannungsreserve für auftretende Spannungsspitzen zur Verfügung und die Funktion der Halbleiter wird gewährleistet.

Modulfläche

Ein Ziel der Auslegung ist eine reduzierte Gesamtmasse. Um die Gesamtmasse zu reduzieren, sollte auch die Fläche des Stromrichters klein sein. Auf Modulebene bedeutet dies eine möglichst geringe Grundfläche des Moduls. Damit muss die Stromtragfähigkeit des Moduls steigen, da der Strom durch die elektrische Maschine vorgegeben ist.

Wirkungsgrad

Ein Auslegungsziel ist eine gesteigerte Energieeffizienz des Gesamtsystems. Diese wird durch die Energieeffizienz der Antriebsstrangkomponenten bestimmt. Daher ist ein Ziel bei deren Auswahl ebenfalls ein möglichst hoher Wirkungsgrad. Eine Vorgehensweise, um Wirkungsgradkennfelder zu erstellen, ist eine Simulation mit den Softwares PLECS und Matlab basierend auf den Durchlass- und Schaltverlusten. Diese Verluste gehen aus den Datenblättern der verschiedenen Module hervor.

Der Stromrichter besteht aus den ausgewählten Leistungsmodulen sowie einem Zwischenkreiskondensator, einer Sammelplatine, Gatetreiber, Sensorik und der Kühlung. Als Ergebnis liegt ein Vorentwurf eines Stromrichters mit Abmessungen, Masse und Wirkungsgrad vor.

4.1.4 Fahrwerk

Fahrmotor und Getriebe sowie eventuell Stromrichter sind im Fahrwerk untergebracht. Somit erfordert eine Veränderung des Antriebsstrangs auch eine Anpassung des Fahrwerks. Eine optimale Kombination von Fahrwerk und Antriebsstrang ermöglicht es, Massen zu reduzieren und vorhandenen Bauraum zu optimieren. Daher wird hier eine Methode vorgestellt, die es gestattet, passende Fahrwerkskonfigurationen für einen Antriebsstrang zu finden.

Die Methode basiert auf den Normen zur Produktentwicklung VDI 2221 und VDI 2222. Dabei werden die Arbeitsschritte bis zu dem Punkt durchgeführt, an dem eine abstrakte Lösung ermittelt wurde. Die konkrete konstruktive Ausgestaltung bleibt unberücksichtigt.

Das Ziel der Lösungssuche ist es, eine mögliche Anordnung von Stromrichter, Fahrmotor und Getriebe in einer Fahrwerkskonfiguration zu finden. Dabei wird entschieden, ob auch der Stromrichter unterflur angebracht werden soll. Aus den gewählten Fahrwerkskonfigurationen werden Anforderungen abgeleitet, die im darauf folgenden Kapitel die Auswahl eines Getriebes ermöglichen.

Die Möglichkeiten für den Einbau des Antriebsstrangs werden einerseits durch den vorhandenen Bauraum im Fahrzeug und andererseits durch die Abmessungen der Komponenten Fahrmotor und Stromrichter bestimmt. Der Bauraum und die Möglichkeiten werden visualisiert.

Zuerst werden die Anforderungen gesammelt, die den Bauraum im Fahrzeug definieren. Diese werden durch Normen, die Bau- und Betriebsordnungen, EU-Verordnungen oder das Zielschienenetz festgelegt. Beispiele hierfür sind maximale Fahrzeugbreiten gemäß der BOStrab oder die in einem Netz geltende Fahrzeugbegrenzungslinie.

Zusätzliche Randbedingungen finden sich ebenfalls in Normen und Richtlinien oder können aus vergleichbaren Straßenbahnfahrzeugen abgeleitet werden. Sie schränken in iterativen Prozessen die Freiheitsgrade ein. Randbedingungen sind zum Beispiel maximale Steigungen der Rampen im Fahrzeug oder Höhen von Sitzen.

Mithilfe dieser Randbedingungen werden Skizzen nach VDI 2222 für alle drei Raumrichtungen realisiert, in denen die Grenzlinien des Bauraums eingezeichnet sind. Diese beinhalten sowohl eine absolute Grenzlinie, die durch Randbedingungen vorgegeben wird, als auch Grenzlinien, die eine Toleranz, zum Beispiel für Federwege, berücksichtigen.

Danach werden die elektrische Maschine und der Stromrichter mithilfe der vorliegenden Größenangaben und technischen Zeichnungen visualisiert. Wie in der VDI 2222 vorgeschlagen, wird die Abstraktion als Methode genutzt. Diese ermöglicht es, eine zu starke Einschränkung des Lösungsraums zu verhindern und die Lösung der Aufgabe in einer frühen Entwicklungsphase zu beginnen.

Anschließend wird ein Morphologischer Kasten erstellt, um systematisch Lösungen zu finden. Der Morphologische Kasten hat drei Merkmale: Das erste ist die Fahrwerksvariante. Dort wird unterschieden in Radsatz, Losradpaar, Längsradsatz mit Radblockantrieb und Einzelrad. Als Zweites wird die Einbaurichtung spezifiziert. Hier wird zwischen der Einbaurichtung des Fahrmotors quer oder längs zur Fahrtrichtung differenziert. Das dritte Merkmal ist die Position des Fahrmotors in Verhältnis zu den Radsatzwellen. Der Fahrmotor kann vor, hinter oder zwischen den (gedachten) Radsatzwellen eingebaut werden. Da das Fahrwerk symmetrisch aufgebaut ist, werden der Einbau vor und hinter den Radsatzwellen zusammengefasst. Ein solcher Morphologischer Kasten ist in der folgenden Tabelle 11 zu sehen. Die Variante der Kombination von Fahrwerk und Fahrmotor wird mit einer Zahl bezeichnet.

Tabelle 11: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor

Fahrwerksvariante	Einbaurichtung des Fahrmotors	Position im Verhältnis zu den Radsatzwellen	Variante
Radsatz	Längs	Vor/Hinter	1
		Zwischen	2
	Quer	Vor/Hinter	3
		Zwischen	4
Losradpaar	Längs	Vor/Hinter	5
		Zwischen	6
	Quer	Vor/Hinter	7
		Zwischen	8
Längsradsatz mit Radblockantrieb	Längs	Vor/Hinter	9
		Zwischen	10
	Quer	Vor/Hinter	11
		Zwischen	12
Einzelrad	Längs	Vor/Hinter	13
		Zwischen	14
	Quer	Vor/Hinter	15
		Zwischen	16

Falls der Stromrichter ebenfalls unterflur eingebaut wird, benötigt der Morphologische Kasten weitere Merkmale. Diese sind die Position des Stromrichters sowie dessen Orientierung. Die Position wird relativ zum Fahrmotor angegeben. Die möglichen Orientierungen hängen von der Form des Stromrichters und dessen Aufbau ab.

Es wird in einem ersten Schritt überprüft, ob Fahrwerkskonfigurationen durch Vorüberlegungen ausgeschlossen werden können. Alle weiteren Fahrwerkskonfigurationen werden skizziert, wobei es innerhalb einer Fahrwerkskonfiguration mehrere Möglichkeiten gibt die Komponenten anzuordnen. Ausgehend von den platzierten Komponenten werden der freie Bauraum für das Getriebe und die Position der An- und Abtriebswelle festgelegt.

4.1.5 Getriebe

Für die zuvor gewählten Fahrwerkskonfigurationen sind mögliche Getriebevarianten zu finden. Diese werden im Hinblick auf ihre Realisierbarkeit bewertet. Des Weiteren wird eine Massen- und Wirkungsgradabschätzung erstellt.

Für eine konzeptuelle Betrachtung werden die ersten zwei Schritte der in 2.2.1.3 vorgestellten Methode auf die Getriebeentwicklung eines hochdrehenden Straßenbahnantriebsstrangs angepasst.

Zur Vereinfachung wird hier als Antriebsseite die Seite bezeichnet, die an die Maschine anschließt und als Abtriebsseite die Radseite. Beim Bremsen ist der Energiefluss umgekehrt.

Die allgemeinen Anforderungen und die Anforderungen, die sich aus der Auswahl der elektrischen Maschine, des Stromrichters und des Fahrwerks ergeben, werden in eine Anforderungsliste, wie in 2.2.1.3 vorgestellt, überführt. Basierend auf den Inhalten wird die Anforderungsliste in die Kategorien *Getriebekonzept*, *Konstruktion* und *Einsatzbedingungen* aufgeteilt.

Getriebekonzept

- Konstante Übersetzung: Straßenbahnfahrzeuge haben ein Getriebe mit einer konstanten Übersetzung. Die Übersetzung i folgt nach Gleichung (2.3) aus der maximalen Fahrgeschwindigkeit, dem Durchmesser des abgenutzten Rads und der daraus abgeleiteten Raddrehzahl sowie der maximal zulässigen Motordrehzahl. Aus der Übersetzung wird mithilfe der Literatur die Anzahl der Stufen festgelegt. Diese Überlegungen werden bereits bei der Auswahl der elektrischen Maschine benötigt und daher dort betrachtet.
- Art und Anzahl der An- und Abtriebe: Der Abtrieb ist im Fall des Straßenbahnfahrzeugs immer das Rad. Die Anzahl der anzutreibenden Räder hängt von der Fahrwerksvariante ab. Ein Getriebe wird von einem Fahrmotor angetrieben.
- Lage der Achsen: Die Einbaurichtung des Fahrmotors im Verhältnis zur Radsatzwelle gibt vor, wie die An- und Abtriebswelle des Getriebes zueinander stehen. Durch die Auswahl einer Fahrwerksvariante sind auch die Achsabstände festgelegt.
- Zulässiger Bauraum: Der zulässige maximale Bauraum wird durch die Fahrwerkskonfiguration vorgegeben und, wie in 4.1 erläutert, ermittelt.
- Zulässige Masse: Ziel ist es, einen Antriebsstrang zu entwickeln, der leichter ist als der des Referenzfahrzeugs. Da die Massen der Maschine und des Stromrichters an diesem Punkt der Methode bereits näherungsweise bekannt sind, wird daraus eine zulässige Masse des Getriebes abgeleitet.

Konstruktion

- Getriebeart/-typ: In Straßenbahnfahrzeugen werden Getriebe mit gleichförmiger Übersetzung eingesetzt. Dies sind klassischerweise Zahnradgetriebe. Folglich wird hier nur diese Getriebeart betrachtet. Übliche Getriebetypen im Straßenbahnbereich sind Stirnradgetriebe und Kegelradgetriebe. Die Auswahl eines Getriebetyps hängt von der Lage der An- und Abtriebswelle ab.
- Übersetzung: Die Teilübersetzungen der Getriebestufen werden anhand von Literaturwerten festgelegt. Diese Werte hängen vom gewählten Getriebetyp ab und sind in den Gleichungen (2.9) und (2.10) sowie Abbildung 6 zusammengestellt.
- Lebensdauer: Typische Lebensdauern im Straßenbahnbereich liegen bei circa 30 Jahren.
- Wirkungsgrad: Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems soll größer sein als der des Referenzsystems. Basierend auf den Abschätzungen für die Maschinen- und Stromrichterwirkungsgrade wird ein minimaler Getriebewirkungsgrad definiert. Je nach Datenlage wird ein minimales Wirkungsgradkennfeld erstellt oder nur ein minimaler Wirkungsgrad für einen Punkt ermittelt. Für die Referenz und das Fahrzeugkonzept werden die gleichen Annahmen getroffen.

Einsatzbedingungen

- Einbauort: Getriebe werden bei Schienenfahrzeugen stets an der Radsatzwelle eingebaut und mit einer elastischen (kardanischen) Kupplung mit dieser verbunden.
- Starke Verschmutzungen: Durch den Einbau unterflur und die Nutzung im Freien ist das Getriebe starken Verschmutzungen ausgesetzt.
- Hohe Sicherheitsanforderungen: Straßenbahngetriebe müssen hohe Sicherheitsanforderungen erfüllen.
- Last- und Betriebszyklen: Die Last- und Betriebszyklen, auf die das Getriebe ausgelegt wird, sind durch die Analyse der Fahrzyklen in 4.1.1 beschrieben.

Ein Getriebehersteller kann mit diesen Angaben das Getriebe detailliert auslegen. Hier erfolgen nur die Schritte, die notwendig sind, um die Fahrwerkskonfigurationen zu präzisieren und ein Fahrzeugkonzept zu entwickeln. Dazu wird eine Vorauslegung der Getriebe realisiert. Mit den Formeln aus 2.2.1.3 werden grob Zahnrad Durchmesser, Zahnradbreiten, Achsabstände und Wellen berechnet. In einem ersten Schritt wird überprüft, ob der vorhandene Bauraum mit den technischen Spezifikationen prinzipiell einzuhalten ist. Für prinzipiell realisierbare Getriebekonzepte wird der Getriebewirkungsgrad nach Werten aus der in 2.2.1.3 zusammengefassten Literatur bestimmt. Außerdem wird die Masse mit einer vereinfachten Geometrie der Zahnräder, Wellen und eines Gehäuses abgeschätzt. Da keine detaillierte Konstruktion durchgeführt wird, werden weder Lager noch andere zusätzliche Komponenten ausgelegt.

4.1.6 Wagenkasten

Ziel dieses Prozesses ist es zu überprüfen, ob die Veränderung der Massen in den vorher betrachteten Subsystemen und deren Anordnung eine Anpassung des Wagenkastens erfordern. Dazu werden die Massen auf dem Dach des Fahrzeugkonzepts bestimmt und mit den Massen auf dem Dach des Referenzfahrzeugs verglichen. Bei einer Vergrößerung der Masse auf dem Dach kann es nötig sein, die Wagenkastenstruktur zu verstärken. Da der Wagenkasten möglichst leicht sein soll, ist es bei einer signifikanten Verringerung der Massen auf dem Dach ebenfalls sinnvoll, die Struktur anzupassen. Die VDV-Schrift 152 gibt an, dass bei Anbauteilen mit einer Masse größer 50 kg eine Festigkeitsauslegung durchgeführt werden muss [120].

4.1.7 Bremsen

Die Aufgabe bei der Bremsauslegung ist, die Auswirkungen der Veränderung des Antriebsstrangs, des Fahrwerks und des Wagenkastens auf die Bremsen zu bewerten. Dazu werden aus den Ergebnissen der vorherigen Kapitel Fahrzeugkonzepte zusammengestellt und deren Massen berechnet.

Die drei Bremstypen Scheibenbremse, Magnetschienenbremse und elektrische Bremse bleiben aufgrund der Gesetzeslage und des Stands der Technik bestehen. Ihre Bremskräfte werden bestimmt.

Der Laufwiderstand wird auf die veränderte Fahrzeugmasse angepasst. Dann wird berechnet, welche Bremskraft mit der angepassten Fahrzeugmasse maximal über den Rad-Schiene-Kontakt übertragen werden kann.

Es müssen weiterhin die Anforderungen an das Bremssystem gemäß BOStrab und TR Bremsen eingehalten werden. Diese legen die Bremsverzögerungen der Gefahrenbremse, der Ausfallbremse und der vom Rad-Schiene-Kontakt unabhängigen Bremse fest. Die Gefahrenbremsung erfolgt im Idealfall rein elektrisch, die Norm lässt aber auch eine Kombination der Bremsen zu. Für den Ausfall einer Bremse wird der kombinierte Einsatz der Bremsen untersucht. Jede der drei Bremsen kann ausfallen, weshalb die beiden verbleibenden zusammen die geforderte Bremsverzögerung erreichen müssen. Die Feststellbremse muss das leere Fahrzeug am steilsten Stück im für den Betrieb vorgesehenen Netz halten können. Es wird überprüft, ob die Anforderungen weiterhin erfüllt werden oder ob eine Anpassung einzelner Bremsen nötig ist.

Zuletzt wird die Veränderung der maximal benötigten Bremskraft im Betrieb im Vergleich zum Referenzfahrzeug betrachtet und beurteilt.

4.2 Bewertung

Um die Bewertungskriterien zu definieren, werden einerseits aktuelle Straßenbahnausschreibungen untersucht, die in 3.7 vorgestellt werden. Diese Ausschreibungen geben die Anforderungen aus Sicht der Betreiber wieder. Andererseits wird das allgemeine Lastenheft von Pro Bahn betrachtet, das die Anforderungen der Fahrgäste widerspiegelt. Eine Bewertung nach diesen Kriterien ermöglicht somit, ein sinnvolles Fahrzeug für den Markt zu entwickeln.

Sowohl vom Fahrgastverband als auch in einer Ausschreibung wird eine möglichst niedrige Fahrzeugmasse gefordert.

Wie in 3.7 gezeigt, sind für aktuelle Ausschreibungen insbesondere die Kosten relevant. Eine Bestimmung der Fahrzeugbeschaffungs- und Entwicklungskosten ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Im Betrieb sind die Energiekosten entscheidend. Diese hängen direkt mit dem Wirkungsgrad des Antriebsstrangs zusammen. Im Folgenden wird daher als ein Bewertungskriterium der Energiebedarf genutzt.

Der Fahrkomfort wird in einigen Ausschreibungen ebenfalls als Bewertungskriterium benannt und damit untersucht.

Ein geringer Bauraum, eine geringe Masse und eine hohe Energieeffizienz leiten sich als Kriterien direkt aus den Forschungsfragen ab. Ein geringer Bauraum im Fahrzeug bedeutet ein kleines Volumen der Komponenten. Da das Volumen und die Masse zusammenhängen, werden sie gemeinsam analysiert. Eine hohe Energieeffizienz des Antriebsstrangs bedingt einen geringen Energiebedarf. Damit wird das Fahrzeugkonzept nach den drei Kriterien Masse und Volumen, Energiebedarf sowie Fahrkomfort bewertet.

4.2.1 Masse und Volumen

Die Bewertung der Masse und des Volumens erfolgt in Bezug auf das Referenzsystem. Da das Fahrzeug ausgehend von den Komponenten verändert wird, werden zuerst die Massen- und Volumenveränderungen auf Komponentenebene analysiert. Darauf aufbauend werden die Massen des kompletten Antriebsstrangs, der primär- und sekundärgefederten Massen der Fahrzeugkonzepte und des Referenzfahrzeugs gegenübergestellt. Zuletzt werden die Gesamtfahrzeugmassen der Fahrzeugkonzepte und des Referenzfahrzeugs verglichen.

4.2.2 Energiebedarf

Um den Energiebedarf eines Fahrzeugs zu bestimmen, sind die Wirkungsgrade der Komponenten nötig und die Integration dieser in ein Fahrzeugmodell. In frühen Schritten der Entwicklung des Antriebsstrangs wird der Energiebedarf anhand von simulierten Wirkungsgradkennfeldern berechnet. Damit kann durch den Vergleich mit dem Referenzantriebsstrang überprüft werden, ob die Entwicklung die richtigen Tendenzen aufzeigt.

Sobald die Komponenten entwickelt sind, werden Messungen auf einem Prüfstand durchgeführt, um die Wirkungsgradkennfelder aus den Simulationen zu validieren. Es werden ebenfalls Messungen während eines Fahrspiels durchgeführt, um den Energiebedarf zu bestimmen. Diese Ergebnisse werden wiederum mit dem Referenzsystem verglichen, um eine Bewertung des Fahrzeugkonzepts hinsichtlich des Energiebedarfs zu ermöglichen. Eine Reduktion des Energiebedarfs kann durch eine Verringerung der Masse und durch die Steigerung der Energieeffizienz erreicht werden. Bei der Bewertung des Energiebedarfs ist es sinnvoll, diese Einflüsse zu trennen.

4.2.3 Fahrkomfort

Mithilfe einer Mehrkörpersimulation werden die Beschleunigungen im Fahrzeug auf den Referenzstrecken untersucht. Um das Fahrzeugkonzept mit dem Referenzfahrzeug zu vergleichen, wird ein MKS-Modell sowohl vom Fahrzeugkonzept als auch von der Referenz erstellt. Dabei werden die Massen angepasst. Der Fahrkomfort wird sowohl mit der Methode des Kontinuierlichen Komfort aus der DIN EN 12299 als auch mit der Sperlingmethode bestimmt und ausgewertet. Um die Unsicherheiten und die Chancen einer Masseveränderung darzustellen, wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Eine Verschlechterung im Vergleich zur Referenz ist auch unter Einhaltung des Grenzwerts aus den Ausschreibungen nicht sinnvoll.

5 Anwendung

5.1 Lösungssuche

5.1.1 Einsatzprofile und Fahrzyklen

Es wird ein hochdrehender Antriebsstrang für eine Straßenbahn des Typs Flexity Zürich entwickelt. Die Auswirkungen der Integration eines solchen Antriebsstrangs in ein Straßenbahnfahrzeug werden untersucht.

Straßenbahnen haben ein vielfältiges Einsatzprofil. Um ein repräsentatives Bild zu erstellen, werden drei reale Referenzstrecken genutzt, die das Einsatzprofil des Referenzfahrzeugs widerspiegeln. Ihre Merkmale sind in Tabelle 12 zusammengestellt.

Tabelle 12: Übersicht der Referenzstrecken

Strecke	Maximale Fahrgeschwindigkeit in km/h	Durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit in km/h	Länge in km	Minimaler Kurvenradius in m	Maximale Steigung in ‰
1	60	18	13	19	59
2	45	14	6	-	80
3	70	18	5	-	5

Strecke 1 ist eine typische innerstädtische Strecke mit engen Kurven und Steigungen. Die maximale Steigung liegt bei 59 ‰ und der minimale Kurvenradius bei 19 m. Die maximale Geschwindigkeit liegt bei 60 km/h, die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit bei 18 km/h.

Strecke 2 ist ebenfalls eine innerstädtische Strecke, die vor allem durch hohe Steigungen mit maximal 80 ‰ charakterisiert wird. Die Strecke wird idealisiert ohne Kurvenradien betrachtet, damit der Einfluss der Steigung auf die verschiedenen Bewertungen ersichtlich wird. Die maximale Fahrgeschwindigkeit beträgt 45 km/h, die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit 14 km/h. Diese gerade Strecke charakterisiert sich durch hohe Steigungen und niedrige Geschwindigkeiten.

Strecke 3 stellt eine Straßenbahnstrecke dar, die auch außerhalb der Stadt verläuft. Daher wird die Maximalgeschwindigkeit von 70 km/h erreicht. Die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit auf dieser Strecke liegt bei 18 km/h. Die Strecke wird ebenfalls ohne Kurvenradien betrachtet. Die Steigung wird berücksichtigt, ist mit maximal 5 ‰ aber sehr klein. Die Strecke 3 wird als gerade, ebene Strecke mit hohen Geschwindigkeiten klassifiziert.

Die Räder haben, wie im Referenzfahrzeug, einen Raddurchmesser von 620 mm im neuen und 550 mm im abgenutzten Zustand. Die maximale Fahrgeschwindigkeit von 70 km/h entspricht bei neuen Rädern einer maximalen Raddrehzahl von $599,0 \text{ min}^{-1}$. In Abbildung 21 sind die ermittelten Geschwindigkeiten aus dem Betrieb für eine Hin- und Rückfahrt aufgetragen. Dabei sind die Charakteristiken der Strecken gut erkennbar, wie die niedrigen Fahrgeschwindigkeiten auf Strecke 2 und die hohen Fahrgeschwindigkeiten auf Strecke 3.

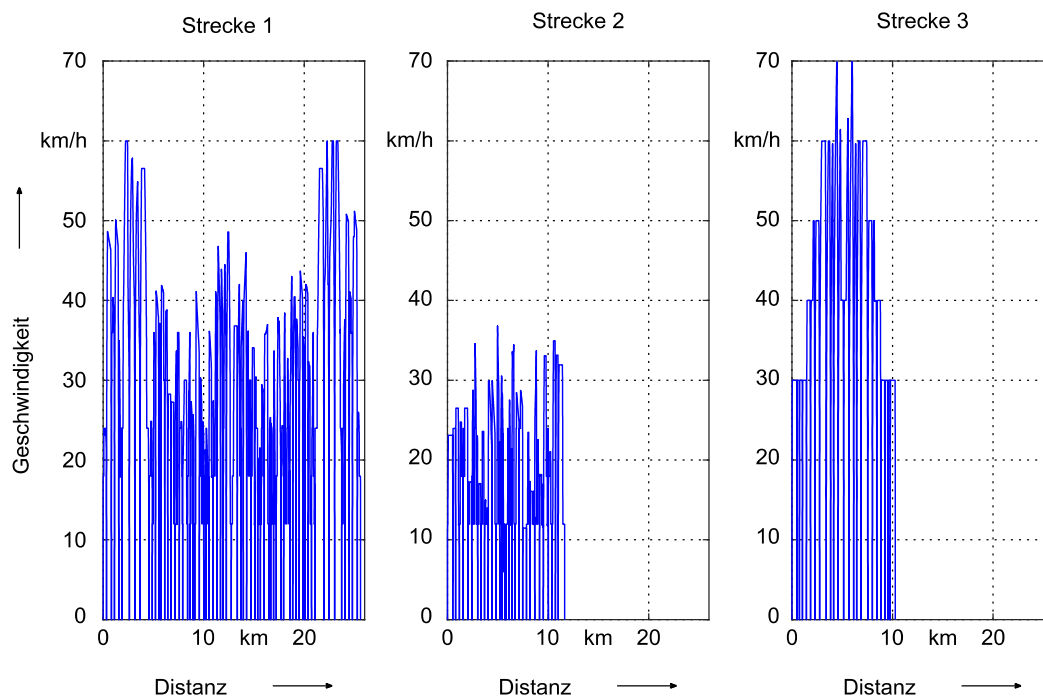


Abbildung 21: Geschwindigkeitsprofil der Strecken 1, 2 und 3 für Hin- und Rückfahrt

In Abbildung 22 sind für die Strecken 1 und 2, bei denen relevante Höhenunterschiede zurückgelegt werden, die Höhen über die Distanz aufgetragen. Strecke 3 ist flach, daher wird diese nicht dargestellt.

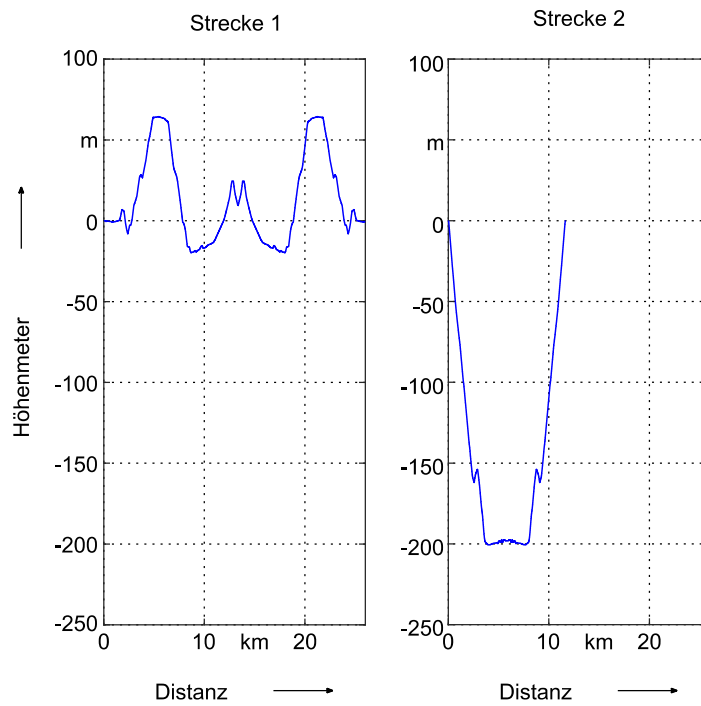


Abbildung 22: Höhenprofil der Strecken 1 und 2 für Hin- und Rückfahrt

Die drei Strecken werden im Folgenden genauer analysiert. Zuerst wird die Auftretenshäufigkeit der Betriebspunkte des Gesamtfahrzeugs im Drehmoment-Drehzahl-Diagramm betrachtet. Dazu werden der Drehmomentbereich in 66 Abschnitte à 200 Nm und der Drehzahlbereich in 61 Abschnitte à 10 min^{-1} unterteilt. Ein Intervall kennzeichnet somit einen Bereich von 200 Nm und 10 min^{-1} . Insgesamt liegen 4026 Intervalle vor.

In Abbildung 23, Abbildung 24 und Abbildung 25 ist für jedes Intervall dargestellt, wie häufig die Betriebspunkte in diesem Intervall im Verhältnis zu allen Betriebspunkten prozentual auftreten. Ab einer Auftretenshäufigkeit von 2 % ist die Auftretenshäufigkeit zusätzlich in der Abbildung mit ihrem Wert gekennzeichnet.

Bei Strecke 1 (Abbildung 23) werden nur 921 der 4026 Intervalle verwendet, dies sind alle Intervalle, die farbig hinterlegt sind. Die Grenzkennlinien beim Fahren und beim Bremsen werden angefahren. Das maximale Raddrehmoment beim Fahren liegt bei 5800 Nm und beim Bremsen bei -7000 Nm . Bei den Drehzahlen 100 min^{-1} , 150 min^{-1} , 200 min^{-1} , 250 min^{-1} , 300 min^{-1} , 350 min^{-1} , 480 min^{-1} und 510 min^{-1} treten nahezu alle möglichen Drehmomente auf. Die Drehzahlen entsprechen den Fahrgeschwindigkeiten von 12 km/h, 18 km/h, 24 km/h, 29 km/h, 36 km/h, 41 km/h, 56 km/h und 60 km/h. Im Leerlauf tritt der gesamte Drehzahlbe-

reich größer 100 min^{-1} auf. Am häufigsten tritt das Intervall 0 Nm bis 200 Nm und 100 min^{-1} bis 110 min^{-1} mit $2,9 \%$ auf.

Beim Beschleunigen folgt das Fahrzeug auf dieser Strecke der Grenzkennlinie. Diese wird bis zu einer Raddrehzahl von 230 min^{-1} durch die maximale Beschleunigung beschränkt. Danach begrenzt die installierte Leistung das Drehmoment und es fällt hyperbolisch ab. Das Fahrzeug beschleunigt mit der maximalen Beschleunigung, bis es die oben erwähnten Fahrgeschwindigkeiten erreicht. Dann fährt es mit konstanter Geschwindigkeit und rollt bis kurz vor der nächsten Haltestelle. Dort bremst es dann der Grenzkennlinie folgend. Die am häufigsten auftretenden Intervalle bei niedrigen Drehmomenten erklären sich daher durch das Rollen und Fahren mit konstanter Geschwindigkeit.

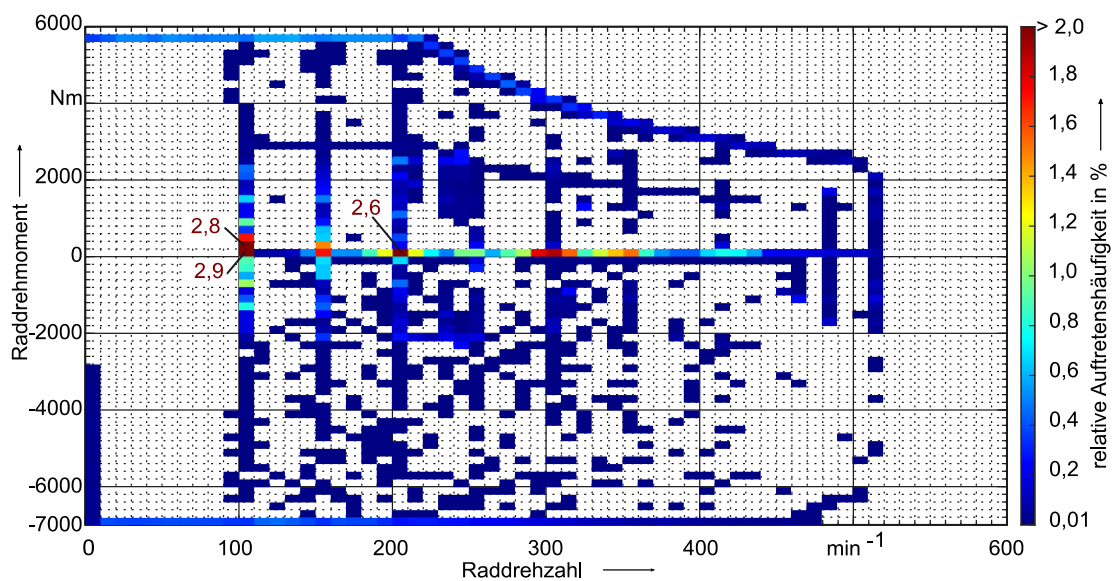


Abbildung 23: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 1 mit Häufigkeiten $>2 \%$ in Braun

Bei Strecke 2 (Abbildung 24) werden 624 der 4026 Intervalle verwendet. Die Grenzkennlinie beim Fahren ist im Ansatz zu erkennen. Beim Bremsen zeigt sich nur der konstante Bereich der Grenzkennlinie. Bei den Drehzahlen 100 min^{-1} , 150 min^{-1} und 200 min^{-1} treten nahezu alle möglichen Drehmomente auf. Bei 50 min^{-1} , das entspricht 6 km/h , sind sieben genutzte Drehmomentintervalle zu erkennen. Im Leerlauf tritt der gesamte Drehzahlbereich von 100 min^{-1} bis zu 390 min^{-1} auf. Am häufigsten tritt das Intervall 200 Nm bis 400 Nm und 100 min^{-1} bis 110 min^{-1} mit $4,0 \%$ auf.

Auf dieser Strecke liegt die maximale Fahrgeschwindigkeit niedriger als auf Strecke 1. Es wird auch mit einer Geschwindigkeit von 6 km/h gefahren. Wie bei Strecke 1 wird auf der Grenzkennlinie beschleunigt und gebremst. Die Strecke hat hohe Steigungen. Die maximale Geschwindigkeit wird beim Bergabfahren erreicht. Die am häufigsten auftretenden Intervalle liegen erneut bei niedrigen Drehmomenten, wo die konstante Fahrgeschwindigkeit gehalten wird.

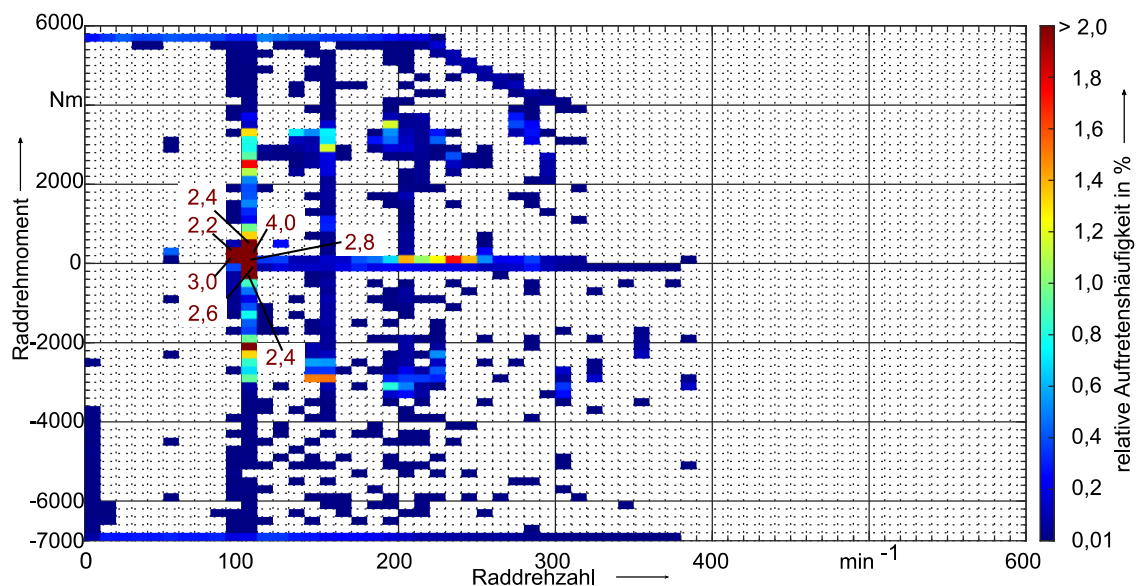


Abbildung 24: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 2 mit Häufigkeiten $>2 \%$ in Braun

Bei Strecke 3 (Abbildung 25) werden 349 der 4026 Intervalle verwendet. Die Grenzkennlinie wird beim Fahren und beim Bremsen komplett abgefahren. In den Bereichen 220 min^{-1} bis 260 min^{-1} , 300 min^{-1} bis 350 min^{-1} , 390 min^{-1} bis 430 min^{-1} und 470 min^{-1} bis 520 min^{-1} treten die meisten Drehmomentbereiche auf. Diese Bereiche sind leicht zu den ansteigenden Geschwindigkeiten gekrümmt. Zwischen 30 min^{-1} bis 60 min^{-1} kommen positive Drehmomentbereiche unterhalb der Grenzkennlinie vor. Leerlauf tritt nur bei den bereits genannten Drehzahlbereichen auf. $25,6 \%$ aller Betriebspunkte fallen in das Intervall 0 Nm bis 200 Nm und 250 min^{-1} bis 260 min^{-1} .

Auch auf dieser Strecke wird entlang der Grenzkennlinie beschleunigt und gebremst. Die maximalen Fahrgeschwindigkeiten liegen höher als bei den vorherigen Strecken. Beim Anfahren wird weniger stark als bei den Strecken 1 und 2 beschleunigt. Auch hier sind die am häufigsten auftretenden Betriebspunkte fahren mit konstanter Geschwindigkeit.

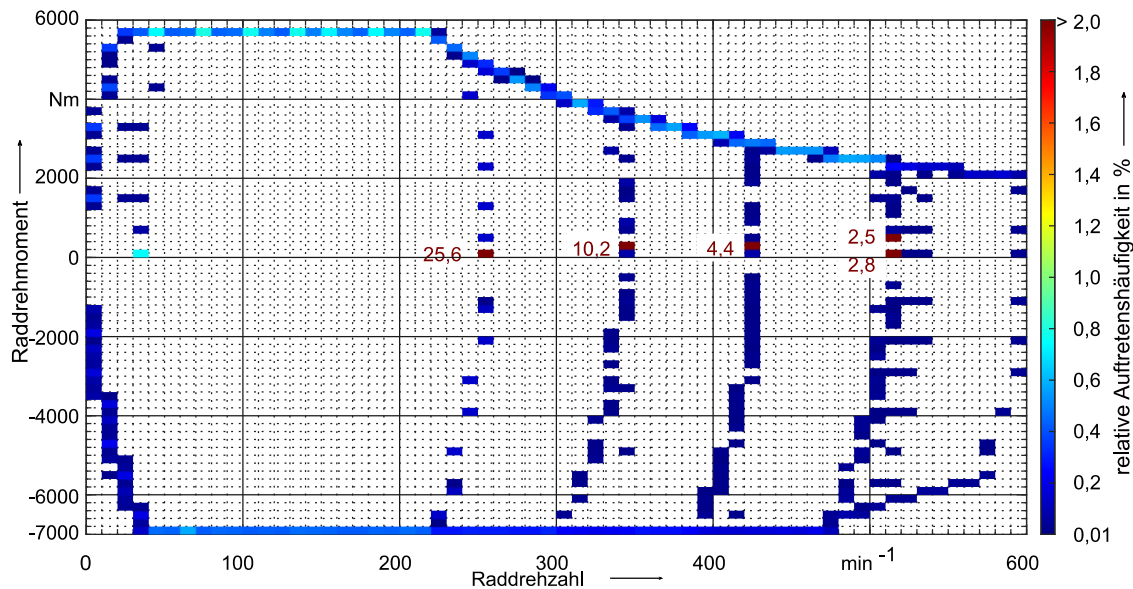


Abbildung 25: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 3 mit Häufigkeiten >2 % in Braun

Bei allen drei Strecken wird mit dem maximalen Bremsmoment verzögert. Auch das maximale Raddrehmoment bei niedrigen Geschwindigkeiten und Teile der Leistungshyperbel sind zu erkennen. Auf allen drei Strecken wird die verfügbare Leistung des Antriebs ausgenutzt. Nur auf Strecke 3 wird die maximale Raddrehzahl des Fahrzeugs erreicht. Je nach Strecke werden unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten über einen längeren Zeitraum gefahren. Bei allen drei Strecken wird am häufigsten das Intervall bei niedrigen Drehmomenten und der niedrigsten konstant gefahrenen Fahrgeschwindigkeit verwendet. Auf Strecke 1 und 2 treten Phasen auf, in denen der Antrieb sich im Leerlauf befindet. Strecke 3 unterscheidet sich von den anderen Strecken durch höhere Geschwindigkeiten und weniger starke Beschleunigungs- und Bremsvorgänge.

Der Energiebedarf hängt sowohl von der Auftretenshäufigkeit als auch von der Leistung des Betriebspunkts ab. Daher wird im nächsten Schritt der Einfluss der Intervalle auf den Gesamtenergiebedarf ermittelt. Dazu wird der relative Energiebedarf berechnet. Die Energie E_i hängt von der Zeitdauer Δt des Auftretens ab

$$E_i = M_{\text{Rad},i} \cdot n_{\text{Rad},i} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \Delta t \quad (5.1)$$

mit $M_{\text{Rad},i}$ dem Raddrehmoment des Intervalls i und $n_{\text{Rad},i}$ der Raddrehzahl des Intervalls. Der relative Energiebedarf e_{proz} ist der Anteil von E_i am gesamten Energiebedarf

$$e_{\text{proz}} = \frac{E_i}{\sum E_i} \cdot 100. \quad (5.2)$$

Der gesamte Energiebedarf $\sum E_i$ wird nach Fahren und Bremsen getrennt betrachtet.

Der relative Energiebedarf der einzelnen Intervalle für die drei Referenzstrecken ist in Abbildung 26, Abbildung 27 und Abbildung 28 über der Raddrehzahl und dem Raddrehmoment aufgetragen.

Bei Strecke 1 (Abbildung 26) tragen 879 von 4026 Intervallen zum Energiebedarf bei. Nur Intervalle, in denen der Anteil am Energiebedarf über 0,04 % liegt, werden dargestellt. Es sind hohe Anteile auf der Grenzkennlinie beim Fahren und beim Bremsen zu erkennen. Da die Grenzkennlinie bei jedem Beschleunigungs- und Bremsvorgang angefahren wird, ist die Auftrenshäufigkeit dort hoch. Zusätzlich steigt die Leistung bis zum Nennpunkt an, während sie danach konstant bleibt. Aus diesen zwei Gründen haben die Intervalle auf der Grenzkennlinie um den Nennpunkt einen hohen Anteil an der Gesamtenergie.

Der höchste relative Energiebedarf beim Fahren ist 2,9 %. Er befindet sich im Intervall zwischen 5600 Nm und 5800 Nm sowie 190 min^{-1} und 200 min^{-1} . Beim Bremsen liegt der maximale relative Energiebedarf bei 2,8 % in einem ähnlichen Drehzahlbereich, 180 min^{-1} bis 190 min^{-1} und ebenfalls beim maximalen Drehmoment von -6800 Nm und -7000 Nm . 75 % der Energie werden in 91 Intervallen umgesetzt. In diesen Intervallen sind die Anteile beim Fahren bei mindestens 0,6 % und beim Bremsen bei mindestens 0,5 %. Diese Intervalle liegen zum Großteil auf den Grenzkennlinien beim Fahren und beim Bremsen.

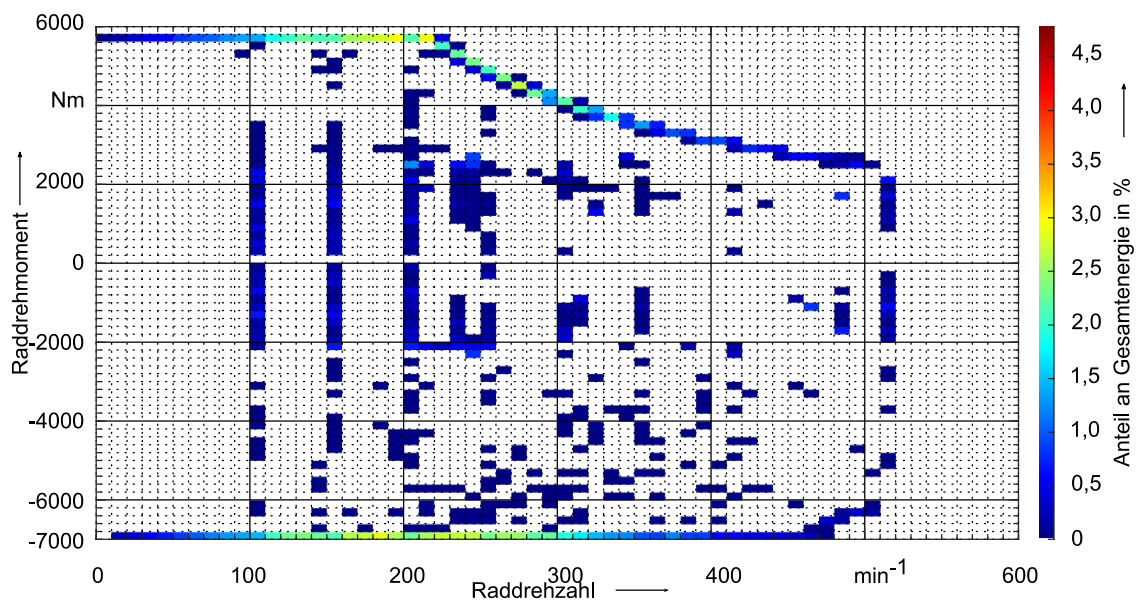


Abbildung 26: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 1

Bei Strecke 2 (Abbildung 27) tragen 599 von 4026 Intervalle ihren Anteil zum Energiebedarf bei. Nur Intervalle, in denen der Anteil am Energiebedarf über 0,04 % ist, werden dargestellt.

Der höchste relative Fahrenergiebedarf liegt bei 4,8 % im Intervall von 3400 Nm und 3600 Nm sowie 190 min^{-1} und 200 min^{-1} . Der höchste relative Bremsenergiebedarf hat einen Wert von 4,8 % und befindet sich im Intervall -2800 Nm und -3000 Nm sowie 140 min^{-1} 150 min^{-1} . Wie bei Strecke 1 tragen Intervalle auf der Grenzkennlinie in der Nähe des Nennpunkts einen großen Anteil zum Energiebedarf bei. Durch die Steigungen auf dieser Strecke werden Drehmomente im mittleren Bereich benötigt, um die Geschwindigkeit halten zu können. Diese Betriebspunkte leisten ebenfalls einen signifikanten Beitrag zur Gesamtenergie, je höher die Fahrgeschwindigkeit desto größer deren Anteil.

75 % des Energiebedarfs werden beim Fahren mit allen Intervallen, in denen der Anteil größer als 0,6 % ist, abgedeckt. Dies sind 46 Intervalle. Die Intervalle befinden sich hauptsächlich auf der Grenzkennlinie zwischen 50 min^{-1} und 220 min^{-1} sowie bei 100 min^{-1} , 150 min^{-1} und 200 min^{-1} zwischen 2000 Nm und 3400 Nm. Beim Bremsen wird 75 % der Energie mit allen Intervallen, in denen der Anteil größer als 0,8 % ist, abgedeckt. Dies sind 46 Intervalle. Diese Intervalle liegen auf der Grenzkennlinie zwischen 50 min^{-1} und 220 min^{-1} sowie bei 100 min^{-1} , 150 min^{-1} und 200 min^{-1} zwischen -2000 Nm und -3400 Nm .

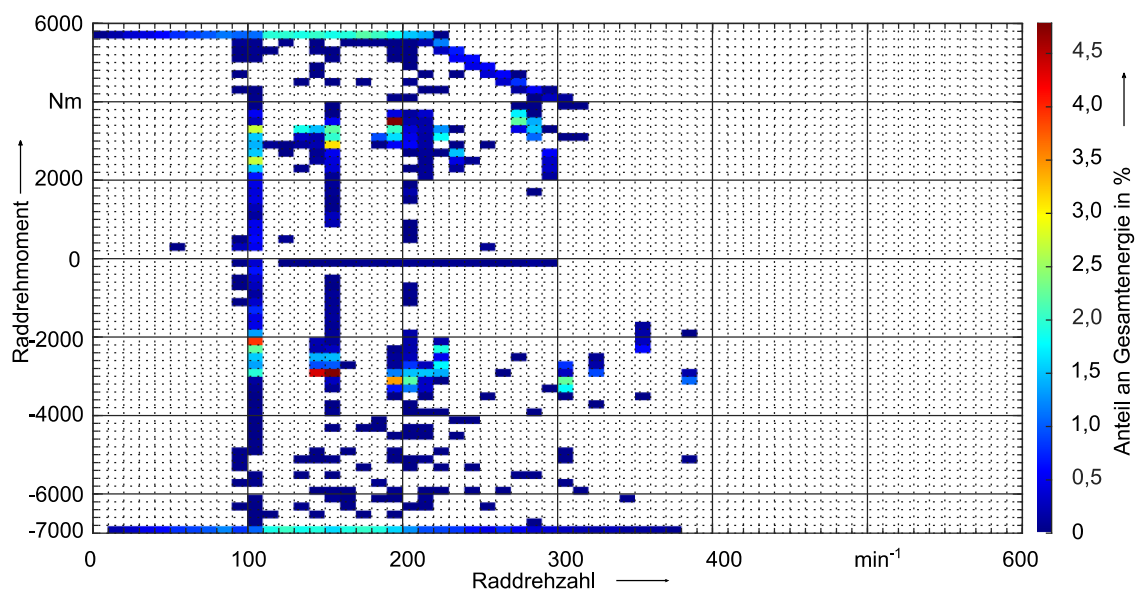


Abbildung 27: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 2

Bei Strecke 3 (Abbildung 28) liegen in 341 von 4026 Intervallen Anteile größer 0 % vor. Nur Intervalle, in denen der Anteil am Energiebedarf über 0,04 % ist, werden in Abbildung 28 dargestellt. Den größten Anteil am Energiebedarf mit 3,0 % hat bei Strecke 3 das Intervall zwischen 210 min^{-1} und 220 min^{-1} sowie 5600 Nm und 5800 Nm . Beim Bremsen beträgt der größte Anteil 2,5 % im Intervall -7000 Nm und -6800 Nm sowie 370 min^{-1} 380 min^{-1} . Beim Fahren decken 41 Intervalle 75 % des Energiebedarfs ab. Jedes dieser Intervalle trägt mehr als 1,2 % zum Gesamtenergiebedarf bei. Diese Intervalle befinden sich auf der Grenzkennlinie bei Drehzahlen zwischen 100 min^{-1} und 500 min^{-1} . Beim Bremsen tragen 39 Intervalle mit mehr als 0,9 % zum Gesamtenergiebedarf bei. Diese Intervalle liegen auf der Grenzkennlinie zwischen 100 min^{-1} und 470 min^{-1} . Auch bei Strecke 3 wird der Gesamtenergiebedarf stark durch die Intervalle auf der Grenzkennlinie ab etwa 150 min^{-1} beeinflusst.

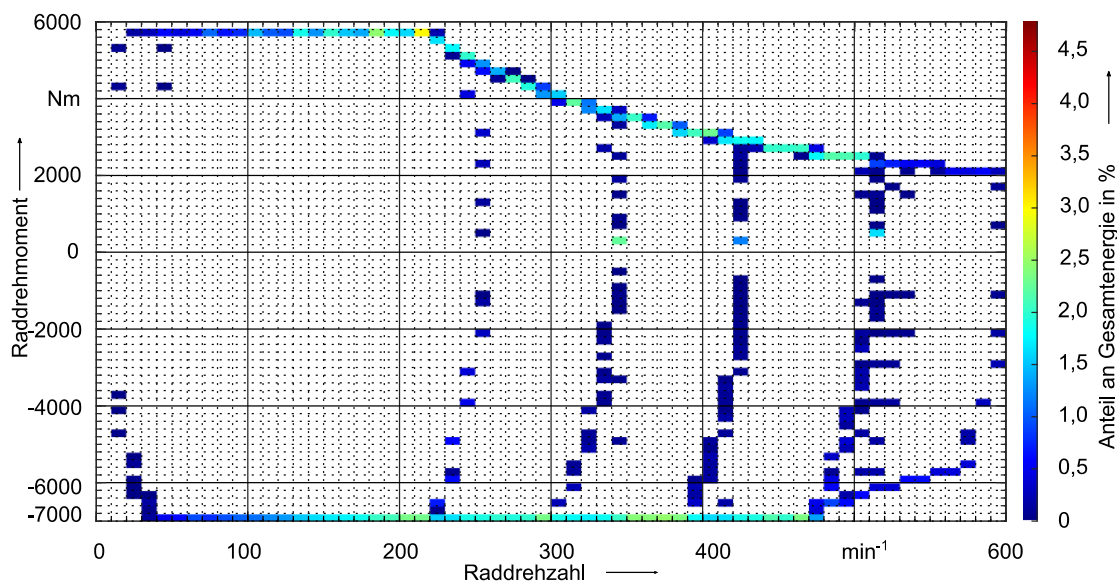


Abbildung 28: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 3

Die Analyse der Strecken zeigt, dass der Wirkungsgrad der Antriebsstrangkomponenten in einigen Betriebsintervallen wichtiger als in anderen ist. Auch wenn die Auftretenshäufigkeit der Betriebsintervalle vom Streckenprofil abhängt, zeigt sich dies bei einer energetischen Betrachtung weniger. Bei der Auslegung sollten daher besonders die Bereiche der Grenzkennlinie beim Fahren und Bremsen ab einer Raddrehzahl von etwa 100 min^{-1} berücksichtigt werden. Zudem sind die Drehmomentbereiche von $\pm 2000 \text{ Nm}$ bis $\pm 3400 \text{ Nm}$ bei den Drehzahlen 100 min^{-1} , 150 min^{-1} und 200 min^{-1} in die Auslegung einzubeziehen.

5.1.2 Elektrische Maschine

In 5.1.1 werden mit dem Einsatzprofil die allgemeinen Anforderungen an das Fahrzeugkonzept festgelegt. Darauf basierend kann die Auswahl einer hochdrehenden elektrischen Maschine begonnen werden. Sie wird für eine Niederflurstraßenbahn, die auf den drei Referenzstrecken verkehren soll, ausgelegt.

Die maximale Drehzahl orientiert sich an bestehenden Projekten im Automobil- und Schienenfahrzeugbereich, die in 3.4 vorgestellt werden. Im Automobilbereich gibt es seriennahe Entwicklungen von ASM mit bis zu $20\,000\text{ min}^{-1}$. Im Bahnbereich werden selbst bei Prototypen Drehzahlen von maximal 9000 min^{-1} angestrebt, um weiterhin zweistufige Getriebe nutzen zu können. Um einen signifikanten Effekt der hochdrehenden Antriebsmaschine zu erreichen, wurde im Förderprojekt MTAB beschlossen, in Anlehnung an die Entwicklungen im Automobilbereich eine Maximaldrehzahl von $20\,000\text{ min}^{-1}$ vorzusehen.

Um die Anforderungen an die elektrische Maschine abzuleiten, werden Vorüberlegungen zum Getriebe angestellt. Wie bei Straßenbahnfahrzeugen üblich, wird ein Getriebe mit einer konstanten Übersetzung benötigt. Die Übersetzung i berechnet sich aus der maximalen Fahrgeschwindigkeit v_{\max} , dem Radius r_{Rad} des abgenutzten Rads und der daraus abgeleiteten Rad-drehzahl $n_{\text{Rad,max}}$ sowie der maximalen Motordrehzahl $n_{\text{Motor,max}}$. Die Auslegungsgeschwindigkeit ist wie beim Referenzfahrzeug 70 km/h und der Radius des abgenutzten Rads 275 mm .

$$n_{\text{Rad,max}} = \frac{v_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{Rad}}} \quad (5.3)$$

$$i_{\text{Getriebe}} = \frac{n_{\text{Motor,max}}}{n_{\text{Rad,max}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{Rad}} \cdot n_{\text{Motor,max}}}{v_{\max}} = 29,6 \quad (5.4)$$

Diese Übersetzung kann grundsätzlich mit einem zwei- oder dreistufigen Getriebe realisiert werden. Ein dreistufiges Getriebe hat durch die kleineren Zahnräder kompaktere Abmaße und ermöglicht eine höhere Flexibilität bei der Konstruktion. Da es sich daher besser für die Integration in das Fahrwerk eignet, wird ein dreistufiges Getriebe gewählt.

Da für das Getriebe eine dritte Stufe erforderlich wird, sinkt der Wirkungsgrad im Vergleich zum Referenzsystem. Wird der Wirkungsgrad unterschätzt, wird das Drehmoment der elektrischen Maschine beim Bremsen unterschätzt und beim Fahren überschätzt. Wird der Wirkungsgrad überschätzt, wird das Drehmoment beim Bremsen zu hoch und beim Fahren zu niedrig angenommen. Das absolute Drehmoment ist im Anforderungsprofil beim Bremsen höher. Somit wird mit einem überschätzten Wirkungsgrad der anspruchsvollste Fall betrachtet. Daher wird für den Getriebewirkungsgrad $\eta_{\text{Getriebe}} = 97\%$ aus dem Referenzsystem übernommen.

Die aus dem Fahrprofil und der Übersetzung resultierende Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie ist auf Abbildung 29 zu sehen. Die höchste Anforderung beim Bremsen tritt bei der Gefahrenbremse auf.

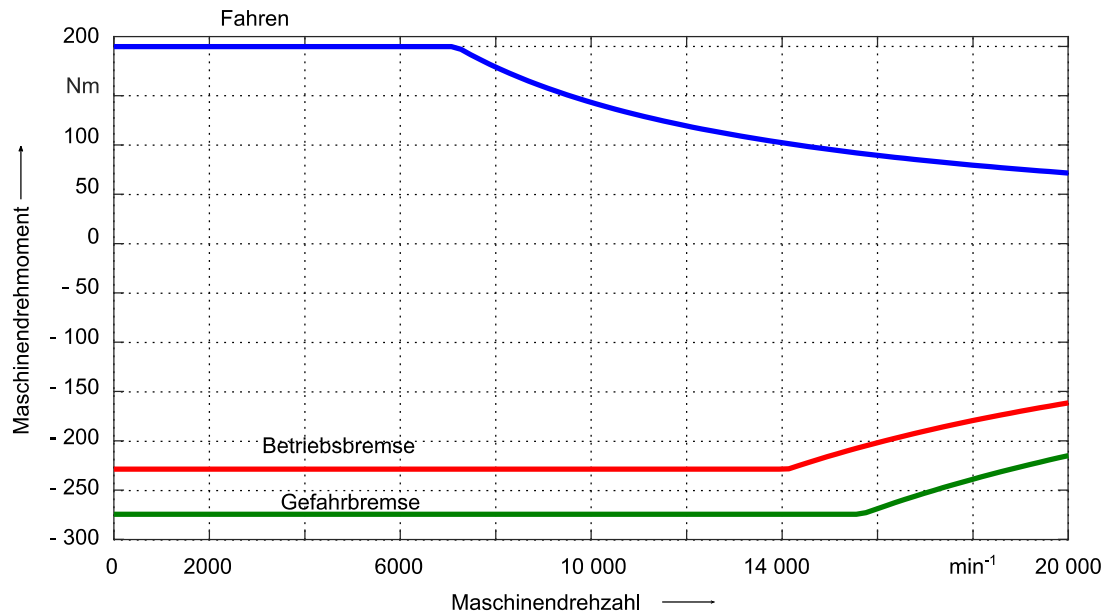


Abbildung 29: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie

Eine Vorgehensweise zur Entwicklung einer hochdrehenden elektrischen Maschine wird in [E2] vorgestellt. Für eine gewisse Anzahl Lösungen werden elektromagnetische Entwürfe ausgearbeitet. Damit kann zusätzlich zu den Kriterien Kosten, Masse, Volumen, Robustheit und elektrische Spannungsfestigkeit auch der Wirkungsgrad in ausgewählten Betriebspunkten bewertet werden. Die Betriebspunkte werden nach der Häufigkeit ihres Auftretens auf den Referenzstrecken ausgewählt. Die Vorgehensweise und Ergebnisse der entsprechenden Auslegung und Entwicklung sind in [E2] aufgezeigt.

Um die Technologie der Maschine auszuwählen, werden Wirkungsgradkennfelder für eine Asynchronmaschine und eine permanenterrregte Synchronmaschine generiert und über die Fahrzyklen miteinander verglichen. Die Methode zum Vergleich wurde in den Veröffentlichungen [E1] und [E2] vorgestellt. Für die gewählten Referenzstrecken werden die zwei Maschinentechnologien im Hinblick auf die Energieeffizienz verglichen. Dabei werden die Referenzstrecken in beiden Fahrtrichtungen betrachtet. Es werden zwei Fahrzeuge, die sich nur durch den Fahrmotor unterscheiden, verglichen. Die Wirkungsgrade der zwei Maschinen auf den Referenzstrecken werden in Tabelle 13 zusammengetragen. Im Mittel über die Strecken ist der Wirkungsgrad der PSM um 1 Prozentpunkt höher.

Der Energiebedarf ist in Tabelle 14 hinterlegt. Die PSM benötigt auf den drei Strecken zwischen 1 kWh und 2 kWh Energie weniger. Das bedeutet eine Einsparung von 0,1 kWh/km über eine

Hin- und Rückfahrt auf allen Referenzstrecken. Im Hinblick auf die Energieeffizienz hat die PSM für die gewählten Randbedingungen einen Vorteil. Da im Förderprojekt MTAB entschieden wurde, eine Asynchronmaschine zu bauen, wird in dieser Dissertation auch eine Asynchronmaschine betrachtet.

Tabelle 13: Mittlerer Wirkungsgrad der ASM und PSM für die Referenzstrecken

	Asynchronmaschine	Permanenterregte Synchronmaschine
	Wirkungsgrad in %	Wirkungsgrad in %
Strecke 1	94	95
Strecke 2	94	95
Strecke 3	94	95

Tabelle 14: (Spezifischer) Energiebedarf eines Fahrzeugs mit ASM bzw. PSM auf Referenzstrecken

	Asynchronmaschine		Permanenterregte Synchronmaschine	
	Energiebedarf in kWh	spezifischer Energiebedarf in kWh/km	Energiebedarf in kWh	spezifischer Energiebedarf in kWh/km
Strecke 1	148	5,7	146	5,6
Strecke 2	80	6,7	79	6,6
Strecke 3	74	7,4	73	7,3

Aus den Fahrzyklen werden die Leistungsanforderungen abgeleitet. Maximal müssen an der Motorwelle kurzfristig 135 kW beim Fahren und 450 kW beim Bremsen erbracht werden. Als Ausgangswert für die Entwicklung wird für die Asynchronmaschine eine Dauerleistung von 75 kW angenommen, da die Asynchronmaschine im Betrieb kurzfristig überlastet werden kann.

Um zu überprüfen, ob die Leistung der elektrischen Maschine ausreichend ist, wird ihr thermisches Verhalten über einen Betriebstag simuliert. Ein Straßenbahnfahrzeug durchfährt an einem Tag eine Strecke mehrmals hintereinander. Falls die Leistung der Maschine zu gering gewählt wird, kommt es zu einer unzulässigen Erwärmung der Maschine und damit zu einer erhöhten Ausfallwahrscheinlichkeit. Ein passendes thermisches Modell für hochdrehende Maschinen hat der Autor von [36] entwickelt und der Autor von [S2] auf die hier untersuchte Maschine angepasst. Die ersten vier Stunden sind in der Abbildung 30 dargestellt.

Die maximalen Temperaturen treten bereits beim zweiten Durchfahren der Strecken auf. Die elektrische Maschine heizt sich darüber hinaus nicht weiter auf. Die höchsten Temperaturen werden im Stator am Wickelkopf und im Rotor an den Käfigstäben erreicht. Diese beiden Punkte sind damit besonders temperaturkritisch und werden zur Bewertung herangezogen. Im Wickelkopf liegen die maximalen Temperaturen $T_{WK,max}$ bei 138 °C auf der Strecke 3. Der Rotorkäfig erreicht ebenfalls auf Strecke 3 seine maximale Temperatur $T_{RK,max}$ von 124 °C. Auf Strecke 1 liegt die maximale Temperatur im Wickelkopf bei 127 °C und im Rotorkäfig bei 123 °C. Bei Strecke 2 sind es 135 °C im Wickelkopf und 116 °C im Rotorkäfig. Die durchschnittliche Temperatur im Wickelkopf $T_{WK,avg}$ ist auf allen Strecken ähnlich, bei Strecke 1 liegt sie bei 102 °C bei Strecke 2 und 3 bei 101 °C. Auf der Strecke 1 herrscht eine durchschnittliche Temperatur $T_{RK,avg}$ von 113 °C im Rotorkäfig, bei der Strecke 3 sind es 114 °C und bei Strecke 2 107 °C. Die maximale Temperatur im Rotor und Stator darf 180 °C nicht überschreiten, um eine Schädigung auszuschließen. Es werden maximal 138 °C erreicht. Die Auslegung und die Dauerleistung von 75 kW der elektrischen Maschine sind somit ausreichend für die betrachteten Referenzstrecken.

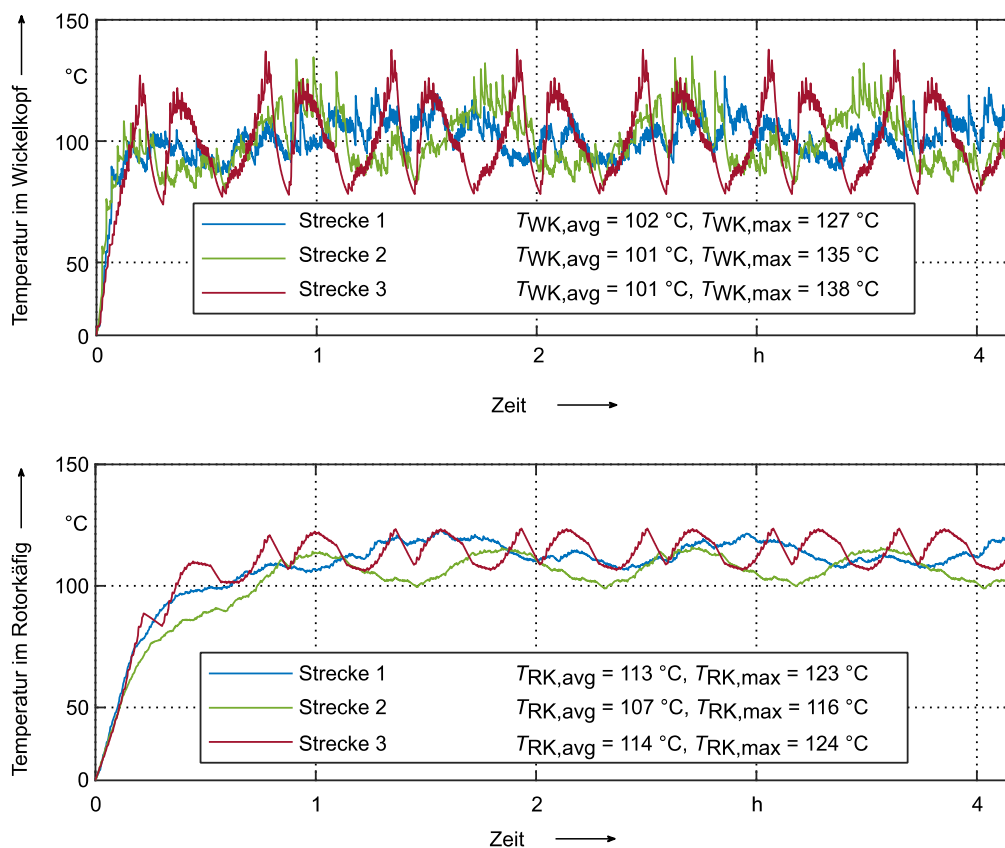


Abbildung 30: Temperaturen am Wickelkopf und am Rotorkäfig für Referenzstrecken nach [S2]

Eine Traktionsmaschine mit den definierten Anforderungen wurde im Rahmen des in 1.3 vorgestellten Förderprojekts MTAB von der Firma Vincorion Power Systems GmbH ausgelegt und realisiert. Die Asynchronmaschine ist als Innenläufermaschine mit Flüssigkeitskühlung ausgeführt. Die Details dazu sind in [E2] beschrieben. Der Fahrmotor, siehe Abbildung 31, hat eine Länge von 518 mm und einen Durchmesser von 240 mm. Er hat eine Masse von 125 kg und ein Volumen von 0,021 m³. Simulierte Wirkungsgradkennfelder und eine technische Zeichnung liegen vor.



Abbildung 31: Hochdrehende Maschine Foto: VINCORION Power Systems GmbH

5.1.3 Stromrichter

Der Stromrichter wird für den Betrieb einer Straßenbahn auf drei Referenzstrecken mit der in 5.1.2 ausgewählten hochdrehenden elektrischen Maschine ausgelegt. Aus den Einsatzprofilen werden die maximalen Leistungen beim Fahren und beim Bremsen abgeleitet. Für den Stromrichter werden Leistungsmodule ausgewählt, die auf dem Markt verfügbar sind. Der Temperaturhub der Sperrschicht wird auf 50 K im Normalbetrieb respektive auf 60 K bei der Gefahrenbremsung beschränkt, um eine lange Lebensdauer zu gewährleisten.

Der Nennwert der Oberleitungsspannung beträgt 750 V, daraus wird die Zwischenkreisspannung und der Schwankungsbereich abgeleitet. Die Anforderungen an den Stromrichter sind in Tabelle 15 aufgeführt.

Tabelle 15: Anforderungen Stromrichter

Maximale Leistung Fahren in kW	135
Maximale Leistung Bremsen in kW	450
Zwischenkreisspannung nominal und Schwankungsbereich in V	750 +20 % 750 -30 %
Vorlauftemperatur des Kühlwassers in °C	65
Erlaubter Temperaturhub (Normal/Gefahr) in K	50/60

Eine Marktrecherche ergab drei für diese Anwendung infrage kommende Halbleitermodule von verschiedenen Herstellern. Ein 2-Level-Hybrid-Modul mit Si-IGBT und SiC-Diode, ein 2-Level-Modul mit SiC-MOSFET und SiC-Diode sowie ein 3-Level-Modul mit Si-IGBT und Si-Diode. Diese gibt es jeweils in den Spannungsklassen 1200 V und 1700 V.

Schaltzeit

In der folgenden Tabelle 16 sind die Schaltzeiten der verschiedenen Module zusammengetragen. Die 2-Level-Hybrid-Module haben 1,7 bis 4,5-mal so hohe Schaltzeiten wie die beiden anderen Modultypen. Da das Ziel möglichst niedrige Schaltzeiten sind, werden die 2-Level-Hybrid-Module hier ausgeschlossen. Die Schaltzeiten der 3-Level-Si-Module sind 2,7-mal so groß wie die der 2-Level-SiC-Module.

Tabelle 16: Schaltzeiten der verschiedenen Modularten

Modul	2-Level-Hybrid	2-Level-SiC	3-Level-Si
Schaltzeit in ns	1050	226	611

Temperatur

Keins der Module überschreitet die erlaubte Maximaltemperatur im Betrieb. Alle 1700-V-SiC-Module übersteigen jedoch den maximalen Temperaturhub. Die 1200-V-SiC-Module halten den Temperaturhub ein, sofern sie parallel geschaltet werden. Auch die 1200-V-3-Level-Si-Module halten den Temperaturhub ein.

Spannungsklasse

Da die Module der Spannungsklasse 1700 V durch das Kriterium Temperaturhub ausgeschieden sind, wird auf die 1200-V-Klasse ausgewichen. Damit ist eine geringere Spannungsreserve für auftretende Spannungsspitzen vorhanden. Dies ist für den Versuchsbetrieb ausreichend, für eine Straßenbahn in einem 750 V Netz allerdings sehr kritisch.

Modulfläche

Die untersuchten 2-Level-SiC-Module sind halb so groß wie die 3-Level-Si-Module. Daher werden fortfolgend nur die 2-Level-SiC-Module weiter betrachtet.

Wirkungsgrad

Ein Stromrichter basiert auf zwei gleichen parallel geschalteten 1200-V-Modulen. Drei Stromrichterkonzepte werden in Bezug auf ihren Wirkungsgrad verglichen. Die in Stromrichter 1 und 2 verbauten Module stammen vom gleichen Hersteller. Bei allen drei Stromrichtern wird der durchschnittliche Wirkungsgrad über die drei Referenzstrecken berechnet.

Stromrichter 1 hat auf allen drei Streckenverläufen den höchsten Wirkungsgrad, gefolgt von Stromrichter 2 und Stromrichter 3. Die durchschnittlichen simulierten Stromrichterwirkungsgrade auf den Referenzstrecken sind in Tabelle 17 dargestellt. Der Stromrichter 1 mit einer nominalen Zwischenkreisspannung von 750 V wird somit weiterentwickelt. Das ausgewählte Modul ist ein SiC-Modul mit MOSFETs, einer Spannungsklasse von 1200 V [135].

Tabelle 17: Wirkungsgrade der Stromrichter für die Referenzstrecken

Strecke	Stromrichter 1	Stromrichter 2	Stromrichter 3
1	98,2 %	98,0 %	97,4 %
2	97,7 %	97,4 %	96,6 %
3	98,6 %	98,5 %	98,0 %

Basierend auf diesem Modul und entsprechend der Anforderungen wurde im Rahmen des Förderprojekts MTAB von Fraunhofer IISB ein Stromrichter mit einer maximalen Schaltfrequenz von 20 kHz realisiert. Dieser hat die Abmessungen 521 mm auf 249 mm auf 117 mm (Länge x Breite x Höhe) und wiegt 14 kg. Sein Volumen beträgt 0,015 m³. Abbildung 32 zeigt ein Foto des wassergekühlten Stromrichters.

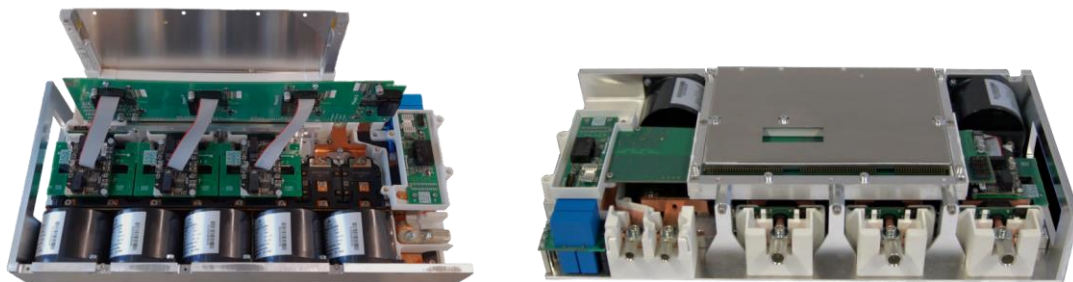


Abbildung 32: Stromrichter Foto: Simon Quergfelder, Fraunhofer-Institut für Integrierte Systeme und Bauelemente-technologie

5.1.4 Fahrwerk

Die in 4.1.4 vorgestellte Vorgehensweise wird auf die hier vorliegende Aufgabenstellung angewandt. Das Ziel ist es, eine Fahrwerkskonfiguration für die in den vorherigen Kapiteln ausgewählte elektrische Maschine und Stromrichter für eine Niederflurstraßenbahn zu finden.

Zuerst wird der auf dem Fahrzeugkonzept zur Verfügung stehende Bauraum analysiert. Die Anforderungen an den Bauraum werden durch verschiedene Quellen festgelegt. Eine Zusammenfassung der Quellen ist in Tabelle 18 zusammengestellt.

Tabelle 18: Quellen für die Anforderungen an den Bauraum des Straßenbahnfahrzeugs

Größe	Quelle
Spurmaß	Straßenbahnnetz
Fahrzeugbreite	BOStrab, Straßenbahnnetz, Referenzfahrzeug
Höhe	Straßenbahnnetz
Gangbreite	TSI PRM [126]
Stufenhöhe	DIN 18065 [24], Ril 813 01/02 [17]
Räder	Referenzfahrzeug, DIN 25112 [25]
Fußbodenhöhe/ Rampe	TSI PRM [126], Referenzfahrzeug
Sitzgruppe	Literatur [3, 42, 104, 124, 127], Referenzfahrzeug
Achsstand	Referenzfahrzeug

Die Anforderungen, die durch die Infrastruktur gestellt werden, leiten sich aus dem Straßenbahnnetz in Zürich ab. Die Bezugslinie für dieses Netz ist auf Abbildung 33 gezeigt. Die Bezugslinie ist die Grenzlinie für die Begrenzung der Fahrzeuge und Ladungen. Laut Bezugslinie der Verkehrsbetriebe Zürich (VBZ) darf die Breite einen Wert von 2520 mm nicht überschreiten [14]. Da das Fahrzeug seine relative Lage im Gleis während der Fahrt verändert, sind die Fahrzeugabmessungen kleiner als die Bezugslinie. Das Referenzfahrzeug hat eine Breite von 2400 mm. Es gilt die Annahme, dass das Fahrzeug die gleichen Länge und die Position der Drehgestelle beibehält und sich die Querverfederung gleich verhält. Dann kann mit dieser Breite auch in Kurven die Bezugslinie eingehalten werden.

Aus der Bezugslinie leitet sich ab, dass die Komponenten mindestens 50 mm Abstand zur Schienenoberkante (SOK) haben müssen, wenn sie weniger als 845 mm vom Gleismittelpunkt entfernt sind. Da dies den Großteil des Fahrzeugs abdeckt, werden in der Abstraktionsebene vereinfacht durchgängig 50 mm angenommen. Diese 50 mm müssen auch bei abgenutzten Rädern zur Verfügung stehen. Die Räder basieren auf dem Profil B der Norm DIN 25112 Teil 2. Sie haben eine Dicke von 115 mm und der Spurkranz wird vereinfacht mit einer Höhe und Breite von 25 mm angenommen. Sie haben neu einen Durchmesser von 620 mm und abgenutzt von 550 mm. Die maximale Abnutzung der Räder beträgt somit 35 mm im Radius.

Zusätzlich werden 35 mm Federweg und Toleranzen berücksichtigt. Im Ausgangszustand müssen die Komponenten daher einen Mindestabstand von 120 mm zur SOK einhalten.

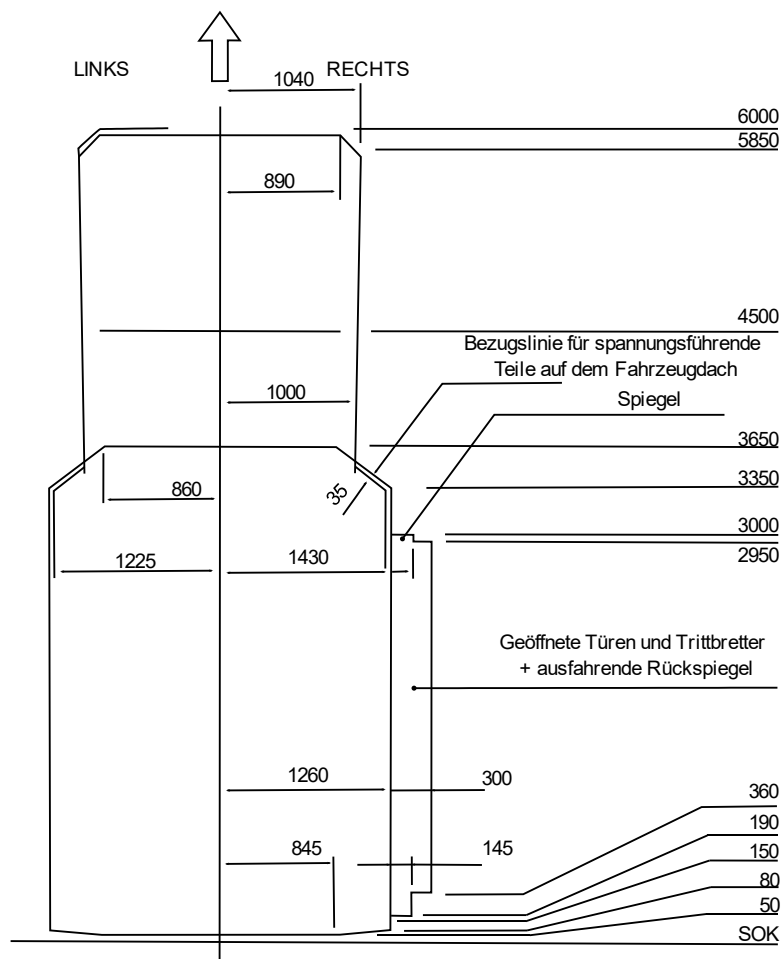


Abbildung 33: Bezugslinie Straßenbahn Zürich [14]

Der Fußboden muss im Einstiegsbereich 350 mm über SOK liegen, um den stufenlosen Einstieg zu gewährleisten. Die maximale Steigung des Fußbodens beträgt nach TSI PRM 6 % [126]. Mit einer Rampe mit dieser Steigung und den Abständen der Radsätze zu den Türen aus dem Referenzfahrzeug hat der Fußboden über den Radsatzwellen eine Höhe von 515 mm.

Die Räder werden außen gelagert, da sonst der Bauraum zwischen den Rädern bei Meterspurfahrzeugen zu gering ausfallen würde. Je nach Fahrwerksvariante werden die zwei Räder über eine Radsatzwelle, eine Vorgelegewelle oder nicht verbunden. Als Achsstand wird ein Abstand von 1850 mm angenommen, was dem Achsstand des Referenzfahrzeugs entspricht und im Mittel der marktüblichen Achsstände liegt. Das Fahrzeug ist entsprechend dem Züricher Straßenbahnnetz für Meterspur ausgelegt.

Um weiteren Bauraum im Bereich der Radsätze zu schaffen, werden die Sitze vergleichbar zu den Sitzen im Referenzfahrzeug angeordnet. Es befinden sich rechts und links des Mittelgangs jeweils vier Sitze in vis-à-vis-Anordnung. Mit dem Rücken zu den Sitzen sind jeweils weitere zwei Sitze angeordnet. Diese für Straßenbahnfahrzeuge typische Anordnung der Sitze findet

sich auch in den Fahrzeugen NET 2012 [124] oder der Variobahn Potsdam [3]. Für Sitze in Straßenbahnfahrzeugen gibt es verschiedene Hersteller, ihre Sitze ähneln sich in den Ausführungen. Beispiele sind PINO von Vogelsitze [127], Linus von SKA [104] und BASEL von Kiel [42]. Alle diese Sitze haben ähnliche Abmessungen, somit ist PINO ein typischer Straßenbahnsitz. Daher werden seine Abmessungen hier angenommen.

Der Fußraum in der Vierersitzgruppe ist gegenüber dem Mittelgang leicht erhöht. Um diesen Höhenunterschied zu überwinden, wird eine Stufe benötigt. Stufen haben in Gebäuden eine Höhe von 140 mm bis 190 mm (DIN 18065) [24]. Für Stufen auf Bahnsteigen gilt bei der DB ebenfalls eine minimale Höhe von 140 mm, maximal jedoch 180 mm [17]. Die Standardhöhe beträgt 160 mm. Für Fahrzeuge gibt es keine anwendungsspezifischen Grenzwerte für Stufen. Im Referenzfahrzeug hat die Stufe eine Höhe von 150 mm und liegt damit in den allgemeinen Grenzen. Um den maximalen Bauraum ausschöpfen zu können, wird die Stufe hier auf 180 mm festgelegt. Der Platz unter den Sitzflächen kann als Bauraum genutzt werden.

Somit ergibt sich der auf Abbildung 34, Abbildung 35 und Abbildung 36 gezeigte Bauraum. Dort sind die verschiedenen Bereiche Mittelgang, mittlere und äußere Sitzkästen sowie Fußraum durch unterschiedliche Farben und Schraffierungen gekennzeichnet.

In der Seitenansicht Abbildung 34 sind die Räder mit dem Durchmesser von 620 mm zu erkennen, die von den Sitzkästen überdeckt werden. Der Mittelgang des Fahrzeugs ist tiefer und rampenförmig. Zwischen der vis-à-vis-Sitzgruppe liegt die gegenüber dem Mittelgang erhöhte Fläche. Die Radsatzwellen und Rahmen sind nicht eingezeichnet, um alle Freiheitsgrade abzubilden. Aufgrund der Federwege und Toleranzen werden in z-Richtung an den Rändern der Bauräume jeweils weitere 100 mm Abstand eingeplant. In y-Richtung werden wegen einer je nach Konstruktion des Fahrwerks möglichen Ausdehnung 50 mm zusätzlich vorgesehen. Die Sitze sind nicht eingezeichnet, die Sitzflächen befinden sich auf den Sitzkästen.

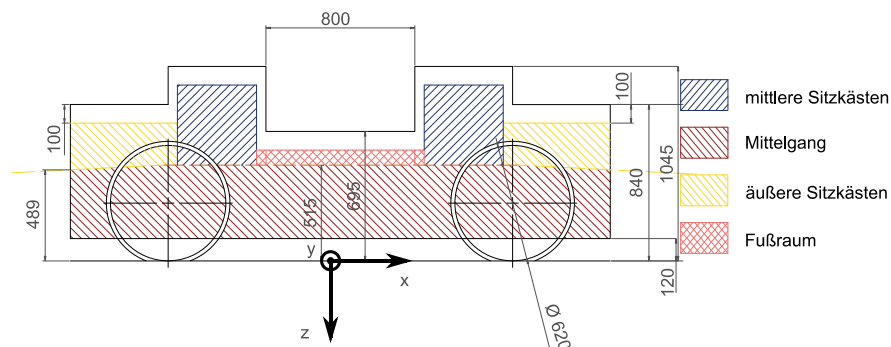


Abbildung 34: Bauraum Seitenansicht

In der Vorderansicht des Bauraums, Abbildung 35, sind der Mittelgang und die Sitze zu erkennen. Zur besseren Übersicht sind auf der linken Seite die Abmessungen der äußeren Sitzkästen und auf der rechten Seite die der mittleren Sitzkästen abgebildet. Der Mittelgang eines Fahrzeuges muss laut TSI PRM bis zu einer Höhe von 1000 mm mindestens 450 mm und oberhalb 550 mm breit sein. Sitze für den Straßenbahnbereich sind zwischen 420 mm und 440 mm breit. Je nach Abstand zwischen den zwei Sitzen ist ein Doppelsitz mindestens 840 mm breit. Häufig werden Sitze mit einem Haltegriff eingebaut, die über 1000 mm hoch sind. Die Fahrzeugwand muss in der Breite des Fahrzeugs berücksichtigt werden und zwischen Fahrzeugwand und Sitzfläche muss ein Abstand eingehalten werden. Für beides werden 60 mm eingeplant. Daher dürfen die Doppelsitze maximal eine Breite von 865 mm haben.

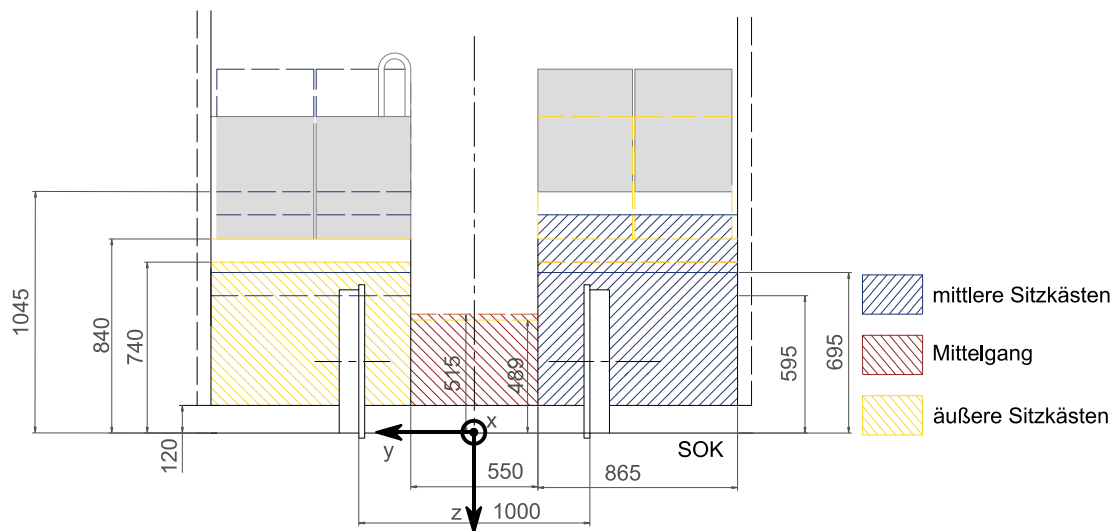


Abbildung 35: Bauraum Vorderansicht

Abschließend sind die Bauräume ebenfalls auf der Draufsicht, Abbildung 36, zu erkennen.

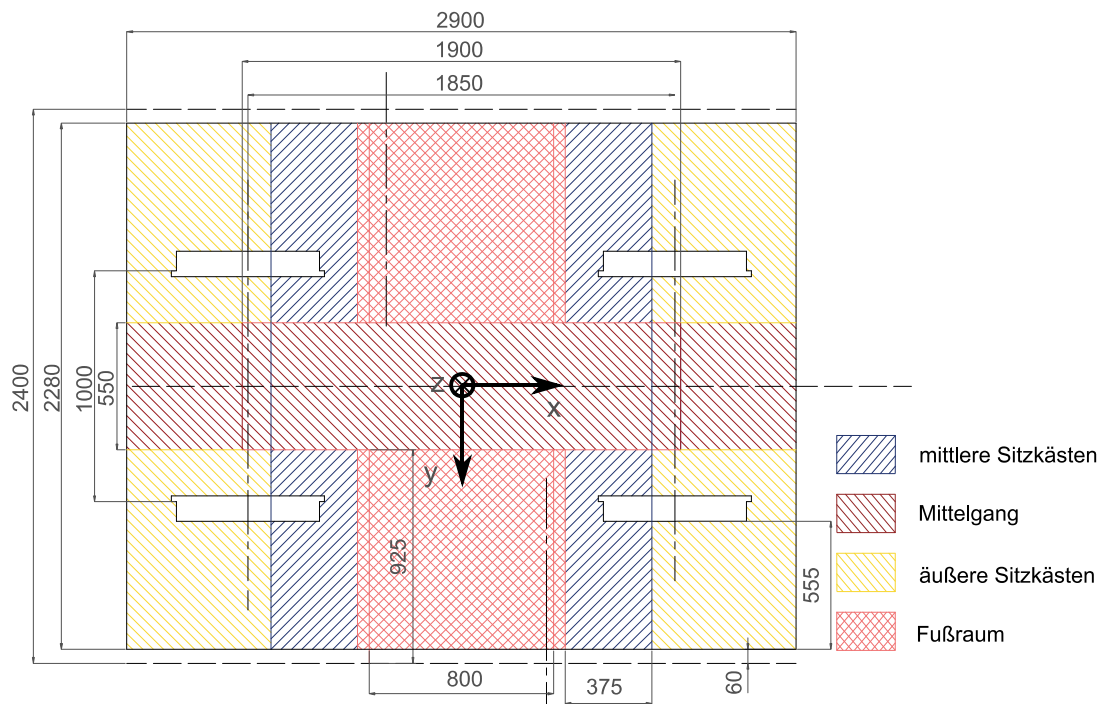


Abbildung 36: Bauraum Draufsicht

Auf den Abbildungen zeigt sich, dass der größte freie zusammenhängende Bauraum an den Außenseiten der Räder vorhanden ist. Zusätzlicher kleinerer Bauraum befindet sich vor und hinter dem Fahrwerk. Auch zwischen und oberhalb der Räder besteht freier Bauraum, der jedoch von der endgültigen Form des Rahmens abhängt. Wie in 3.4 exemplarisch aufgezeigt, sind die Möglichkeiten zur endgültigen Ausgestaltung des Rahmens groß.

Die Komponenten Fahrmotor und Stromrichter wurden in den vorherigen Arbeitsschritten definiert. Der Einbau eines Stromrichters in das Fahrwerk hat verschiedene Vor- und Nachteile, die in 3.6 ausgeführt werden. Bei Fahrzeugen, die ausreichend Bauraum bieten, wird der Stromrichter in der Nähe des Fahrmotors platziert.

Der entwickelte Stromrichter ist im Vergleich zum Stromrichter aus dem Referenzfahrzeug kleiner. Aus diesem Grund ist eine Integration des Stromrichters in das Fahrwerk möglich und die daraus resultierende verkürzte Kabellänge macht diese wünschenswert. Daher wird eine Fahrwerkskonfiguration gesucht, die eine Integration von Stromrichter, Fahrmotor und Getriebe in das Fahrwerk ermöglicht.

Für die weitere Betrachtung wird die Geometrie der beiden Komponenten Fahrmotor und Stromrichter vereinfacht. Der Fahrmotor besteht aus zwei Zylindern mit Abmessungen wie in

Abbildung 37. Der Zylinder mit dem größeren Durchmesser symbolisiert den Flansch, an dem sich die Abtriebswelle befindet.

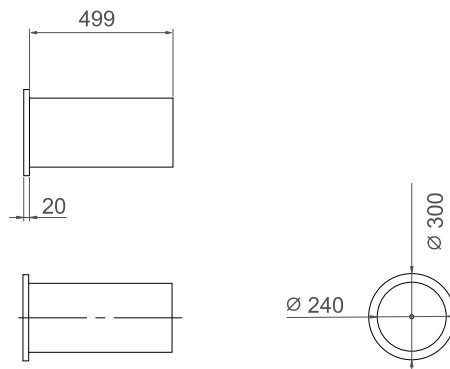


Abbildung 37: Abmessungen Fahrmotor

Der Stromrichter wird durch einen Quader, wie auf Abbildung 38 zu sehen, nachgebildet. Er kann beliebig in alle Raumrichtungen ausgerichtet werden.

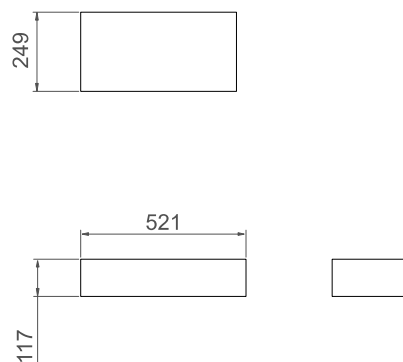


Abbildung 38: Abmessungen Stromrichter

Damit können die Morphologischen Kästen aufgestellt werden. Das Einzelrad scheidet vor Aufstellung des Morphologischen Kastens aus, da die elektrische Maschine für den Antrieb zweier Räder ausgelegt ist. Längsradsätze erfordern meist aufwendige Getriebekonstruktionen mit Ausnahme von Fahrmotoren, die zwei Abtriebswellen besitzen. Aufwendige Getriebekonstruktionen sollen vermieden werden. Da der ausgewählte Fahrmotor nur eine Abtriebswelle besitzt und absehbare Lösungen existieren, wird der Längsradsatz mit Radblockantrieb ausgeklammert. Falls die anderen Fahrwerksvarianten sich als nicht zielführend erweisen, kann in einer späteren Iteration auf den Längsradsatz zurückgegriffen werden. Damit ergibt sich der in Tabelle 19 dargestellte Morphologische Kasten.

Tabelle 19: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor

Fahrwerksvariante	Einbaurichtung des Fahrmotors	Position im Verhältnis zu den Radsatzwellen	Variante
Radsatz	Längs	Vor/Hinter	1
		Zwischen	2
	Quer	Vor/Hinter	3
		Zwischen	4
Losradpaar	Längs	Vor/Hinter	5
		Zwischen	6
	Quer	Vor/Hinter	7
		Zwischen	8
Längsradsatz mit Radblockantrieb	Längs	Vor/Hinter	9
		Zwischen	10
	Quer	Vor/Hinter	11
		Zwischen	12

Die Varianten sind in Abbildung 39 skizziert. Um die Einbaurichtung und die Position zu demonstrieren, ist die Fahrwerksvariante nicht relevant. Daher sind jeweils die Varianten, die sich nur durch die Fahrwerksvariante unterscheiden, zusammengefasst. Ein Fahrmotor treibt jeweils zwei Räder an, daher sind pro Teilabbildung zwei Fahrmotoren eingezeichnet.

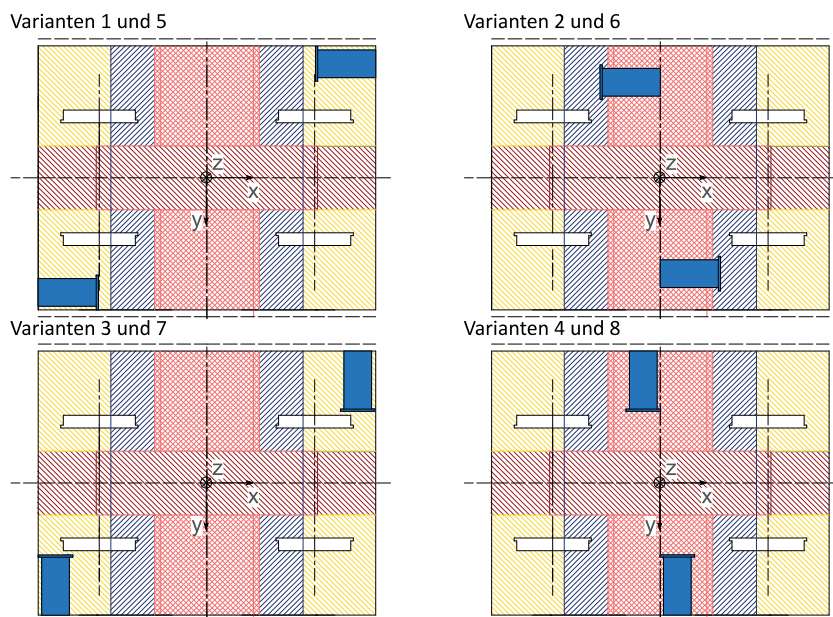


Abbildung 39: Prinzipielle Darstellung der Varianten

Der zweite Morphologische Kasten stellt zusätzlich die Möglichkeiten der Stromrichterintegration dar. Die Position des Stromrichters wird in Abhängigkeit vom Fahrmotor definiert. Er kann an fünf Seiten des Fahrmotors positioniert werden. Dabei sind A und B ober- und unterhalb, D und C davor und dahinter, E sowie F links und rechts. Diese sind in der Abbildung 40 links skizziert. Direkt ausgeschlossen wird die Seite des Fahrmotors, an der sich die Abtriebswelle befindet, Möglichkeit C.

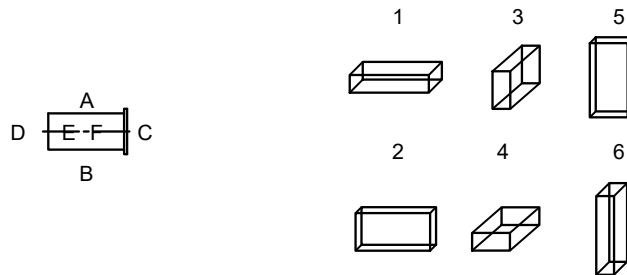


Abbildung 40: Positionen (links) und Orientierung (rechts) des Stromrichters

Bei der Orientierung des Stromrichters sind wegen seiner Quaderform sechs Ausrichtungen möglich, diese sind in Abbildung 40 rechts gezeigt und durchnummeriert. Im Anhang A1 sind alle Stromrichtervarianten in der Vorderansicht und Draufsicht für quer- und längseingebaute Fahrmotoren visualisiert. Tabelle 20 stellt den Morphologischen Kasten für die Variante 1 dar. Für alle anderen Varianten wird der Morphologische Kasten analog dazu erstellt. Die Bezeichnungen der Fahrwerkskonfigurationen erfolgen in der Form: Nummer der Fahrwerksvariante und des Fahrmotoreinbaus, gefolgt von der Orientierung des Stromrichters. Damit bedeutet Fahrwerkskonfiguration 2-A1 ein Radsatz mit dem Fahrmotor längs zwischen den Radsatzwellen eingebaut und dem Stromrichter flach und längs über dem Fahrmotor.

Tabelle 20: Morphologischer Kasten für den Stromrichtereinbau der Variante 1

Position des Stromrichters	Orientierung des Stromrichters	Fahrwerkskonfiguration
A	1	1-A1
	2	1-A2
	3	1-A3
	4	1-A4
	5	1-A5
	6	1-A6
B	1	1-B1
	2	1-B2
	3	1-B3
	4	1-B4
	5	1-B5
	6	1-B6
D	1	1-D1
	2	1-D2
	3	1-D3
	4	1-D4
	5	1-D5
	6	1-D6
E	1	1-E1
	2	1-E2
	3	1-E3
	4	1-E4
	5	1-E5
	6	1-E6
F	1	1-F1
	2	1-F2
	3	1-F3
	4	1-F4
	5	1-F5
	6	1-F6

Damit ergeben sich pro Variante weitere 30 Möglichkeiten, das heißt insgesamt 240 Fahrwerkskonfigurationen. Um mit dieser Vielfalt umzugehen, müssen Fahrwerkskonfigurationen zusammengefasst analysiert und in einem möglichst frühen Stadium ausgeschlossen werden. Daher wird zuerst die Realisierbarkeit der Fahrwerksvariante in Kombination mit der Anordnung des Fahrmotors ohne Berücksichtigung des Stromrichters untersucht. Falls diese Variante möglich ist, erfolgt im nächsten Schritt eine Integration des Stromrichters. Der gesamte Auswahlprozess wird im Folgenden beschrieben und schematisch in Abbildung 41 gezeigt. Um die Fahrwerkskonfigurationen zu überprüfen, werden Skizzen der jeweiligen Anordnungen in die Skizzen der Bauräume integriert. Dies sind keine technischen Zeichnungen.

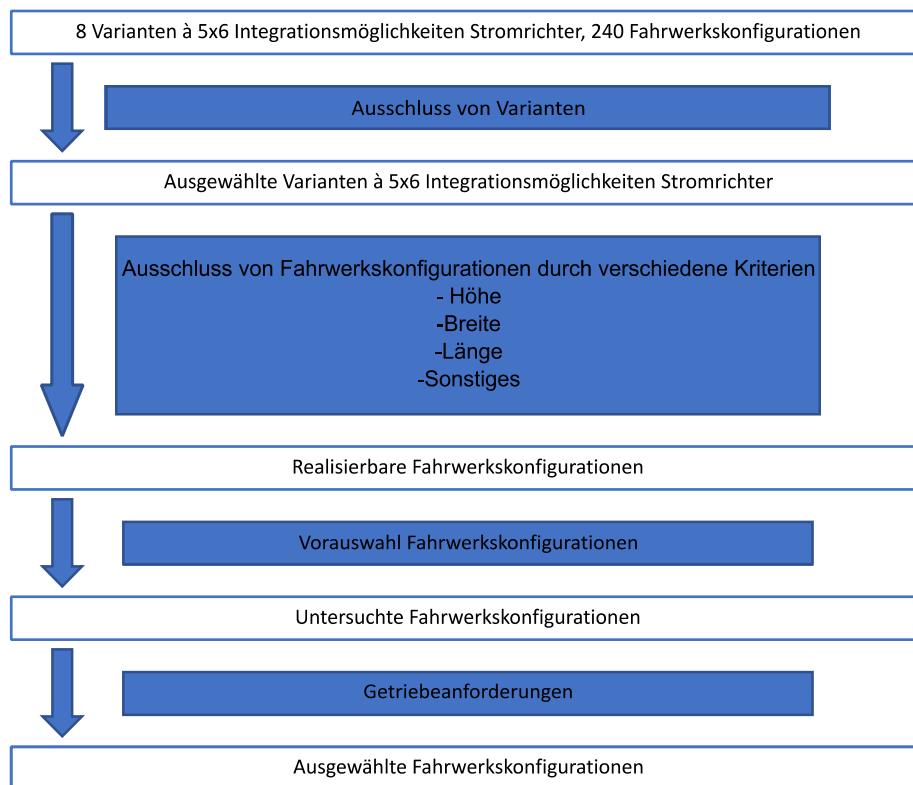


Abbildung 41: Auswahlprozess zur Reduktion der Fahrwerkskonfigurationen

Zuerst werden Varianten ausgeschlossen. In Abbildung 42 sind zwei Möglichkeiten zu sehen, wie der Fahrmotor für Variante 1 und Variante 5, Fahrmotor längs vor/hinter den Radsatzwellen, eingebaut werden müsste. Einmal ist die Möglichkeit gezeigt, den Fahrmotor zwischen den Rädern zu platzieren und einmal außen. Für die Höhe werden die zwei Extrempositionen dargestellt. Die Welle des Abtriebsrads des Getriebes muss mit der Radsatzwelle in einer Achse positioniert sein. Die Abtriebswelle des Fahrmotors liegt bereits nahezu auf einer Höhe mit dem Radmittelpunkt, in der Skizze sind 6 mm Abstand verdeutlicht. Daher müsste das Getriebe entweder lang und dünn sein oder um das Rad herum verlaufen. Eine solche Getriebebauform ist komplex, daher ist die Variante 1 mit den bisherigen Randbedingungen nicht möglich.

Die gleiche Herausforderung tritt bei Variante 5 auf. Dort gibt es, da keine Radsatzwelle eingebaut wird, theoretisch noch die Möglichkeit, das Getriebe zwischen die Räder zu setzen. Dabei ist die Anbindung an den Fahrmotor konstruktiv sehr aufwendig. Es wäre möglich, den Bauraum zu erweitern, wenn der Fahrmotor weiter von den Rädern entfernt eingebaut werden darf. Freier Bauraum befindet sich dann bis zum Übergang zum nächsten Wagenkastenmodul. Damit werden 456 mm gewonnen. Die Variante 5 wird vorerst ausgeschlossen.

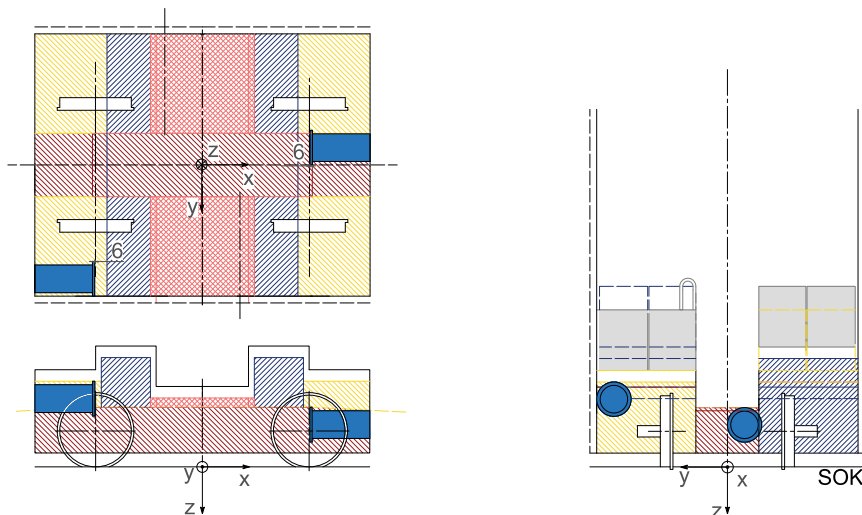


Abbildung 42: Varianten 1 und 5 - Prinzip

Die Varianten 2 und 6 integrieren den Fahrmotor zwischen die beiden Radsatz- bzw. Vorgelegewellen. Da der Einbau des Fahrmotors davon unabhängig ist, in welcher Form die Räder verbunden sind, wird die gleiche Argumentationskette für beide Varianten genutzt. Abbildung 43 stellt zwei mögliche Einbausituationen dar. Um den maximalen Bauraum für ein Getriebe freizuhalten, wird der Fahrmotor so weit wie möglich entfernt von den Rädern gesetzt. Die maximale Entfernung wird durch die Position des Referenzfahrmotors bestimmt, der Fahrmotor liegt somit maximal 372 mm von der Mittellinie entfernt. Die Lage in der Höhe ist entweder auf der maximal oder minimal möglichen Position dargestellt. Sowohl Variante 2 als auch Variante 6 sind somit realisierbar.

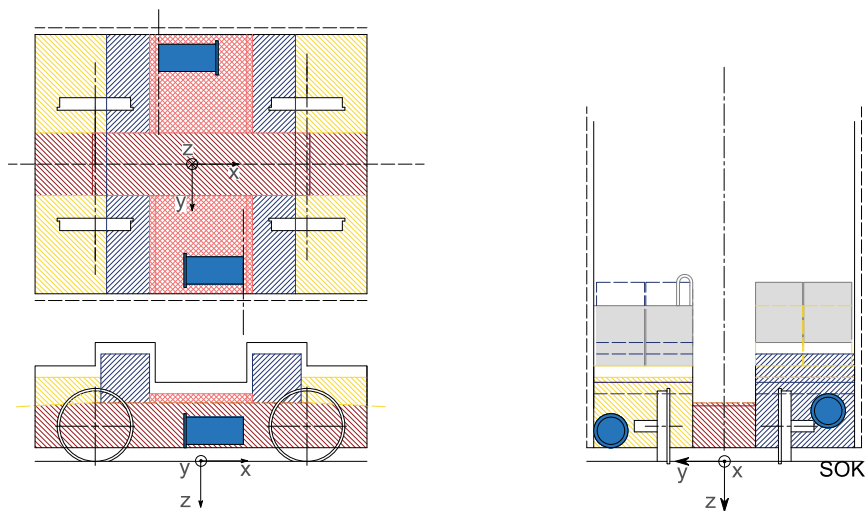


Abbildung 43: Varianten 2 und 6 - Prinzip

Ein Quereinbau wie bei Variante 3 und 7 vor bzw. hinter den Rädern ist möglich, wenn der Fahrmotor zwischen den Rädern, parallel zu einer gedachten Radsatzachse, eingebaut wird. Diese Möglichkeit ist in der Abbildung 44 mit einer ① gekennzeichnet. Da der Fahrmotor bei dieser Positionierung in den Mittelgang hineinragt, wird er möglichst tief platziert.

Die zweite Möglichkeit, mit einer ② in Abbildung 44 gekennzeichnet, ist, den Fahrmotor an der Außenseite der Räder einzubauen. Hier wird der Fahrmotor möglichst hoch platziert, um die Maximalposition darzustellen. Der Abstand von Abtriebswelle des Fahrmotors zum Rad beträgt dort nur 43 mm in x-Richtung und 36 mm in y-Richtung. Damit muss das Getriebe an der Innenseite des Rades angebracht werden, wo der Bauraum beschränkter ist. Da beim Radsatz dort zusätzlich die Welle liegt, ist dies Positionierung problematisch. Beim Losradpaar kann die Vorgelegewelle der Situation angepasst werden. Auch der Abstand zur Grenzlinie nach außen und zum Rad ist gering.

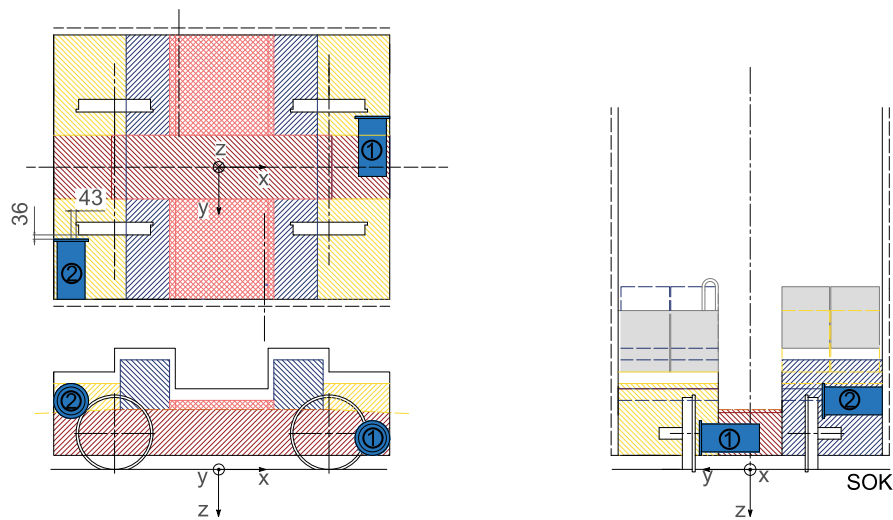


Abbildung 44: Varianten 3 und 7 - Prinzip

Die Varianten 4 und 8 sind ebenfalls realisierbar. Dabei gibt es zwei Möglichkeiten, den Fahrmotor auszurichten, entweder zum Mittelpunkt des Fahrwerks oder nach außen. Je nach Anforderung und Ausrichtung kann sich die Position des Fahrmotors zwischen den in Abbildung 45 dargestellten Extremen verändern.

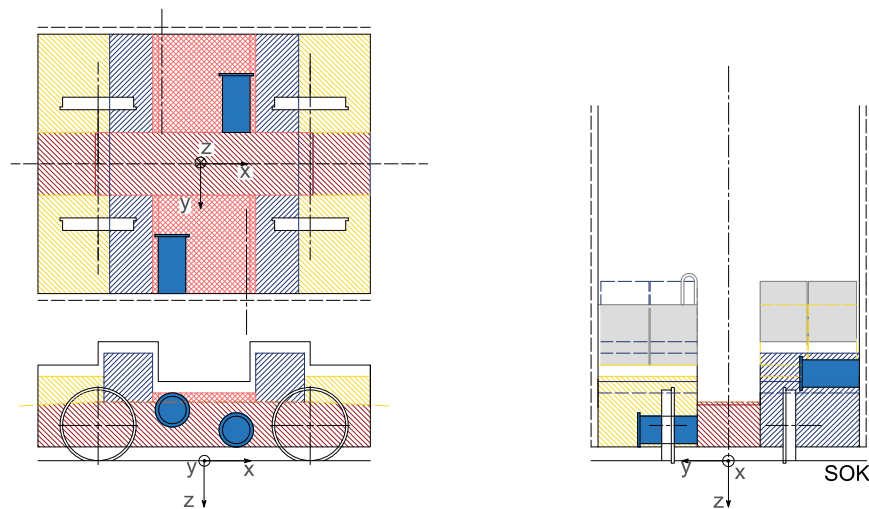


Abbildung 45: Varianten 4 und 8 - Prinzip

In Tabelle 21 sind alle als realisierbar eingestuftem Varianten in Grün markiert. Die eben ausgeschlossenen Varianten 1 und 5 sind in Rot markiert. Bei allen realisierbaren Varianten kann der Stromrichter integriert werden. Somit bleiben 180 zu untersuchende Fahrwerkskonfigurationen.

Tabelle 21: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor

Fahrwerksvariante	Einbaurichtung des Fahrmotors	Position im Verhältnis zu den Radsatzwellen	Variante
Radsatz	Längs	Vor/Hinter	1
		Zwischen	2
	Quer	Vor/Hinter	3
		Zwischen	4
Losradpaar	Längs	Vor/Hinter	5
		Zwischen	6
	Quer	Vor/Hinter	7
		Zwischen	8

Im Folgenden werden Fahrwerkskonfigurationen, die die zulässige Höhe, Breite oder Länge überschreiten, ausgeschlossen. Die Stromrichterorientierungen 5 und 6, der Einbau hochkant, schränken mögliche Einbauorte für die Komponenten Fahrmotor und Getriebe stark ein, da der Einbau des Stromrichters nur in den gelb und blau schraffierten Bereichen möglich wäre. Da ein solcher Einbau auch keine anderen Vorteile hat, werden die Stromrichterorientierungen 5 und 6 für alle Varianten ausgeschlossen. Damit entfallen 60 Fahrwerkskonfigurationen. Die Höhe der Stromrichterorientierung 5 und 6 ist in Abbildung 46 auf der linken Seite beispielhaft dargestellt.

Zusätzlich wird die maximale Höhe bei der Positionierung des Stromrichters auf oder unter dem Fahrmotor, die Positionen A und B, kritisch. Die Orientierung 2 und 3 des Stromrichters kann erneut nur im blau und gelb schraffierten Bereich erfolgen. Abbildung 46 bildet auf der rechten Seite beispielhaft die Orientierung A2 für einen längs eingebauten Fahrmotor ab. Die Höhe für A3 und B2 sowie B3 ist dieselbe. Der Fahrmotor und der Stromrichter müssen daher vor/hinter den Radsatzwellen oder Vorgelegewellen liegen, das entspricht den Fahrwerksvarianten 3 und 7. Bei den Varianten 2, 4, 6 und 8 können die Stromrichterausrichtungen A2, A3, B2 und B3 nicht realisiert werden. Es entfallen somit 16 Fahrwerkskonfigurationen.

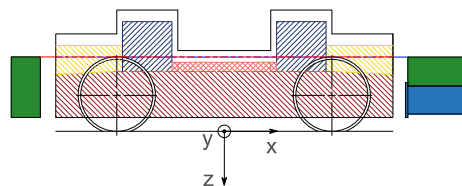


Abbildung 46: Ausschlusskriterium Höhe

Im nächsten Schritt werden Fahrwerkskonfigurationen, die in y-Richtung zu breit sind, ausgeschlossen. Die Breite wird durch den Rahmen und die Anbindung an die Räder vorgegeben.

Bei den Varianten 2 und 6 ist die maximal zulässige Breite der Durchmesser des Fahrmotors plus die Länge der kürzesten Seite des Stromrichters. Damit entfallen die Stromrichterausrichtungen A4 und B4 sowie D3 und D4, da die Kombination der beiden Komponenten so breit ist wie die längste Seite des Stromrichters. E3, E4 und F3, F4 sind so breit wie der Durchmesser des Fahrmotors plus die längste Seite des Stromrichters. E1 und F1 sind so breit wie der Durchmesser des Fahrmotors plus die mittlere Seite des Stromrichters. Als Beispiel für diesen Fall zeigt Abbildung 47 unten eine Möglichkeit für die Fahrwerksvarianten 2 und 6 mit der Stromrichterposition A/B in der Orientierung 4. Ab hier wird auf den Skizzen ein beispielhafter Rahmen eingezeichnet, um mögliche Konflikte aufzuzeigen. Die Konstruktion des Rahmens ist nicht endgültig und kann den Anforderungen der Fahrwerkskonfigurationen angepasst werden. Der Stromrichter kollidiert mit diesem Rahmen, eine Anpassung des Rahmens, die Kollision zu vermeiden ist nur mit sehr großem Aufwand möglich.

Bei den Varianten 3 und 7 gilt die gleiche Beschränkung für die Breite. Damit werden die Stromrichterpositionen A, B und E, F in den Orientierungen 1 und 2 ausgeschlossen. Ebenfalls

scheidet damit die Stromrichterposition D in den Orientierungen 1, 2, 3 und 4 aus. Abbildung 47 zeigt oben beispielhaft einen quer eingebauten Fahrmotor mit der Stromrichterausrichtung D4. Der Fahrmotor kollidiert mit dem Rad.

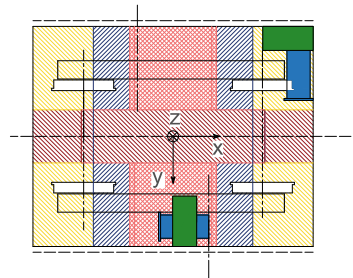


Abbildung 47: Ausschlusskriterium Breite – Varianten 3 und 7 (oben) sowie 2 und 6 (unten)

Die Varianten 4 und 8, quer in der Mitte, können breiter sein, da der Fahrmotor nicht neben dem Rad liegt und somit die Anbindung an den Rahmen flexibler gestaltet werden kann. Zu breit sind trotzdem die Fahrwerksvarianten mit der Stromrichterposition D in den Orientierungen 1 und 2. Der Stromrichter kollidiert mit dem Rahmen. Die Kollision ist in Abbildung 48 oben für den Stromrichtereinbau D1 und unten für D2 dargestellt. Ob die Fahrwerksvariante 4 oder 8 gewählt wird, macht keinen Unterschied, da die Radsatzwelle nicht in der Nähe von Fahrmotor und Stromrichter verläuft.

Insgesamt entfallen durch die Überschreitung der maximalen Breite 48 Fahrwerkskonfigurationen.

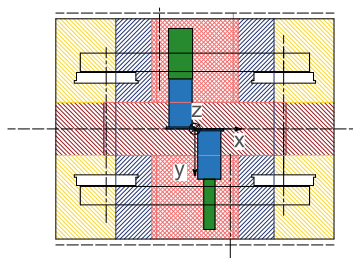


Abbildung 48: Ausschlusskriterium Breite - Varianten 4 und 8, D1 (oben) und D2 (unten)

Des Weiteren können acht Fahrwerkskonfigurationen durch ihre Länge ausgeschlossen werden. Bei den Varianten 4 und 8 mit den Stromrichterpositionen E in den Orientierungen 3 und 4 ragt der Stromrichter zu weit in die Nähe der Radsatzwelle. Dies ist im oberen Teil der Abbildung 49 zu sehen. Bei der Positionierung des Stromrichters auf der anderen Seite des Fahrmotors liegt der Stromrichter vor der Abtriebswelle des zweiten Fahrmotors. Damit entfällt auch die andere Seite, F. Dies ist im unteren Teil der Abbildung 49 zu sehen. Damit sind die Fahrwerkskonfigurationen 4-E3, 4-E4, 4-F3 und 4-F4 nicht möglich. Bei der Variante 8 wäre es möglich, die Vorgelegewelle so anzupassen, dass sie nicht mit dem Stromrichter kollidiert. Dieser Mehraufwand soll, falls es Alternativen gibt, vermieden werden. Wegen ihrer Länge können acht Fahrwerkskonfigurationen ausgeschlossen werden.

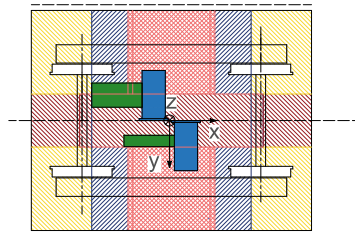


Abbildung 49: Ausschlusskriterium Länge - Varianten 4 und 8, E4 (oben) und F3 (unten)

Zuletzt kann bei den Varianten 3 und 7 der Stromrichter bei Positionierung auf der Seite nicht auf der vom Rad abgewandten Seite fixiert werden. Der Fahrmotor belegt den kompletten Bauraum zwischen Rad und Ende des definierten Bauraums in x-Richtung. Da zwischen Abtriebswelle und Rad das Getriebe eingebaut werden muss, kann der Fahrmotor nicht auf die Höhe des Rads verschoben werden. Daher werden die Ausrichtungen des Stromrichters F3 und F4 ausgeschlossen. Zum Vergleich sind in Abbildung 50 oben die Stromrichterposition F4 und unten E4 dargestellt. Durch dieses Kriterium können vier Fahrwerkskonfigurationen ausgeschlossen werden.

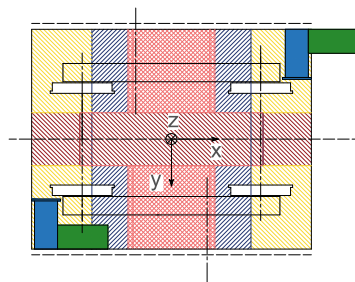


Abbildung 50: Ausschlusskriterium Sonstige - Varianten 3 und 7, F4 (oben) und E4 (unten)

Damit bleiben 44 sinnvoll realisierbare Fahrwerkskonfigurationen übrig. Diese Fahrwerkskonfigurationen sind in Tabelle 22 aufgelistet. 22 davon basieren auf dem Radsatz und 22 auf Losradpaaren. Bei 32 der Fahrwerkskonfigurationen wird der Fahrmotor quer eingebaut, weil der Quereinbau mehr Möglichkeiten bietet, beispielsweise den Einbau des Fahrmotors zwischen den (gedachten) Radsatzwellen. 33 der Fahrwerkskonfigurationen werden mit einem Einbau des Fahrmotors zwischen den (gedachten) Radsatzwellen realisiert.

Die Orientierung 1 des Stromrichters kann 14-mal genutzt werden, die Orientierung 2 zehnmals, die Orientierung 3 achtmal und die Orientierung 4 zwölfmal. Die Position des Stromrichters ist am häufigsten auf, unter und rechts neben dem Fahrmotor möglich (zehnmals), hinter dem Fahrmotor achtmal und links neben dem Fahrmotor sechsmal. Der Stromrichter kann am häufigsten nach A1, A4, B1, B4, E2 und F2 nämlich viermal ausgerichtet werden. Alle anderen möglichen Ausrichtungen treten je zweimal auf.

Für jede Variante wird eine umsetzbare Fahrwerkskonfiguration ausgewählt, aus denen die Bedingungen für ein Getriebe abgeleitet werden. Fahrwerkskonfigurationen, die kompakt sind und eine einfache Integration ermöglichen, werden bevorzugt. Außerdem werden die gleichen Stromrichterausrichtungen für den Einbau von Fahrmotor und Stromrichter für den Radsatz wie für das Losradpaar angewandt, um die Auswirkungen auf die Getriebe darzustellen. Ausgesuchte Fahrwerkskonfigurationen, die diesen Anforderungen entsprechen, sind in Tabelle 22 grün markiert.

Die ausgewählten Fahrwerkskonfigurationen 2-A1, 6-A1, 3-B4, 7-B4 sowie 4-F2 und 8-F2 werden im Folgenden genauer analysiert. Die Ergebnisse von 2-A1 und 6-A1 können mit geringen Anpassungen auch für die anderen möglichen Stromrichterausrichtungen verwendet werden. Diese anderen Ausrichtungen beeinflussen die Position des Fahrmotors nur geringfügig. Die Ergebnisse von 3-B4 und 7-B4 können genauso für die Ausrichtungen A3, A4 und E3 genutzt werden, dort verändert sich die Position des Fahrmotors nicht. Die Ergebnisse für 4-F2 und 8-F2 können unverändert für 4-E2 und 8-E2 verwendet werden. Für 4-A1, 4-A4, 4-B1, 4-B4 und 8-A1, 8-A4, 8-B1, 8-B4 müssen geringe Anpassungen vorgenommen werden, da die Höhe des Einbaus sich verändert.

Tabelle 22: Realisierbare Fahrwerkskonfigurationen, grün: zur weiteren Betrachtung ausgewählt

Fahrwerks- variante	Einbaurichtung des Fahrmotors	Position im Verhältnis zu den Rad- satzwellen	Position des Stromrichters	Orientierung des Strom- richters	Fahrwerks- konfiguration	
Radsatz	Längs	Zwischen	A	1	2-A1	
			B	1	2-B1	
			D	1	2-D1	
			D	2	2-D2	
			E	2	2-E2	
			F	2	2-F2	
		Quer	Vor/Hinter	A	3	3-A3
				A	4	3-A4
				B	3	3-B3
				B	4	3-B4
				E	3	3-E3
				E	4	3-E4
	Zwischen		A	1	4-A1	
			A	4	4-A4	
			B	1	4-B1	
			B	4	4-B4	
			D	3	4-D3	
			D	4	4-D4	
	Losradpaar	Längs	Zwischen	F	2	4-F2
				A	1	6-A1
				B	1	6-B1
				D	1	6-D1
				D	2	6-D2
				E	2	6-E2
				F	2	6-F2
				Quer	Vor/Hinter	A
		A	4			7-A4
		B	3			7-B3
B		4	7-B4			
Zwischen		E	3		7-E3	
		E	4		7-E4	
		A	1		8-A1	
		A	4		8-A4	
				B	1	8-B1
	B			4	8-B4	
	D			3	8-D3	
	D			4	8-D4	
	E			1	8-E1	
	E			2	8-E2	
	F			1	8-F1	
	F			2	8-F2	

2-A1

Abbildung 51 zeigt mögliche Getriebeabmessungen für die Fahrwerkskonfiguration 2-A1. In der Vorderansicht und Draufsicht sind, wie für den Antrieb der zwei Radsätze benötigt, zwei Fahrmotoren, Getriebe und Stromrichter eingezeichnet. In der Seitenansicht ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nur ein Antriebsstrang dargestellt. Das Gleiche gilt für Abbildung 52. Der freie Bauraum für das Getriebe wird in dieser und in allen folgenden Abbildungen mit orangefenen Kreuzen gekennzeichnet. Der Abstand des Mittelpunkts des Endes der Abtriebswelle der elektrischen Maschine zum Mittelpunkt des Endes der Radsatzwelle beträgt in x-Richtung 756 mm, in y-Richtung 405 mm und in z-Richtung 40 mm. Die Abmessungen des Getriebes sind maximal 1281 mm × 355 mm × 475 mm. Die Differenz von 50 mm in y-Richtung ist durch den Rahmen bedingt. Je nach Verbindung des Getriebeabtriebs an die Radsatzwelle kann diese genutzt werden.

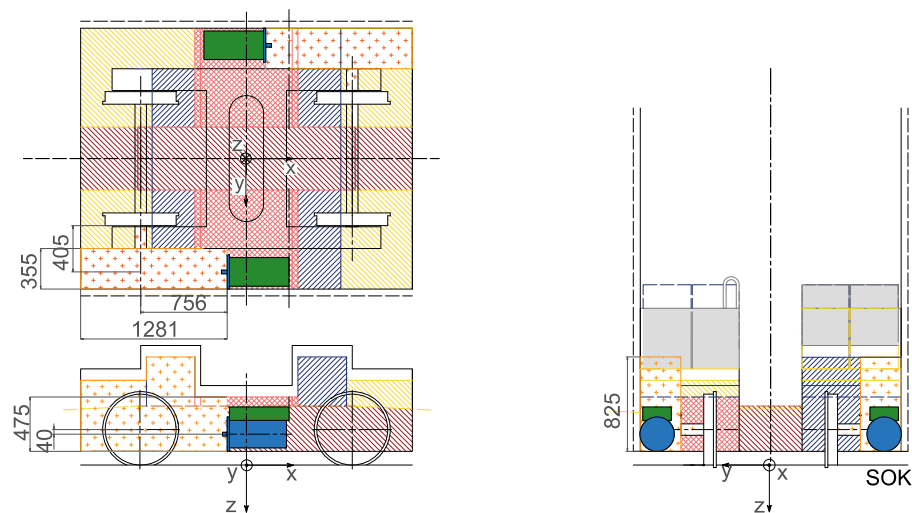


Abbildung 51: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 2-A1

6-A1

Die Fahrwerkskonfiguration 6-A1 stellt die gleichen geometrischen Anforderungen an das Getriebe wie die Fahrwerkskonfiguration 2-A1. Anstelle der Radsatzswelle wird zur Verbindung der Räder eine Vorgelegewelle eingebaut. Im Vergleich zu den anderen Fahrwerkskonfigurationen werden zwei Getriebe benötigt, das Übersetzungsgetriebe und das Vorgelegegetriebe. Wenn die Verwendung eines Radsatzes aus anderen Gründen ausgeschlossen wird, kann diese Fahrwerkskonfiguration gewählt werden. Eine mögliche Ausführung des Übersetzungsgetriebes ist in der folgenden Abbildung 52 skizziert. Das Vorgelegegetriebe wird am gegenüberliegenden Rad benötigt. Dessen Form und Bauraum werden nicht durch den Einbau des Fahrmotors und des Stromrichters eingeschränkt.

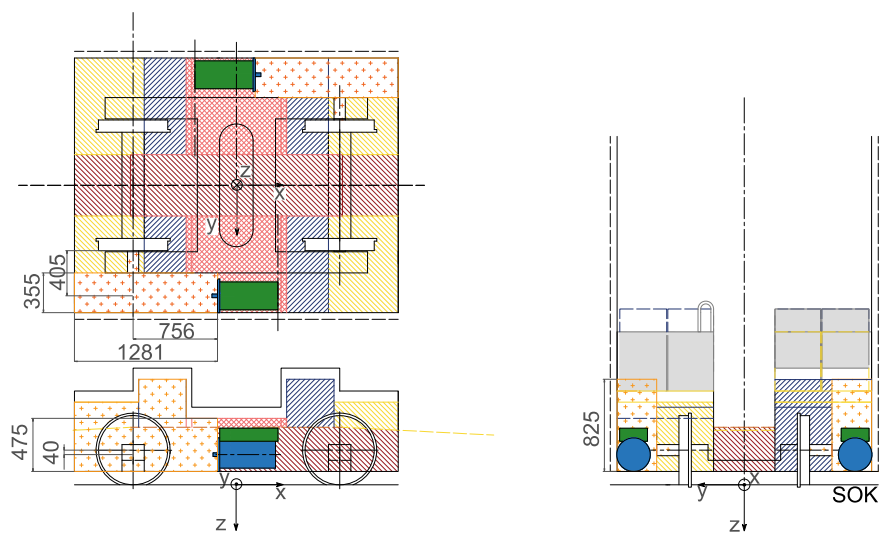


Abbildung 52: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 6-A1

3-B4

Der Abstand des Mittelpunkts des Endes der Abtriebswelle der elektrischen Maschine zum Mittelpunkt des Endes der Radsatzwelle beträgt in x-Richtung 375 mm, in y-Richtung 146 mm und in z-Richtung 50 mm, dies ist auf Abbildung 53 zu sehen. Die Abmessungen des Getriebes sind maximal 575 mm×621 mm×620 mm. Eine Herausforderung bei diesem Getriebe liegt darin, dass auf den ersten 146 mm hinter dem Maschinenabtrieb der Bauraum mit 86 mm sehr schmal ist. Diese Fahrwerkskonfiguration zeigt Abbildung 53.

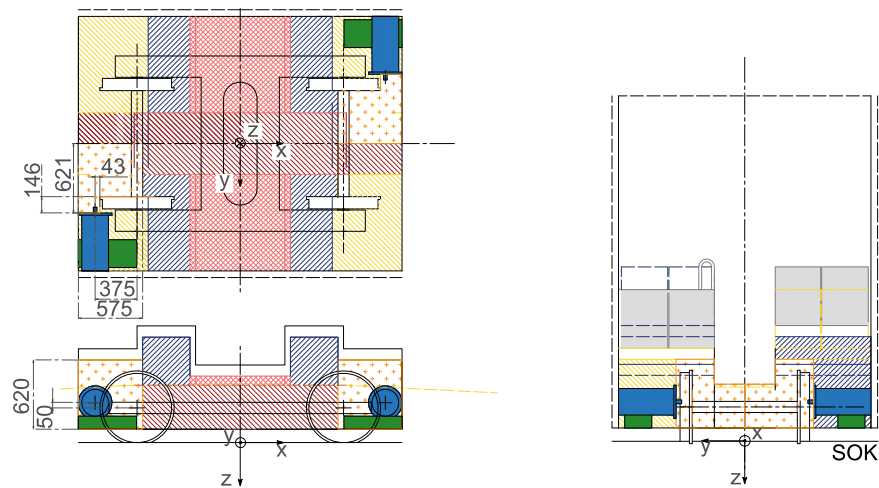


Abbildung 53: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 3-B4

7-B4

Für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4 gelten die gleichen Abmessungen wie bei 3-B4. Durch die Vorgelegewelle anstelle der Radsatzwelle ergeben sich nur im Bereich der Wellen Veränderungen abhängig von deren Ausführung (Abbildung 54). Zusätzlich wird jeweils ein Vorgelegegetriebe am gegenüberliegenden Rad benötigt. Dessen Form und Bauraum werden nicht durch den Einbau des Fahrmotors und des Stromrichters eingeschränkt.

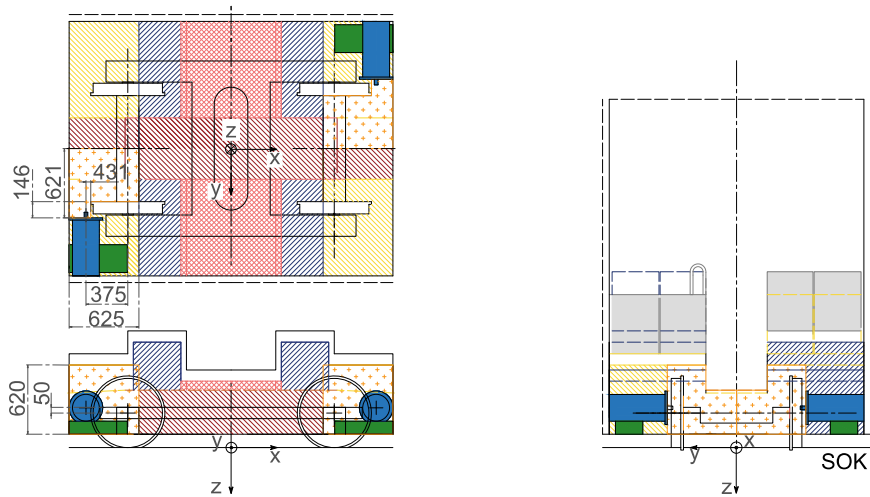


Abbildung 54: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4

4-F2

Bei der Fahrwerkskonfiguration 4-F2 (Abbildung 55) kann der Bauraum in den Sitzkästen für das Getriebe verwendet werden. Der Abstand des Mittelpunkts des Endes der Abtriebswelle der elektrischen Maschine zum Mittelpunkt des Endes der Radsatzwelle beträgt in x-Richtung 688 mm, in y-Richtung 475 mm und in z-Richtung 40 mm. Die Abmessungen des Getriebes sind maximal 973 mm×475 mm. Die Höhe variiert mit 825 mm, 620 mm und 395 mm sehr stark, was bei der Getriebekonstruktion berücksichtigt werden muss. In der Seitenansicht und Draufsicht sind zwei Fahrmotoren, Getriebe und Stromrichter eingezeichnet. In der Vorderansicht ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nur ein Antriebsstrang dargestellt. Das Gleiche gilt für Abbildung 56.

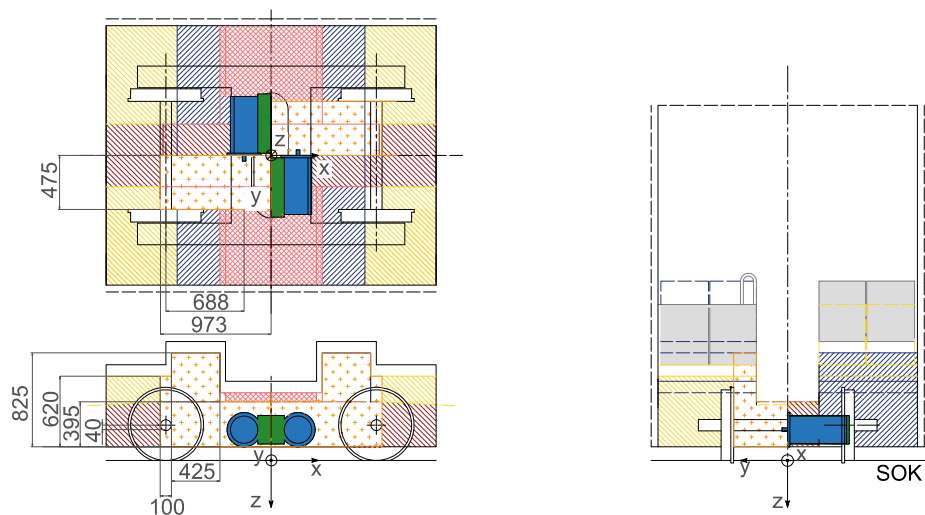


Abbildung 55: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 4-F2

8-F2

In Abbildung 56 ist die Fahrwerkskonfiguration 8-F2 zu sehen. Die Abmessungen und Ausrichtungen sind analog zu 4-F2. Im Unterschied zu 4-F2 wird eine Vorgelegewelle anstelle der Radsatzwelle und ein Vorgelegegetriebe benötigt.

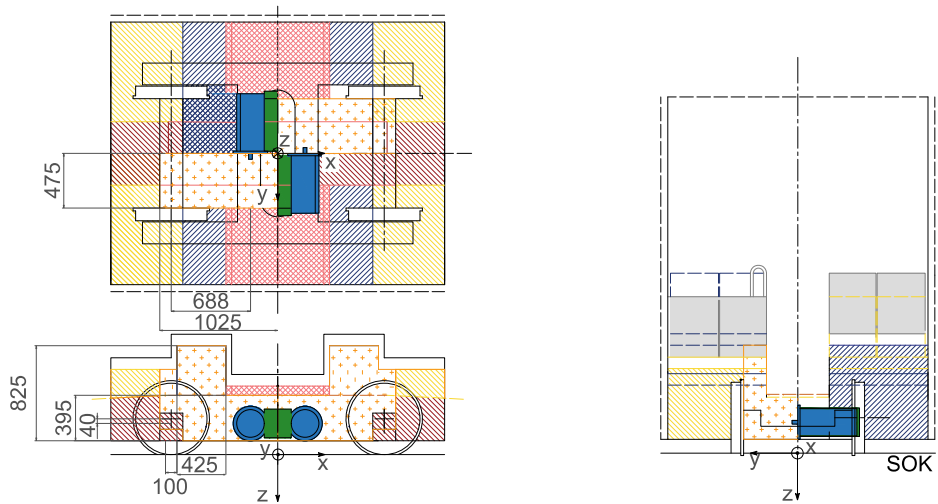


Abbildung 56: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 8-F2

Sechs der 44 realisierbaren Fahrwerkskonfigurationen wurden mit dem Bauraum für das Getriebe skizziert. Für diese sechs Fahrwerkskonfigurationen werden im Folgenden die Anforderungen an die jeweiligen Getriebe abgeleitet.

5.1.5 Getriebe

Die in 4.1.5 vorgestellte Methode wird hier angewendet. Aus den in den vorherigen Kapiteln entwickelten Komponenten und dem Referenzfahrzeug werden Anforderungen an das Getriebe abgeleitet. Eine Anforderungsliste wird für die sechs in 5.1.4 entwickelten Fahrwerkskonfigurationen erstellt. Wenn nicht anderweitig angemerkt, gelten die Anforderungen für alle Fahrwerkskonfigurationen gleichermaßen.

Getriebekonzept

Jeweils eine elektrische Maschine wird mit einem Getriebe verbunden und treibt bei den Fahrwerkskonfigurationen mit Radsatz zwei Räder an. Bei den Fahrwerkskonfigurationen mit Losradpaar und Vorgelegewelle werden zwei Getriebe benötigt, davon treibt das Übersetzungsgetriebe beide Räder an und das Vorgelegegetriebe nur eins. Die relative Lage der Abtriebswelle der Maschine zum Mittelpunkt der Räder wird für alle Fahrwerkskonfigurationen bestimmt. Die Abstände sind in Tabelle 23 zusammengestellt.

Tabelle 23: Lage der Achsen

Fahrwerks- konfiguration	Lage der Achsen	Achsabstand x-Richtung in mm	Achsabstand y-Richtung in mm	Achsabstand z-Richtung in mm
2-A1, 6-A1	Rechtwinklig	756	405	40
3-B4, 7-B4	Parallel	375	146	50
4-F2, 8-F2	Parallel	688	475	40

Die Übersetzung des dreistufigen Getriebes wird bereits in 5.1.2 auf 29,6 festgelegt. Im vorherigen Kapitel werden die unterschiedlichen Fahrwerkskonfigurationen skizziert. Im Folgenden wird der freie Bauraum für das Getriebe in 3-D-Skizzen visualisiert.

In Abbildung 57 ist in Braun der Bauraum für die Fahrwerkskonfigurationen 2-A1 und 6-A1 abgebildet. In Blau ist die Position der Abtriebswelle der elektrischen Maschine dargestellt, in Grau das anzutreibende Rad sowie die Position der Radsatzwelle. Dieser Bauraum wird von der Wahl zwischen Radsatz oder Losradpaar nicht beeinflusst. Bei der Fahrwerkskonfiguration 6-A1 liegt der Fahrmotor außerhalb und die Vorgelegewelle verbindet die Losräder. Die Abtriebswelle des Fahrmotors ist rechtwinklig zur Vorgelegewelle ausgerichtet. Aufgrund des dort knappen Bauraums und des damit verbunden hohen Aufwands ist das Losradpaar für diese Variante nicht sinnvoll. Daher wird die Fahrwerkskonfiguration 2-A1 bevorzugt behandelt.

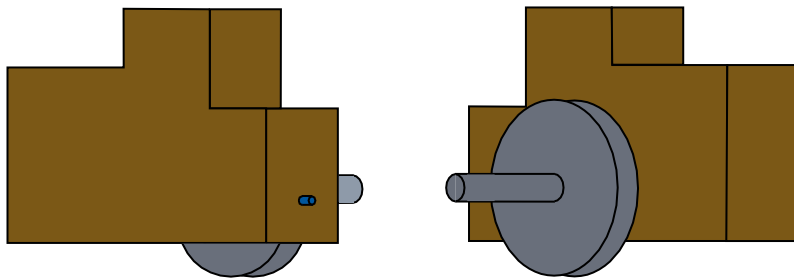


Abbildung 57: Getriebebauraum mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 2-A1 und 6-A1, Blick von beiden Seiten

Die gleiche farbliche Darstellung nutzen auch Abbildung 58 und Abbildung 59. Abbildung 58a zeigt den Getriebebauraum für die Fahrwerkskonfiguration 3-B4. Der Bauraum ermöglicht einen maximalen Durchmesser von 86 mm für die Welle zwischen elektrischer Maschine und Getriebe.

Abbildung 58b zeigt den Getriebebauraum für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4. Der Bauraum von 7-B4 entspricht bis auf die Anbindung des Getriebes an das Rad dem der Fahrwerkskonfiguration 3-B4. Dementsprechend ist hier ebenfalls der Durchmesser direkt am Abtrieb der elektrischen Maschine kritisch. Hier kann der Vorteil der Fahrwerkskonfiguration mit Vorgelege welle ausgenutzt werden und eine Stufe des Übersetzungsgetriebes in das Vorgelegegetriebe integriert werden.

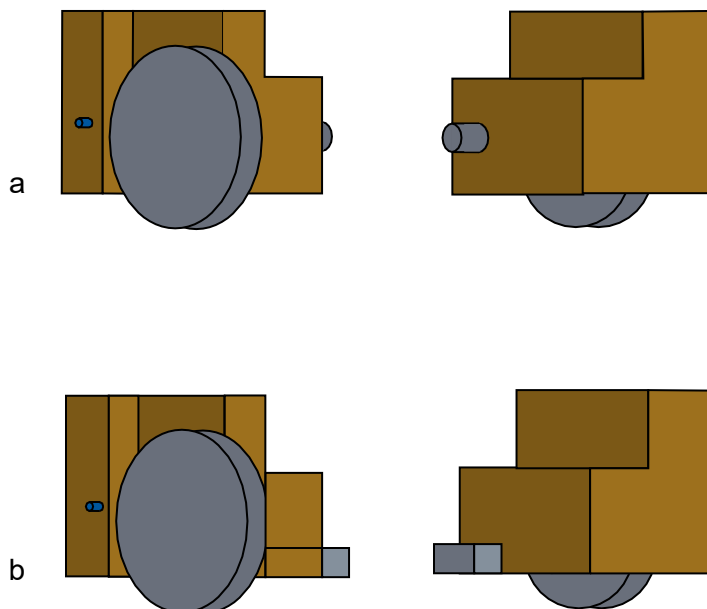


Abbildung 58: Getriebebauraum mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 3-B4 (a) und 7-B4 (b), Blick jeweils von beiden Seiten

In Abbildung 59 sind die Bauräume für die Fahrwerkskonfigurationen 4-F2 und 8-F2 zu sehen. Diese unterscheiden sich in der Anbindung an die Achse. Bei 8-F2 kann das Vorgelegegetriebe mit dem Übersetzungsgetriebe kombiniert werden. Bei dieser Variante kann der Bauraum innerhalb des Sitzkastens gut genutzt werden. Da dort auch der Rahmen verlaufen kann, muss dessen genaue Ausgestaltung bei einer Umsetzung detailliert werden.

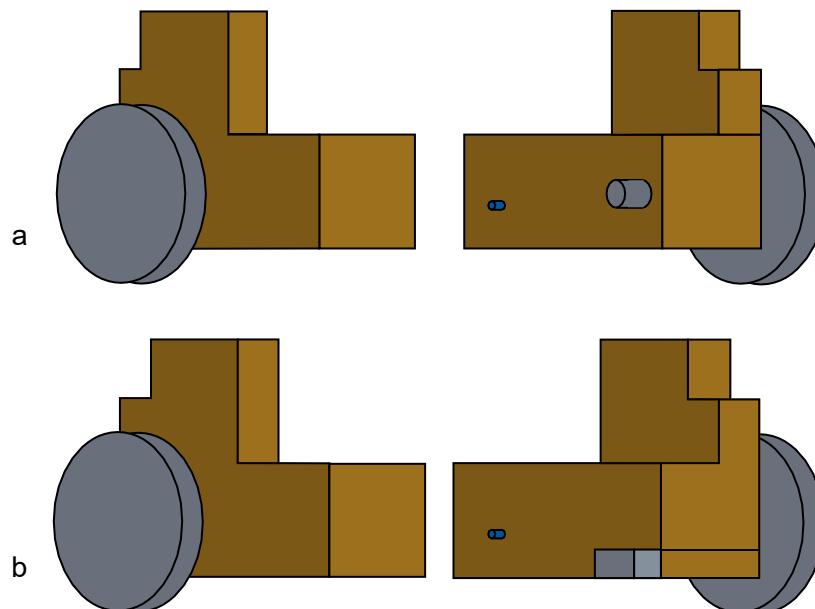


Abbildung 59: Getriebebauweise mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 4-F2 (a) und 8-F2 (b), Blick jeweils von beiden Seiten

Der Antriebsstrang soll leichter als der des Referenzsystems sein. Daraus folgt mit den in 5.1.2 und 5.1.3 definierten Massen die zulässige Getriebe­masse:

$$m_{\text{Getriebe, Konzept}} < (336 \text{ kg} + 285 \text{ kg} + 34 \text{ kg}) - 125 \text{ kg} - 14 \text{ kg} = 516 \text{ kg} \quad (5.5)$$

Die Masse des Getriebes muss kleiner als 516 kg sein, um eine Massenreduktion des Antriebsstrangs zu erzielen.

Konstruktion

Für die Fahrwerkskonfigurationen 2 und 6 wird eine Kegelradstufe im Getriebe benötigt, da die An- und Abtriebswelle um 90° versetzt sind. Für die Fahrwerkskonfigurationen 3, 4, 7 und 8 sind Stirnradstufen vorzusehen, da An- und Abtriebswelle parallel zueinander liegen.

Aus den Gleichungen (2.9) und (2.10) folgt für die Stirnradgetriebe: $i_1 \approx 3,5$, $i_2 \approx 3,0$ und damit $i_3 \approx 2,8$. Für das Stirn-Kegelradgetriebe ergibt sich aus Abbildung 6 $i_1 \approx 3,5$, $i_k \approx 2,8$ und damit $i_2 \approx 3,0$. Für beide Getriebe­konstruktionen wird die gleiche Aufteilung der Übersetzung gewählt, damit diese besser zu vergleichen sind. Die Quellenlage zeigt, dass diese Aufteilung für beide Getriebe möglich ist.

Die typische Lebensdauer von 30 Jahren gilt für diese Anwendung.

Der Zielwirkungsgrad des Getriebes ergibt sich daraus, dass der Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs größer als der des Referenzantriebsstrangs sein soll. Die Wirkungsgrade des Referenzsystems variieren über den Drehzahl-Drehmomentbereich. Theoretisch und mit hohem Aufwand kann ein Zielwirkungsgrad für jeden Betriebspunkt bestimmt werden. Ein Mittelwert fürs Fahren und einer fürs Bremsen vereinfacht die Betrachtung.

Das Referenzgetriebe hat einen Wirkungsgrad von 97 %. Für den Referenzstromrichter und die Referenzmaschine werden über die Referenzstrecken Wirkungsgrade berechnet. Der Mittelwert über alle Referenzstrecken im Fahren und Bremsen wird als Vergleichswert verwendet. Ebenso wird aus den Kennfeldern der hochdrehenden Maschine und des neuen Stromrichters der Wirkungsgrad bestimmt. Da noch nicht alle Massen bekannt sind, werden die Werte aus dem Referenzfahrzeug genutzt. Der Wirkungsgrad des kompletten Antriebsstrangs soll beim Fahren und beim Bremsen größer sein als der des Referenzantriebsstrangs, daher gilt für den Getriebewirkungsgrad als Zielwert:

$$\eta_{\text{Getriebe,Konzept}} > \frac{\eta_{\text{Maschine,Referenz}} \cdot \eta_{\text{Stromrichter,Referenz}} \cdot \eta_{\text{Getriebe,Referenz}}}{\eta_{\text{Maschine,Konzept}} \cdot \eta_{\text{Stromrichter,Konzept}}} \quad (5.6)$$

$$\eta_{\text{Getriebe,Konzept,Fahren}} > \frac{87 \% \cdot 96 \% \cdot 97 \%}{95 \% \cdot 98 \%} = 87 \% \quad (5.7)$$

$$\eta_{\text{Getriebe,Konzept,Bremsen}} > \frac{84 \% \cdot 96 \% \cdot 97 \%}{92 \% \cdot 98 \%} = 87 \% \quad (5.8)$$

Einsatzbedingungen

Das Getriebe wird gemäß der allgemeinen Anforderung an der Radsatzwelle eingebaut. Bei den Fahrwerkskonfigurationen mit Vorgelegewelle wird ein Übersetzungsgetriebe zwischen Abtrieb des Fahrmotors und Vorgelegewelle und das Vorgelegegetriebe zwischen Vorgelegewelle und Rad eingebaut.

Ein Straßenbahngetriebe ist durch den Einsatz im Freien starken Verschmutzungen ausgesetzt. Außerdem muss es hohe Sicherheitsanforderungen erfüllen.

Die Last- und Betriebszyklen, für die das Getriebe ausgelegt werden muss, sind durch die Einsatzprofile in 5.1.1 vorgegeben. Eine vollständige Auslegung der Getriebe kann auf Grundlage dieser Angaben durch einen Getriebehersteller erfolgen und wird hier nicht weiter betrachtet.

Umsetzung

Im Folgenden werden die Schritte durchgeführt, die es ermöglichen, die Fahrwerkskonfigurationen zu präzisieren und das Gesamtsystem zu bewerten. In einem ersten Schritt wird überprüft, ob die technischen Spezifikationen im ermittelten Bauraum eingehalten werden können. Dazu wird eine Vorauslegung der Getriebe realisiert. Mit den Formeln aus 2.2.1.3 werden grobe Zahnrad Durchmesser, Zahnradbreiten, Achsabstände und Wellendurchmesser berechnet. Mit diesen Abmessungen wird überprüft, ob die Fahrwerkskonfigurationen realistisch sind. Für prinzipiell realisierbare Fahrwerkskonfigurationen wird der Wirkungsgrad der Getriebe nach Werten aus der Literatur bestimmt. Außerdem wird ein Überschlag der Masse mit einer einfachen Geometrie der Zahnräder, Wellen und eines Gehäuses durchgeführt. Da keine genaue Auslegung gemacht wird, werden weder Lager noch andere zusätzliche Komponenten dimensioniert. Um realitätsnahe und vergleichbare Werte zu erhalten, wird der gleiche Auslegungsüberschlag auf das Referenzgetriebe angewendet und ein Korrekturfaktor abgeleitet.

Zuerst werden die Mindestdurchmesser der An- und Abtriebswelle berechnet sowie ein Überschlag für die Zahnrad Durchmesser angenommen. Kegelräder sind bei gleicher Belastung größer als Stirnräder. Der Zahnrad Durchmesser ist proportional zum anliegenden Moment und an der Antriebswelle am niedrigsten. Da der Bauraum des Getriebes klein gehalten werden soll, wird beim Kegelradgetriebe nur die Variante Kegel-Stirn-Stirn betrachtet.

Üblicherweise wird für Getriebewellen im Bahnbereich 17CrNiMo6 eingesetzt. Mit den Drehmomenten der hochdrehenden Maschine ergibt sich für die Antriebswelle nach Formel (2.13)

$$d_{\text{an}} > 31 \text{ mm.} \quad (5.9)$$

Der Durchmesser der Abtriebswelle ist

$$d_{\text{ab}} > 95 \text{ mm.} \quad (5.10)$$

Falls ein Vorgelegegetriebe verwendet wird, gilt für die Abtriebswelle

$$d_{\text{ab,Vorgelege}} > 75 \text{ mm.} \quad (5.11)$$

Je nach Variante des Getriebes werden für die Zwischenwellen die Mindestdurchmesser in Tabelle 24 berechnet.

Tabelle 24: Durchmesser der Getriebewellen

	Kegel-Stirn-Stirnradgetriebe	Stirnradgetriebe
d_1 in mm	43	47
d_2 in mm	66	67

Der Abstand zwischen den Stirnradtriebsebenen errechnet sich nach Formel (2.17) zu den in Tabelle 25 zusammengestellten Werten.

Tabelle 25: Achsabstände der Stirnräder

	Kegel-Stirn-Stirnradgetriebe	Stirnradgetriebe
a_1 in mm		112
a_2 in mm	160	154
a_3 in mm	217	212

Nach den Formeln (2.18) und (2.19) werden die Durchmesser der verschiedenen Zahnräder bestimmt. Die Vorgelegegetriebe treiben nur ein Rad an, daher tritt nur die Hälfte des Drehmoments auf. Daher können die Zahnraddurchmesser theoretisch um den Faktor 0,79 kleiner gewählt werden.

Tabelle 26: Durchmesser der Zahnräder

	Kegel-Stirn-Stirnradgetriebe	Stirnradgetriebe	Stirnradgetriebe Vorgelege
$d_{1,1}$ in mm		50	50
$d_{1,2}$ in mm	174	175	175
$d_{2,1}$ in mm	70	77	77
$d_{2,2}$ in mm	248	230	230
$d_{3,1}$ in mm	109	111	88
$d_{3,2}$ in mm	326	312	248

Die Dicken der Zahnräder werden nach der Literatur mit Formel (2.21) für die Kegelräder und dem Breiten-Dicken-Verhältnis nach Tabelle 4 für die Stirnräder überschlagen.

Eine mögliche Ausführung eines Kegelradgetriebes und eines Stirnradgetriebes werden skizziert, um die Abmessungen und Verhältnisse zueinander darzustellen. Abbildung 60 zeigt schematisch ein Kegelradgetriebe. Die Höhe des Getriebes kann durch Variation der Länge und Orientierung der Zwischenwellen sowie die Positionierung der Zahnräder eingestellt werden.

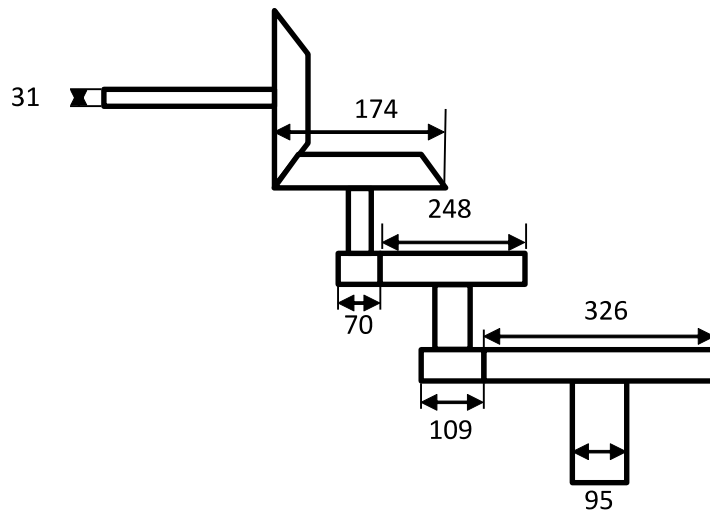


Abbildung 60: Abmessungen Kegelradgetriebe

Eine schematische Darstellung des Stirnradgetriebes ist in Abbildung 61 zu sehen. Um die Breite des Getriebes zu variieren und es dem Bauraum anzupassen, wird die Länge und Orientierung der Zwischenwellen oder die Position der Zahnräder verändert.

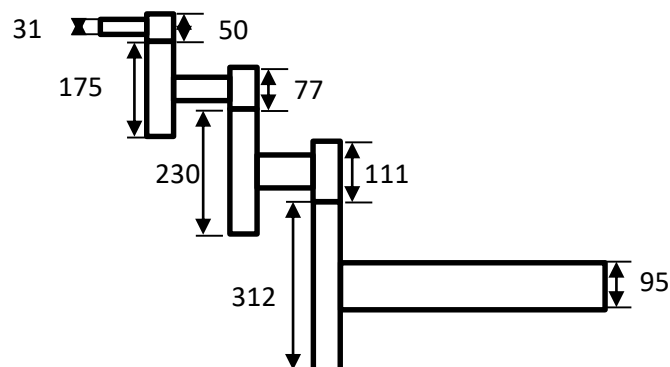


Abbildung 61: Abmessungen Stirnradgetriebe

Eine Skizze für den Einbau der Fahrwerkskonfiguration 2-A1 ist in Abbildung 62 zu sehen. Die erste Getriebestufe ist in der Abbildung grün dargestellt, die zweite blau und die dritte rosa. Um die Breite des Bauraums nicht zu überschreiten, wird die zweite Zwischenwelle zurück in Richtung des ersten Zahnrads geführt.

Die Position des Fahrmotors wird so gewählt, dass die Abtriebswelle des Getriebes mit der Radsatzwelle übereinstimmt. Dabei besteht viel Spielraum, sodass bei etwas größeren oder kleineren Zahnrädern das Getriebekonzept realisierbar bleibt. Die größte Komponente des Getriebes ist das Abtriebszahnrad.

Der durchschnittliche Wirkungsgrad eines dreistufigen Kegelradgetriebes liegt nach 2.2.1.3 zwischen 91 % und 98 % und erfüllt damit den in den Formeln (5.7) und (5.8) bestimmten Mindestwert sowohl beim Fahren als auch beim Bremsen. Das Referenzgetriebe ist ebenfalls ein Kegelradgetriebe, allerdings nur mit zwei Stufen. Die Stirnradstufen haben einen höheren Wirkungsgrad als die Kegelradstufen. Ausgehend vom Wirkungsgrad des Referenzgetriebes wird angenommen, dass eine Stirnradstufe einen Wirkungsgrad von 99 % und eine Kegelradstufe einen Wirkungsgrad von 98 % hat. Daher wird bei dieser Getriebevariante ein Wirkungsgrad von 96 % erwartet.

Die Abschätzung der Masse erfolgt basierend auf den vorliegenden Zahnraddimensionen, einem 5 mm dicken Stahlgehäuse, 8 Lagern und einem Ölbad. Ausgehend vom Referenzgetriebe wird der Korrekturfaktor berechnet. Damit ergibt sich eine Masse von 273 kg, die kleiner als die zulässige Maximalmasse von 516 kg nach Formel (5.5) ist. Das Volumen liegt bei $0,095 \text{ m}^3$.

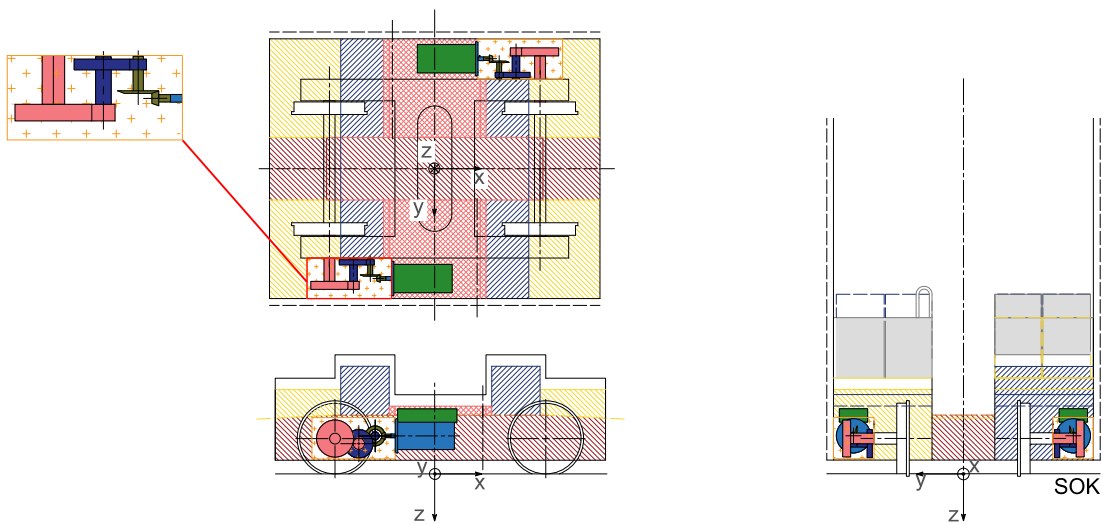


Abbildung 62: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 2-A1

Bei den Getriebevarianten der Fahrwerkskonfigurationen 3-B4 und 7-B4 kann das erste Zahnradpaar nicht zwischen dem Rad und dem Ende des definierten Raums in x-Richtung platziert werden, da dort nicht ausreichend Bauraum vorhanden ist. Der Bauraum zwischen Rad und dem Ende des definierten Raums ist 146 mm breit. In diesen Raum werden die Antriebswelle und die Kupplung montiert. Das erste Zahnrad wird hinter Antriebswelle und Kupplung zwischen die zwei Räder gesetzt. Die Breite des Getriebes ist die beschränkende Größe. Einerseits können die Zahnräder nicht beliebig weit in die Mitte des Fahrwerks rücken, da dort der Bauraum durch den Mittelgang beschränkt ist. Andererseits sollen sie nicht zu weit in Richtung der Radsatzwelle ragen, damit sie sich nicht mit dieser überschneiden. Anders als bei Fahrwerkskonfiguration 3-B4 geplant, kann der Stromrichter nicht unter dem Fahrmotor angebracht werden, da dadurch die Zahnräder im Verhältnis zur Radsatzwelle zu hoch lägen. Daher wird daraus nach dieser Iteration die Fahrwerkskonfiguration 3-A4. Eine beispielhafte Anordnung zeigt Abbildung 63. Das Gehäuse kann nicht als einfacher Quader ausgeführt werden, da ein Teil des Getriebes unter dem Gang liegt. Das Getriebegehäuse wird somit gestuft geplant.

Der durchschnittliche Wirkungsgrad eines dreistufigen Stirnradgetriebes liegt nach 2.2.1.3 zwischen 91 % und 99 % und erfüllt damit sowohl beim Fahren als auch beim Bremsen den in Rechnung (5.7) und (5.8) bestimmten Mindestwert. Im Vergleich zum Referenzgetriebe ist eine Stufe mehr eingebaut, aber keine Kegelradstufe. Drei Stirnradstufen mit einem Wirkungsgrad von 99 % ergeben einen Gesamtwirkungsgrad von 97 %, wie für das Referenzgetriebe.

Die Abschätzung der Masse erfolgt basierend auf den vorliegenden Zahnraddimensionen, einem 5 mm dicken Stahlgehäuse, 8 Lagern und einem Ölbad. Mit dem zuvor berechneten Korrekturfaktor ergibt sich eine Masse von 216 kg. Die Masse liegt damit unterhalb des Maximalwerts von 516 kg. Das Getriebe hat ein Volumen von $0,013 \text{ m}^3$. Die geringe Masse und das geringe Volumen entstehen durch die kurzen Wellen und durch das gestufte Gehäuse. Die Lagerintegration kann durch die kurzen Wellen anspruchsvoll werden.

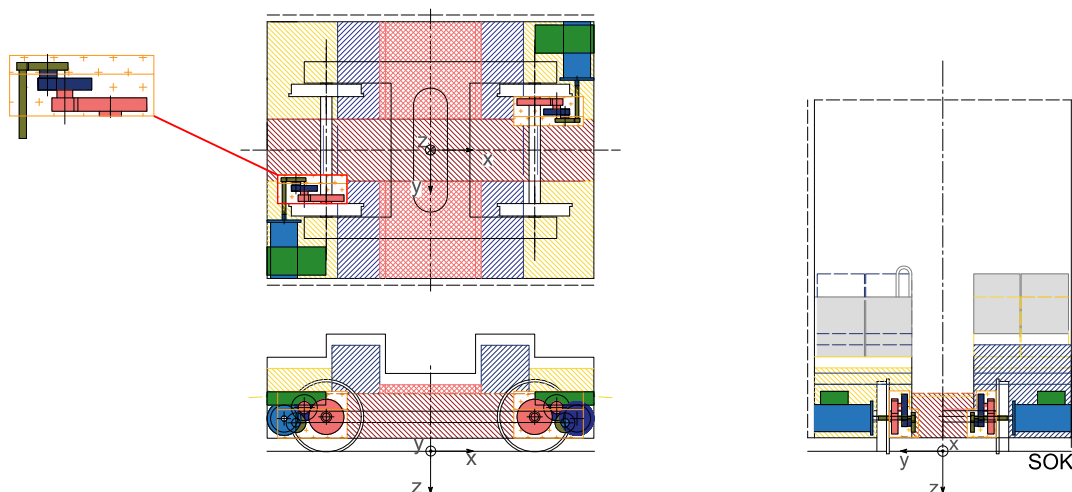


Abbildung 63: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 3-A4

Wegen der kurzen Wellen und dem knappen Bauraum bei Fahrwerkskonfiguration 3-A4 wird die Fahrwerkskonfiguration 7-B4 mit Vorgelegewelle überprüft. Hier wird ein geteiltes Getriebe genutzt. Eine Getriebevariante zeigt Abbildung 64. In der Draufsicht und Seitenansicht sind zwei Antriebsstränge abgebildet. Die Vorderansicht zeigt der Übersichtlichkeit wegen nur einen Antriebsstrang. Damit die Zahnradstufen nicht in den Gang ragen, wo der Bauraum sehr niedrig ist, müssen die Getriebewellen kurz ausgeführt werden. Das Getriebegehäuse des Übersetzungsgetriebes muss abgestuft werden. Es werden deutlich mehr Bauteile benötigt: ein weiteres Zahnradpaar, ein zweites Getriebegehäuse und die Vorgelegewelle zusätzlich zu einer eventuellen Portalachse.

Durch die Zweiteilung und die damit vorhandenen zwei Gehäuse wird eine weitere Abdichtung erforderlich. Dadurch ist der Getriebewirkungsgrad im Vergleich zu den anderen Getriebevarianten mit Stirnradgetriebe niedriger. Da der Abstand zum Mindestwert aber mindestens 2 Prozentpunkte beträgt, ist er voraussichtlich auch mit den zwei Gehäusen einzuhalten. Im Vergleich zum Referenzgetriebe ist eine Stufe mehr eingebaut, dafür aber keine Kegelradstufe. Der Wirkungsgrad wird daher ähnlich hoch wie beim Referenzgetriebe sein.

Bei einer Berechnung der Masse des Getriebes basierend auf den vorliegenden Zahnraddimensionen und einem 5-mm-dicken Stahlgehäuse, müssen die zusätzlichen Lager und das zweite Gehäuse sowie die Schmierung des zweiten Getriebes berücksichtigt werden. Damit ergibt sich eine Masse von etwa 534 kg. Das liegt über den zulässigen 516 kg. Das Volumen des Getriebes beträgt $0,064 \text{ m}^3$. Allerdings wird keine Radsatzwelle eingebaut, sondern eine Portalachse und die Vorgelegewelle, die in Summe leichter als eine Radsatzwelle sein können.

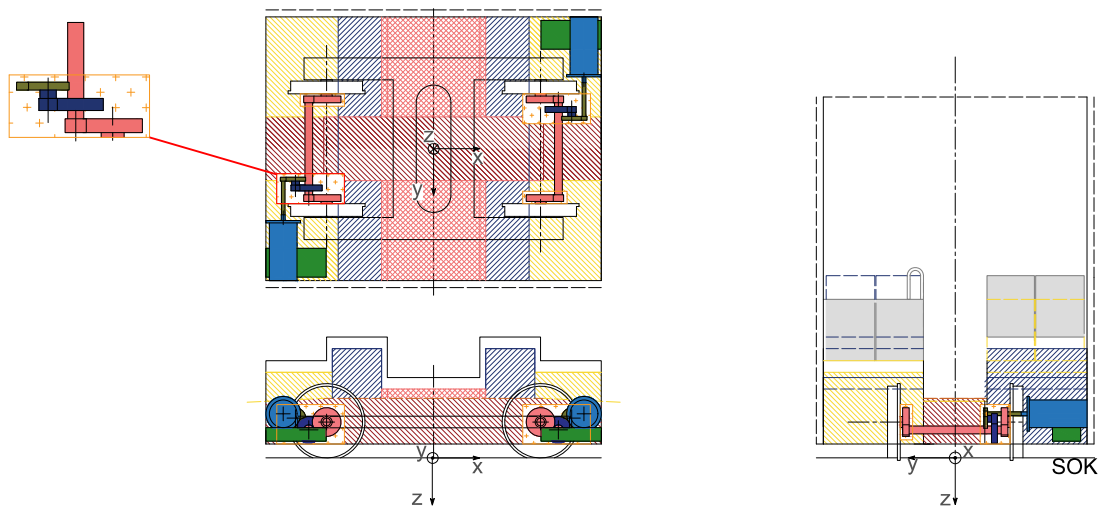


Abbildung 64: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4

Die beiden Fahrwerkskonfigurationen 4-F2 und 8-F2 sind möglich. Wie am Beispiel 7-B4 gezeigt, ist jedoch bei der Variante mit Losradpaar die zusätzliche Masse und der Aufwand beträchtlich. Daher wird die Fahrwerkskonfiguration 8-F2 nicht weiterverfolgt. Abbildung 65 zeigt eine Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 4-F2.

Bei dieser Fahrwerkskonfiguration ist viel freier Bauraum vorhanden. Dieser ist zwar in der Mitte durch den Gang etwas eingeschränkt, lässt aber viele Spielräume bei der Integration. Der Fahrmotor muss für diese Zahnradabmessungen etwas in Richtung der Radsatzwellen verschoben werden, der Abstand zum Rad ist daher knapp. Es sollten daher bei der endgültigen Auslegung, falls möglich, größere Zahnräder verwendet werden; dafür ist auch in der Höhe noch freier Bauraum.

Der durchschnittliche Wirkungsgrad eines dreistufigen Stirnradgetriebes liegt wie für die Getriebevariante 3-A4 bei 97 %.

Diese Getriebevariante wiegt 272 kg. Diese im Vergleich zu einem Stirnradgetriebe mit den gleichen Anforderungen (3-A4) höhere Masse kommt durch die längeren Zwischenwellen zustande. Diese sind aber für den Einbau der Lager vorteilhaft. Die Masse ist dennoch weit unter dem Grenzwert. Das Volumen liegt bei $0,134 \text{ m}^3$ und kommt ebenfalls durch die Anordnung mit den längeren Zwischenwellen und dem dadurch größeren benötigten Bauraum zustande.

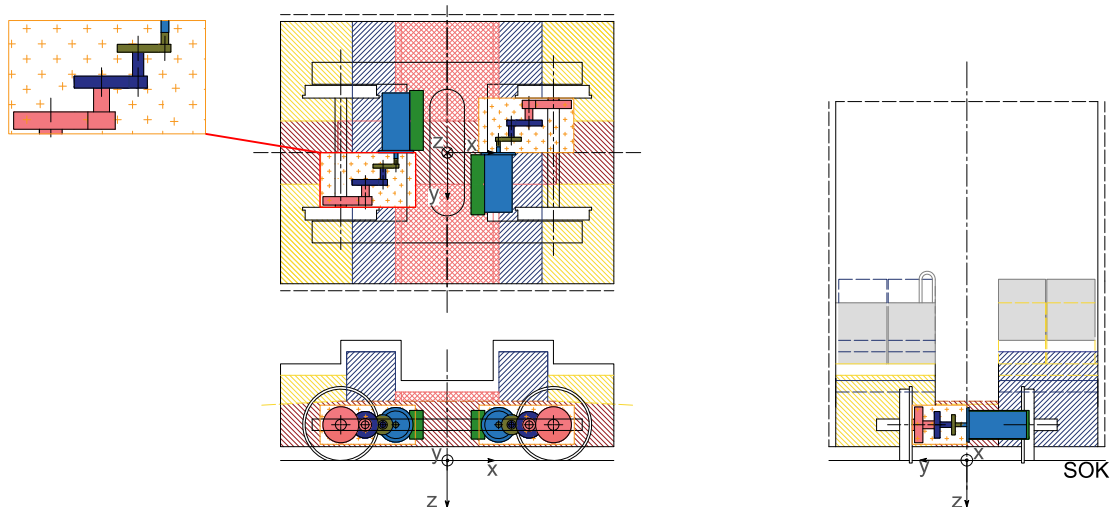


Abbildung 65: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 4-F2

Vier der sechs vorausgewählten Fahrwerkskonfigurationen sind direkt realisierbar. Für die Fahrwerkskonfiguration 3-B4 muss die Stromrichterposition angepasst werden, um den Fahrmotor in dieser Ausrichtung mit einem Radsatz einbauen zu können. Die Fahrwerkskonfiguration 8-F2 wird wegen ihres Losradpaars ausgeschlossen. Alle ausgeführten Fahrwerkskonfigurationen haben einen Wirkungsgrad, der den Mindestwert erfüllt. Von der Masse gleichwertig sind die Fahrwerkskonfigurationen 2-A1 und 4-F2. Das Getriebe bei der Fahrwerkskonfiguri-

on 3-A4 ist zwar 20 % leichter als bei den beiden anderen Fahrwerkskonfigurationen, jedoch ist der Bauraum knapp und der Lagereinbau kritisch. 7-B4 liegt mit der Masse oberhalb des Grenzwerts. Die Fahrwerkskonfigurationen mit Radsatz werden bevorzugt, da sie einfacher auszulegen sowie zu konstruieren sind und somit keine nähere Betrachtung benötigen. Daher werden die Fahrwerkskonfigurationen 2-A1 und 4-F2 ausgewählt. Die vorhergehenden Abbildungen sind Skizzen, in denen nicht alle Komponenten aufgenommen sind, zum Beispiel die Sandungsanlage, eventuell eine Steuerung sowie Kabel. Alle Fahrwerkskonfigurationen zeigen aber genügend weitere freie Einbauräume für diese nicht untersuchten Komponenten.

5.1.6 Wagenkasten

Ziel dieses Prozesses ist es, zu überprüfen, ob die Veränderung der Massen in den vorher betrachteten Subsystemen und deren Anordnung eine Anpassung des Wagenkastens erfordern. Die einzige Modifikation, die Auswirkungen auf den Wagenkasten haben kann, ist die Verlegung des Stromrichters vom Dach in das Fahrwerk. Im Referenzfahrzeug ist der Stromrichter auf dem Dach untergebracht, bei allen betrachteten Fahrwerkskonfigurationen im Fahrwerk. Damit muss der Wagenkasten weniger Masse tragen.

Die Dachboxen, in denen die Stromrichter untergebracht sind, sind Anbauteile. Bei zusätzlichen Massen größer als 50 kg muss nach VDV-Schrift 152 eine Neuauslegung durchgeführt werden. Da durch die Verlegung des Stromrichters die Massen auf dem Dach reduziert werden, muss keine Neuauslegung durchgeführt werden. Das freigewordene Potenzial auf dem Dach kann allerdings für andere Installationen genutzt werden. Daher ist es sinnvoll, die Veränderung der Massen trotzdem zu untersuchen.

In Abbildung 66 sind die Komponenten auf dem Wagenkastendach des Referenzfahrzeugs und des Fahrzeugkonzepts dargestellt.

Im Referenzfahrzeug ist auf jedem Wagenkastendach eines angetriebenen Wagenteils eine Dachbox à 325 kg eingebaut. In einer solchen Dachbox befinden sich zwei Stromrichter à 34 kg. Weitere schwere Komponenten in der Dachbox sind Lüfter, die Schütze und die Filterdrosseln. Die Stromrichter des Referenzfahrzeugs sind luftgekühlt.

Die hier ausgewählten Stromrichter wiegen 14 kg. Die Stromrichterabmessungen und -massen beinhalten sowohl die Steuerung als auch den Bremschopper. Die Bremswiderstände und die Rückkühleinheit sind nicht integriert. Es sind sechs Stromrichter nötig. Sie sind wassergekühlt. Die Stromrichter werden unterflur in einem bahnkonformen Gehäuse von 1 kg eingebaut. In diesem Gehäuse befindet sich zudem Montagematerial, das etwa 5 kg wiegt. Die Stromrichterkühlung wird in die bereits vorhandene Wasserkühlung der Fahrmotoren integriert, somit kommen keine weiteren Schläuche vom Dach nach unten hinzu. Die Zusatzmasse unterflur beträgt somit zweimal 20 kg, also 40 kg pro Fahrwerk. Der unterflur eingebaute Stromrichter mit Montagematerial und Gehäuse wird als Stromrichtergerät bezeichnet.

Die Bremswiderstände und die Rückkühleinheit verbleiben auf dem Dach. Des Weiteren sind nach wie vor der Hauptschalter und das Ladeschutz mit Ladewiderstand sowie die Filterdrossel auf dem Dach untergebracht. Montagematerial, um die Komponenten zu befestigen, ist weiterhin erforderlich. Der Lüfter wird in der Dachbox nun nicht mehr benötigt. Das Gehäuse und somit die Masse wird entsprechend verkleinert. Die Dachbox mit allen Komponenten hat eine Masse von 213 kg. Damit reduziert sich die Masse auf dem Dach um 112 kg.

Die Größe des Rückkühlers hängt von der Verlustleistung der Maschine und des Stromrichters ab. Deren maximale Verlustleistung verringert sich für das Fahrzeugkonzept um 9 kW im Vergleich zur maximalen Verlustleistung des Referenzfahrzeugs. Im Durchschnitt sinkt sie um 2 kW. Damit ist der Rückkühler ausreichend groß.

Die Masse der Anbauteile auf dem Wagenkasten sinkt, daher muss die Struktur des Wagenkastens nicht verändert werden. Bei späteren Konstruktionsanpassungen könnten die Wagenkastenstrukturen schwächer ausgeführt werden oder Anbauteile mit einer Masse von 112 kg anstelle des Stromrichters auf dem Dach untergebracht werden.

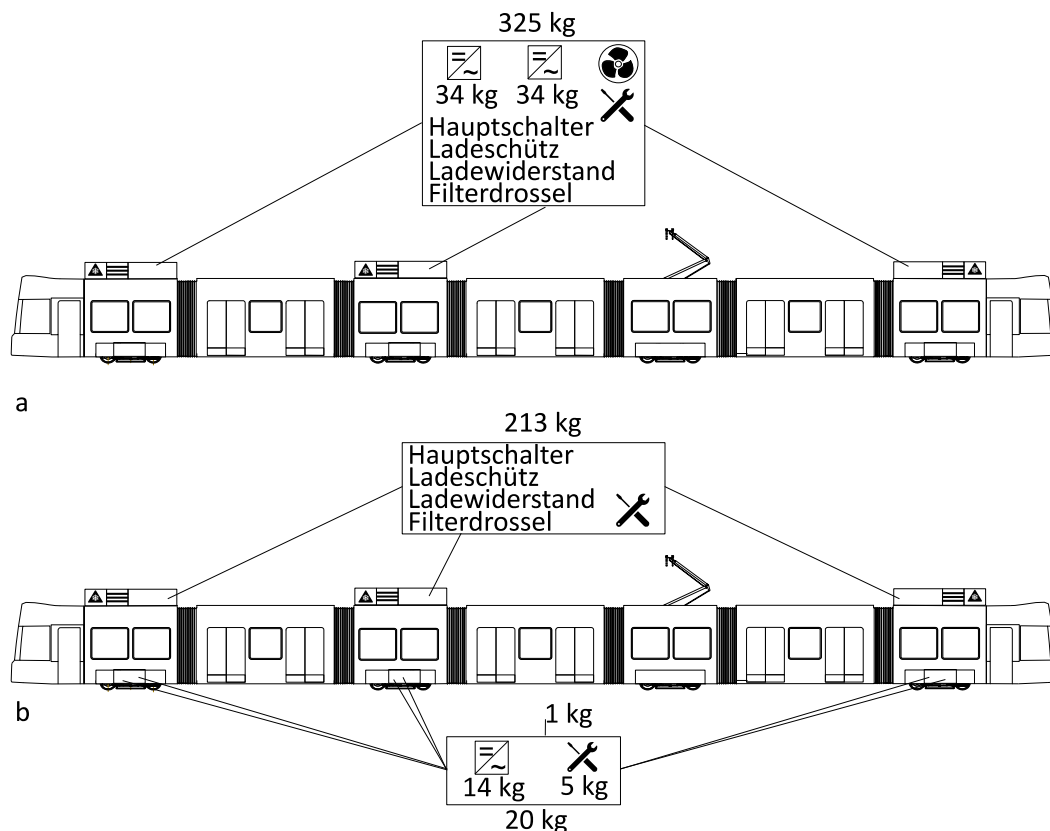


Abbildung 66: Komponenten und ihre Massen auf dem Fahrzeugdach des a) Referenzfahrzeugs b) Fahrzeugkonzepts

5.1.7 Bremsen

Alle Komponenten, die Einfluss auf die Fahrzeugmasse haben, werden in den vorherigen Kapiteln betrachtet. Diese Komponenten werden zu Fahrzeugkonzepten kombiniert. Das Fahrzeugkonzept 1 basiert auf der Fahrwerkskonfiguration 2-A1. Das Fahrzeugkonzept 2 basiert auf der Fahrwerkskonfiguration 4-F2. Die Massen sind in der Tabelle 27 zusammengefasst.

Die Fahrzeugkonzepte haben eine Leermasse zwischen 53 280 kg und 53 286 kg und eine maximale Masse von 86 440 kg bis 86 446 kg. Beide Fahrzeugkonzepte haben eine um 3 % geringere Masse als das Referenzfahrzeug. Durch den veränderten Aufbau des Getriebes, die höhere Drehzahl und die höhere Gesamtübersetzung verändern sich die rotatorischen Massenzuschläge. Die rotatorischen Massen steigen auf 7353 kg für das Fahrzeugkonzept 1 und auf 7706 kg für das Fahrzeugkonzept 2; der Unterschied ergibt sich durch den Aufbau und die Breite der Zahnräder beim Stirnradgetriebe. Daher ergibt sich für die scheinbare Fahrzeugmasse ein geringfügig höherer Wert.

Da die Getriebemaße überschlägig berechnet werden, wird zusätzlich überprüft, welche Auswirkungen Veränderungen der Zahnradgrößen auf die rotatorischen Massen haben. Bei einer Vergrößerung aller Zahnräder und Wellen sowohl im Durchmesser als auch in der Breite um

10 %, erhöht sich der Massenzuschlagsfaktor um den Faktor 1,007. Bei einer reinen Erhöhung der Zahnrad- und Wellendurchmesser erhöht er sich ebenfalls um den Faktor 1,005.

Tabelle 27: Fahrzeugmassen

	Referenz	Fahrzeugkonzept 1	Fahrzeugkonzept 2
Leermasse in kg	54 840	53 286	53 280
Maximale Fahrzeugmasse	88 000	86 446	86440
Rotatorischer Massenzuschlag in kg	5460	7353	7706
Scheinbare Leermasse in kg	60 300	60 639	60 986
Scheinbare maximale Fahrzeugmasse in kg	93 460	93 799	94 146

Da die scheinbare Fahrzeugmasse gegenüber dem Referenzfahrzeug angestiegen ist, muss überprüft werden, ob die Bremsen weiterhin den gesetzlichen Anforderungen entsprechen. Außerdem wird untersucht, inwiefern sich die Bremsanforderungen im Betrieb im Vergleich zum Referenzfahrzeug verändern.

Das Referenzfahrzeug nutzt Scheibenbremsen, die elektrische Bremse und Magnetschienenbremsen. An dieser Bremskonfiguration wird wegen der Gesetzeslage, die eine vom Rad-Schiene-Kontakt unabhängige Bremse sowie eine Feststellbremse vorschreibt, festgehalten. Die Scheibenbremse und die Magnetschienenbremse sind wie im Referenzfahrzeug ausgeführt.

Die Scheibenbremskraft hängt nur von der technischen Ausführung ab und beträgt nach Gleichung (2.27) 8 kN pro Achse, bei acht eingebauten Bremsen sind dies 64 kN. Als Feststellbremse betrieben, kann sie 73 kN Bremskraft aufbringen.

Mit einer Anzugskraft von 81 kN ergeben sich für acht Magnetschienenbremsen mit Formel (2.28) in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit die in Tabelle 28 zusammengestellten Bremskräfte. Die Bremskraft der Magnetschienenbremse hängt nicht von der Fahrzeugmasse ab.

Tabelle 28: Bremskraft Magnetschienenbremsen

Geschwindigkeit in km/h	Bremskraft in kN
20	102
30	82
40	70
50	62
60	57
70	52

Die elektrische Bremse ist durch die Auslegung der elektrischen Maschine bereits festgelegt. Sie hat ein minimales Drehmoment von $-281,4 \text{ Nm}$ von 0 min^{-1} bis $15 270 \text{ min}^{-1}$. Dies ent-

spricht, je nach Abnutzung des Rads, einer Fahrgeschwindigkeit zwischen 53 km/h und 60 km/h. Für größere Drehzahlen fällt das Drehmoment quadratisch ab, da sich der Stromrichter im Bereich konstanter Spannung befindet.

Die maximale Bremskraft $F_{B,RS}$, die über den Rad-Schiene-Kontakt mit dem Kraftschlussbeiwert μ_K übertragen werden kann, wird durch die reduzierte Masse verringert. Die Scheibenbremse und die elektrische Bremse übertragen ihre Bremskraft über den Rad-Schiene-Kontakt. Nach Formel (2.29) und unter der Annahme, dass der Kraftschlussbeiwert für beide Fahrzeuge der Gleiche ist, gilt für beide Fahrzeugkonzepte

$$\frac{F_{B,RS,Konzept}}{F_{B,RS,Referenz}} = \frac{m_{Konzept,leer}}{m_{Referenz,leer}} \geq 0,97. \quad (5.12)$$

Bei einem Kraftschlussbeiwert von 0,33 reduziert sich die übertragbare Kraft um 5 kN.

Die Bremsverzögerungen für die Gefahrenbremse, die Ausfallbremse, sowie die Magnetschienenbremse sind durch die BOStrab und die TR Bremsen für die Fahrgeschwindigkeiten von 10 km/h bis 70 km/h vorgegeben. Für die Bremskraft F_B gilt der daraus abgeleiteten Mindestbeschleunigung a

$$F_B > (m + m_{Rot}) \cdot a - F_W. \quad (5.13)$$

Der Laufwiderstand sinkt durch die geringere Masse, durch die gestiegenen rotatorischen Massen steigt die Trägheitskraft. Der geschwindigkeitsunabhängige Teil der Laufwiderstände reduziert sich um 44 N. Durch die reduzierte Gesamtmasse sinken die Hangabtriebskraft und die Kurvenwiderstandskraft.

Die Grenzwerte bei der Gefahrenbremse gelten nach BOStrab für ein leeres Fahrzeug auf geradem, ebenen Gleis. Die maximale Bremsverzögerung mit $2,73 \text{ m/s}^2$ wird bei 70 km/h gefordert. Die benötigte Bremskraft, nach Gleichung (5.13), steigt bei Fahrzeugkonzept 1 um 0,6 % und um 1,2 % bei Fahrzeugkonzept 2 im Vergleich zur Bremskraft des Referenzfahrzeugs. Dies sind maximal 1 kN bzw. 2 kN bei der Maximalgeschwindigkeit von 70 km/h. Die maximal benötigte Bremskraft von 161 kN bzw. 162 kN kann über den Rad-Schiene-Kontakt übertragen werden, da sie die Gleichung (2.29) erfüllt. Die Gefahrenbremse kann, wie beim Referenzfahrzeug, bei Geschwindigkeiten kleiner 60 km/h rein elektrisch ausgeführt werden. In Kombination mit der Scheibenbremse oder der Magnetschienenbremse kann die Gefahrenbremse auch zwischen 60 km/h und 70 km/h regelkonform ausgeführt werden. Die Kombination Magnetschienenbremse mit Scheibenbremse ermöglicht weiterhin eine Gefahrenbremse bei Geschwindigkeiten kleiner 30 km/h.

Ergänzend zur BOStrab fordern die TR Bremsen die gleichen Bremsverzögerungen auch für eine mit Zweidritteln der Maximallast beladenen Straßenbahn. Dies kann wie beim Referenz-

fahrzeug erfüllt werden. Die elektrische Bremse alleine erreicht die Bremskraft nur bei Geschwindigkeiten kleiner 20 km/h. Bei Geschwindigkeiten über 60 km/h müssen bei beiden Fahrzeugkonzepten alle drei Bremsen gemeinsam eingesetzt werden.

Die Grenzwerte der Ausfallbremse gelten nach BOStrab ebenfalls für ein leeres Fahrzeug auf geradem, ebenen Gleis. Die benötigte Bremskraft steigt bei Fahrzeugkonzept 1 um 0,7 % und bei Fahrzeugkonzept 2 um maximal 1,3 % im Vergleich zur Bremskraft des Referenzfahrzeugs. Das sind maximal 0,4 kN bzw. 0,8 kN bei der Maximalgeschwindigkeit von 70 km/h. Die benötigte maximale Bremskraft von 61 kN kann über den Rad-Schiene-Kontakt übertragen werden und von der elektrischen Bremse oder den Scheibenbremsen aufgebracht werden. Die Magnetschienenbremse allein kann diese Kraft ab 60 km/h nicht aufbringen und muss mit einer der anderen Bremsen kombiniert werden.

Auch für die Ausfallbremse fordert die TR Bremsen die Erfüllung der Bremsverzögerungen mit Zweidrittelbeladung. Alle Zweierkombinationen der Bremsen erfüllen wie auch beim Referenzfahrzeug die Anforderungen.

Die Grenzwerte der Magnetschienenbremse sind nur in der TR Bremsen spezifiziert. Sie müssen für ein leeres Fahrzeug auf geradem, ebenen Gleis erfüllt werden. Die Bremskraft steigt hier bei Maximalgeschwindigkeit um maximal 1,0 % bei Fahrzeugkonzept 1 bzw. 1,7 % bei Fahrzeugkonzept 2 an, was 0,2 kN bzw. 0,3 kN entspricht. Diese Bremskraft kann weiterhin mit den eingebauten Magnetschienenbremsen aufgebracht werden.

Die Feststellbremse muss das Abrollen des Fahrzeugs mit Höchstlast an der steilsten Stelle des Netzes verhindern. Da die Fahrzeugmasse sinkt, ist dies mit der Scheibenbremse des Referenzfahrzeugs möglich. Die benötigte Kraft sinkt um 1 kN.

Die maximale Bremskraft wird auf den Strecken 2 und 3 benötigt. Sie steigt von 141 kN um 2 kN auf 143 kN. Die maximale Bremskraft wird auf diesen Strecken bei Geschwindigkeiten von 0,2 km/h bis 31 km/h benötigt. Die maximale Bremskraft im Betrieb kann somit mit der elektrischen Bremse aufgebracht werden, da diese –162 kN bis mindestens 53 km/h bietet.

Die Bremskraft steigt maximal um 4 kN, 2%, im Vergleich zur Referenz an. Diese maximale Steigerung ist auf Strecke 2 zu beobachten. Dieser Betriebspunkt tritt beim Abbremsen zum Stillstand beim Bergauffahren auf, dabei ist noch eine Geschwindigkeit von 0,32 km/h vorhanden. Es wird mit einer Beschleunigung von $-1,6 \text{ m/s}^2$ gebremst.

Im Vergleich zum Referenzfahrzeug wird in einzelnen Bereichen durch die erhöhten rotatorischen Massen eine höhere Bremskraft erforderlich. Für das vorliegende Fahrzeugkonzept ist trotz der gestiegenen rotatorischen Massen das Bremssystem des Referenzfahrzeugs ausreichend, um die rechtlichen Anforderungen zu erfüllen. Auch die anspruchsvollsten Betriebspunkte können im Betrieb weiterhin elektrisch gebremst werden.

5.2 Bewertung

Die in 5.1 entwickelten Fahrzeugkonzepte werden hinsichtlich der drei Bewertungskriterien Masse und Volumen, Energiebedarf sowie Fahrkomfort untersucht und mit dem Referenzsystem verglichen. Die Fahrzeugkonzepte haben beide die gleichen Siliziumkarbid-Stromrichter und hochdrehenden elektrischen Maschinen.

Fahrzeugkonzept 1 basiert auf der Fahrwerkskonfiguration 2-A1. Das Fahrwerk besteht aus zwei Radsätzen, zwischen denen die Fahrmotoren längs zur Fahrtrichtung eingebaut sind. Dieser Einbau entspricht dem im Referenzfahrzeug. Die Stromrichter liegen oberhalb der Fahrmotoren. Die dreistufigen Getriebe haben jeweils eine Kegelradstufe und zwei Stirnradstufen.

Fahrzeugkonzept 2 basiert auf der Fahrwerkskonfiguration 4-F2. Das Fahrwerk besteht aus zwei Radsätzen, zwischen denen die Fahrmotoren quer zur Fahrtrichtung eingebaut sind. Die Stromrichter liegen seitlich neben den Fahrmotoren. Die Getriebe haben drei Stirnradstufen.

Im Unterschied zum Referenzfahrzeug ist bei beiden Fahrzeugkonzepten der Stromrichter in das Fahrwerk integriert. Damit ergeben sich für beide Fahrzeugkonzepte die gleichen Veränderungspotenziale im Hinblick auf Masse und Bauraum auf dem Dach.

5.2.1 Masse und Volumen

Die Massen des Referenzfahrzeugs, des Fahrzeugkonzepts 1 und des Fahrzeugkonzepts 2 sind in Tabelle 29 zusammengestellt.

Tabelle 29: Massen Referenzfahrzeug und Fahrzeugkonzepte

Komponente	Anzahl	Referenz	Fahrzeugkonzept 1	Fahrzeugkonzept 2
Fahrmotor in kg	6	336	125	125
Getriebe in kg	6	285	273	272
Stromrichter in kg	6	34	14	14
Stromrichtergerät in kg	6	-	20	20
Dachbox in kg	3	325	213	213
Antriebsstrang in kg	6	784	525	524
Leermasse in kg	1	54 840	53 286	53 280
Rotatorischer	1	5460	7353	7706
Massenzuschlag in kg				

In Bezug auf den Stromrichter treten Masseinsparungen und -verlagerungen auf. Die Masse eines Stromrichters wird um 20 kg reduziert, das entspricht einer Einsparung von 59 %. Der Stromrichter wird in einem Stromrichtergerät unterflur eingebaut, dadurch kommen dort im Gesamtfahrzeug sechsmal 20 kg hinzu. Die Dachbox, in der im Referenzfahrzeug der Stromrichter untergebracht ist, wird um 112 kg leichter.

Die Masse des Fahrmotors reduziert sich um 211 kg, das entspricht einer Einsparung von 63 %. Der Fahrmotor der Fahrzeugkonzepte hat eine um 32 % reduzierte Leistung. Die Massenreduktion, die durch die reduzierte Leistung erzielt wird, wird nach den Wachstumsgesetzen für elektrische Maschinen in 2.2.1.1 bestimmt. Dadurch wäre maximal eine Reduktion um 84 kg zu erwarten. Der Großteil der Massenreduktion ist daher auf die Steigerung der Drehzahl zurückzuführen.

Die Getriebemasse sinkt bei Fahrzeugkonzept 1 um 4 % und bei Fahrzeugkonzept 2 um 5 %. Das entspricht 12 kg bzw. 13 kg. Die Getriebemasse sinkt trotz der zusätzlichen Getriebestufe, da das Referenzgetriebe überdimensioniert ist. Außerdem sinkt die Belastung an der Eingangswelle durch die niedrigeren Drehmomente. Anders als bei den Komponenten Stromrichter und Fahrmotor existiert für das Getriebe kein Prototyp, der die Masse validiert. Zum Vergleich wird ein Prüfstandsgetriebe herangezogen, das eine ähnliche Übersetzung (25,2) und zwei Stirnradstufen hat. Dieses wiegt 430 kg. Dieses Getriebe ist nicht optimiert und seine Masse kann somit als obere Grenze für ein Fahrzeuggetriebe angesehen werden.

Zum gesamten Antriebsstrang zählen ein Fahrmotor, ein Getriebe und die Hälfte der Dachbox. Bei den Fahrzeugkonzepten kommt das Stromrichtergerät ebenfalls dazu. Die Masse eines gesamten Antriebsstrangs reduziert sich um 33 %.

Damit ist der Ansatz, eine hochdrehende elektrische Maschine und einen SiC-Stromrichter einzusetzen, um die Masse zu reduzieren, sinnvoll. Die Höhe der Reduktion hängt stark vom Getriebe ab. Selbst mit dem Prüfstandsgetriebe würde die Masse im Vergleich zum Referenzfahrzeug verringert.

Bei der Integration des hochdrehenden Antriebs in das Fahrzeug verändert sich die Masse des Wagenkastens, des Fahrwerks und somit des gesamten Fahrzeugs gegenüber dem Referenzfahrzeug. Die Leermasse des Fahrzeugs sinkt bei beiden Fahrzeugkonzepten um knapp 3 %. Die absolute Massenreduktion ist bei Fahrzeugkonzept 2 um 6 kg höher.

Für die Beschleunigung und das Abbremsen des Fahrzeugs sind außerdem die rotatorischen Massen relevant. Die rotatorischen Massen hängen von der Drehzahl, der Übersetzung und der Masse des Getriebes ab. Durch die zusätzliche Getriebestufe sind mehr Bauteile eingebaut, die ebenfalls die rotatorischen Massen erhöhen. Die zu beschleunigende Leermasse, die sogenannte scheinbare Leermasse, steigt daher bei beiden Fahrzeugkonzepten im Vergleich zur Referenz um 1 %. Bei beladenem Fahrzeug variiert die scheinbare Masse um weniger als 1 %.

Der Antrieb wird im Referenzfahrzeug primärgefedert ausgeführt, was dem Stand der Technik entspricht. Auch die zwei Fahrzeugkonzepte können in dieser Form realisiert werden. In Tabelle 30 ergeben sich damit die primär- und sekundärgefederten Massen. Sowohl die primär- als auch die sekundärgefederten Massen sinken.

Tabelle 30: Differenz der Massen aufgeteilt nach Federstufen

	Fahrzeugkonzept 1 – Referenz	Fahrzeugkonzept 2 – Referenz
Sekundärgefedert, in kg	-336	-336
Primärgefedert, in kg	-1218	-1224

Im Folgenden wird die Veränderung des Volumens betrachtet. Das Volumen der hochdrehenden Antriebsmaschine liegt bei $0,021 \text{ m}^3$ im Vergleich zu $0,055 \text{ m}^3$ der Referenzmaschine. Damit reduziert sich das Maschinenvolumen sich um 62 %. Das Getriebevolumen sinkt bei Fahrzeugkonzept 1 um 2 % von $0,097 \text{ m}^3$ auf $0,095 \text{ m}^3$. Für das Fahrzeugkonzept 2 steigt es um 38 % auf $0,134 \text{ m}^3$.

Beide Fahrzeugkonzepte besitzen das Stromrichtergerät im Fahrwerk und weiterhin eine Dachbox. Das Volumen der Dachboxen sinkt um 24 % bei beiden Fahrzeugkonzepten. Um einen Vergleich der Stromrichter zu ermöglichen, wird das Volumen der Dachbox des Referenzfahrzeugs mit dem Volumen des Stromrichtergeräts und der Dachbox der Fahrzeugkonzepte verglichen. Damit sinkt das mit dem Stromrichter assoziierte Volumen um 19 % für beide Fahrzeugkonzepte.

Das Gesamtvolumen des Antriebsstrangs besteht aus den Volumen von Stromrichtergerät, Fahrmotor und Getriebe sowie der Hälfte der Dachbox. Somit sinkt das Gesamtvolumen bei Fahrzeugkonzept 1 im Vergleich zum Referenzfahrzeug um 21 % von $0,450 \text{ m}^3$ auf $0,357 \text{ m}^3$. Bei Fahrzeugkonzept 2 sinkt das Volumen um 12 % auf $0,396 \text{ m}^3$.

Der Einsatz einer hochdrehenden elektrischen Maschine ermöglicht es somit, das Volumen des Antriebsstrangs zu verringern. Die Höhe der Reduktion hängt von der gewählten Fahrwerkskonfiguration und dem daraus resultierenden Getriebe ab.

5.2.2 Energiebedarf

Die Energieeffizienz der Komponenten und die Fahrzeugmasse beeinflussen den Energiebedarf des Straßenbahnfahrzeugs.

Mit einem modularen Fahrzeugmodell können beide Parameter gleichzeitig variiert und analysiert werden. Je nach Veränderung des Antriebsstrangs und des Fahrzeugs werden die Massen, Fahrwiderstände und Wirkungsgradkennfelder angepasst. Somit kann das Fahrzeugmodell im Laufe der Entwicklung verfeinert werden. Ein früherer Stand eines solchen Simulationsmodells und der Vergleich mit dem Referenzfahrzeug wird in [E1] vorgestellt. Mit den in den vorherigen Abschnitten entwickelten Komponenten werden Messungen durchgeführt. Um Vergleiche mit diesen Messungen zu ermöglichen, werden der Einfluss der Energieeffizienz und der Masse entkoppelt. Die scheinbare Masse des Fahrzeugs, die für den Energiebedarf relevant ist, steigt, wie im vorherigen Kapitel gezeigt, um weniger als 1 %. Daher wird der Energiebedarf hier mit Fokus auf die Energieeffizienz der Komponenten bewertet.

Während der Entwicklung der Komponenten wurden Wirkungsgradkennfelder für die elektrische Maschine und den Stromrichter der Fahrzeugkonzepte simuliert. Dies wurde für den Stromrichter von Fraunhofer mithilfe einer Schaltungssimulation und PLECS-Modelle realisiert. Vincorion nutzte eine Finite-Elemente-Analyse in Maxwell 2D zur Bestimmung des Maschinenwirkungsgrads. Auf dem Prüfstand werden die hochdrehende Maschine und der SiC-Stromrichter untersucht und die Messdaten ausgewertet. Außerdem liegen ermittelte Wirkungsgradkennfelder für den Stromrichter und die Maschine des Referenzsystems vor, die mit Messdaten validiert sind.

Die Messergebnisse werden zuerst mit den simulierten Wirkungsgradkennfeldern der Fahrzeugkonzepte und im Anschluss mit der Referenz verglichen. Abschließend wird der Energiebedarf auf zwei der Referenzstrecken gegenübergestellt.

Der Prüfstand besteht aus der entwickelten elektrischen Maschine (Kapitel 5.1.2) und dem entwickelten Stromrichter (Kapitel 5.1.3). Der Prüfstands Aufbau ist in Abbildung 67 mit den verwendeten Sensoren dargestellt. Bombardier gibt an, dass ihre Messwandler immer mindestens 1 % Genauigkeit haben. Als Prüfstandsgetriebe wird ein zweistufiges Stirnradgetriebe mit einer Übersetzung von 25,3 genutzt. Ein solches Getriebe hat einen geschätzten Wirkungsgrad von 98 %. Zwischen der Maschine und dem Getriebe sowie dem Getriebe und der Lastmaschine je wird eine Kupplung eingebaut. Die Energieversorgung des Prüfstandsantriebsstrangs erfolgt durch eine Gleichstromeinspeisung. Eine von der Stromrichterelektronik unabhängige Prüfstandselektronik steuert die Komponenten. Sie werden durch eine Rückkühleinheit gekühlt. Da die Gleichstromeinspeisung nicht rückspeisefähig ist, wird zusätzlich ein Bremswiderstand verwendet. Die Sensoren für Strom und Spannung sind vor und nach dem Stromrichter angebracht.

Eine Messwelle vor und eine nach dem Getriebe misst Drehzahl und Drehmoment. Die Drehmomentmesswelle zwischen Maschine und Getriebe ist nur bis zu einer maximalen Drehzahl von $16\,000\text{ min}^{-1}$ zugelassen. Daher werden zwei Messserien durchgeführt, um einerseits das Drehmoment zwischen Getriebe und Maschine zu messen und andererseits die Maschine bis zu ihrer Maximaldrehzahl zu betreiben.

Einige Messergebnisse der ersten Messserie bis $16\,000\text{ min}^{-1}$ werden in [E3] vorgestellt. Bei der zweiten Messserie wird die Messwelle zwischen elektrischer Maschine und Getriebe entfernt und somit keine Messung des Maschinenmoments vorgenommen. Des Weiteren wird das Kabel zwischen Stromrichter und Maschine verkürzt und die Maschinenregelung weiterentwickelt.

Nummer	Sensorbezeichnung
1	Signaltec MTCS
2	PMK Bumblebee
3	LEM IT 700-S Ultrastab

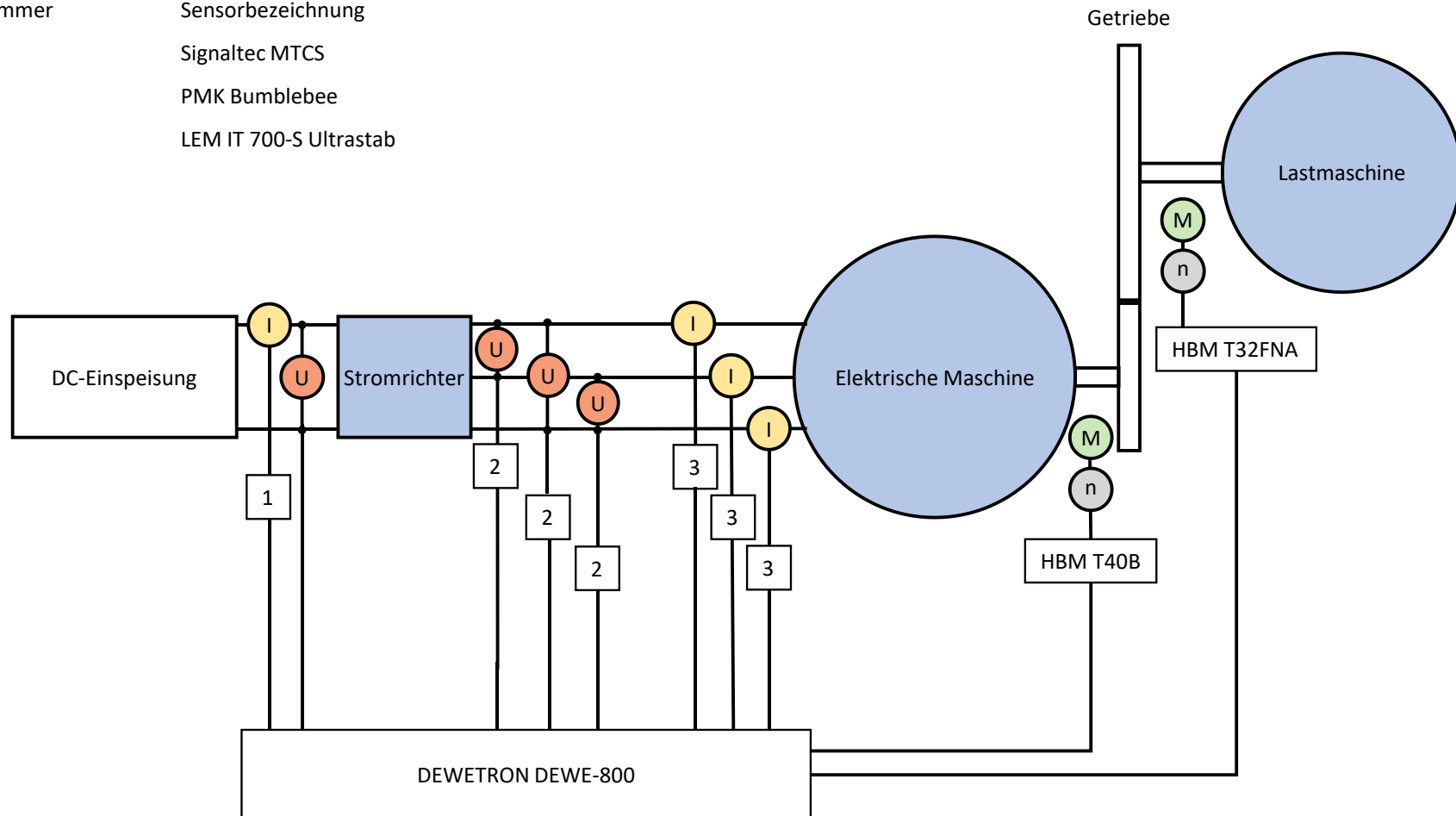


Abbildung 67: Prüfstands Aufbau erste Messserie nach [E3]

Messergebnisse

Bei der ersten Messserie wurde der Getriebewirkungsgrad über die Drehzahl und das Drehmoment bestimmt. Im oberen Teil der Abbildung 68 ist der Getriebewirkungsgrad über der Maschinendrehzahl aufgetragen. Im unteren Teil der Abbildung ist das Maschinendrehmoment über der Maschinendrehzahl dargestellt. Die Farbe der Kreuze zeigt den Getriebewirkungsgrad an.

Im Fahren wird eine Messung in Schritten von 1000 min^{-1} auf der Drehmomentgrenzkennlinie durchgeführt. Dabei variiert das Maschinendrehmoment von 196 Nm bis 80 Nm und die Maschinendrehzahl von 1000 min^{-1} bis $16\,000 \text{ min}^{-1}$. Damit werden 16 Betriebspunkte beim Fahren gemessen. Der Getriebewirkungsgrad beim Fahren sinkt mit steigender Drehzahl von $96,5 \%$ auf $95,0 \%$. Der Median hat einen Wert von $96,4 \%$.

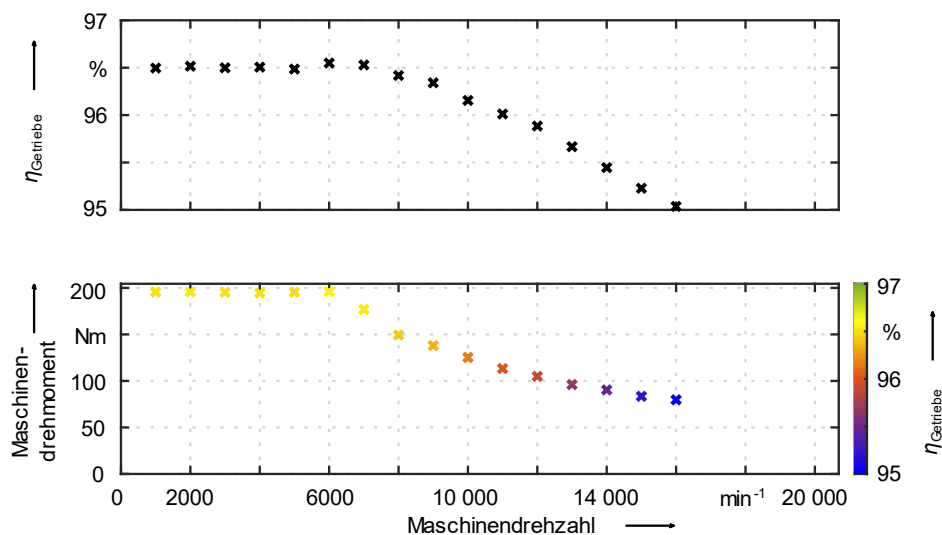


Abbildung 68: Getriebewirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl nach [E3]

Bei der zweiten Messserie wurden nicht nur Messpunkte auf der Drehmomentgrenzkennlinie angesteuert, sondern auch für 75% , 50% und 25% dieser Grenzkennlinie. Die Messpunkte variieren von 1000 min^{-1} bis $20\,000 \text{ min}^{-1}$ in 1000 -er-Schritten. Da die 16 Messpunkte aus der ersten Messserie Bestandteil dieser Messpunkte sind, können beide Messserien miteinander verglichen werden. Der Getriebewirkungsgrad konnte bei der zweiten Messserie nicht bestimmt werden, da keine geeignete Messwelle zur Verfügung stand. Daher wird der Gesamtwirkungsgrad, das heißt der Wirkungsgrad von Stromrichter, elektrischer Maschine und Getriebe, der beiden Messserien verglichen, um die Auswirkungen der Anpassungen im Messaufbau zu untersuchen.

Der Abgleich des Gesamtwirkungsgrades der beiden Messserien zeigt, dass die Ergebnisse trotz der Anpassungen im Messaufbau vergleichbar sind. In der Abbildung 69 ist die Differenz der Gesamtwirkungsgrade dargestellt. Die Farbe visualisiert die Differenz der Gesamtwirkungsgrade zwischen der ersten und der zweiten Messserie. Bei Werten größer 0 sinkt der

Wirkungsgrad von der ersten Messserie zur zweiten Messserie. Im Median liegt die Differenz der zwei Messungen bei -1 Prozentpunkt. Die maximale Abweichung von -5 Prozentpunkten tritt beim Messpunkt mit der geringsten Drehzahl auf. Mit einer Abweichung von -1 Prozentpunkt im Median für den gesamten Antriebsstrang können die Messungen als vergleichbar angesehen werden. Die in der ersten Messserie ermittelten Getriebewirkungsgrade können somit auch für die zweite Messserie verwendet werden. Da bei der zweiten Messserie mehr Punkte im Teillastbereich und bei höheren Drehzahlen gemessen wurden, wird im Folgenden die zweite Messserie betrachtet.

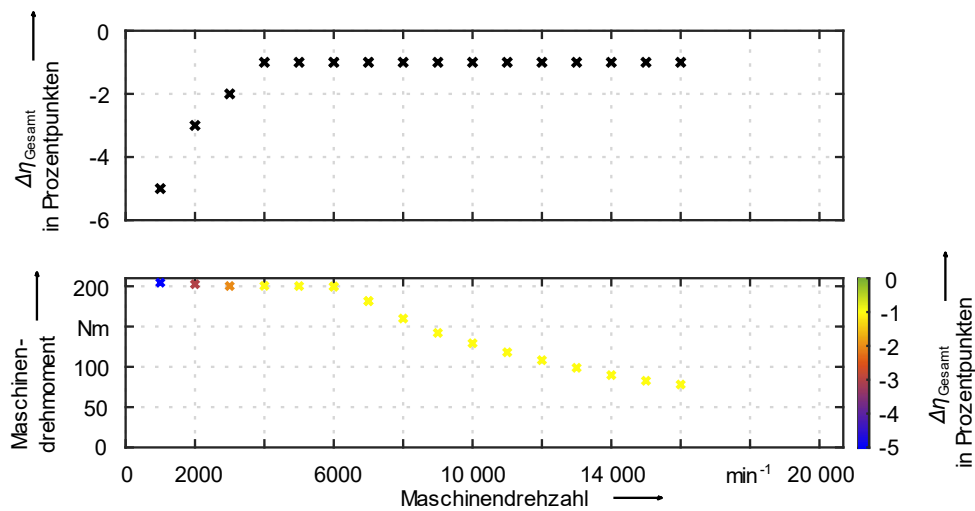


Abbildung 69: Differenz der Gesamtwirkungsgrade zwischen der ersten und zweiten Messserie

Der Stromrichterwirkungsgrad wird durch die Messung von Strom und Spannung vor und nach dem Stromrichter bestimmt. Die 78 Messpunkte verteilen sich auf Kennlinien mit 100 %, 75 %, 50 % und 25 % der Drehmomentgrenzkennlinie. Es liegt ein Messpunkt alle 1000 min^{-1} vor, bei der 75 %-Kennlinie fehlt der Messpunkt bei $12\,000 \text{ min}^{-1}$. Der Median des Wirkungsgrades liegt bei 99 % und das Minimum bei 90 %. Der Wirkungsgrad fällt nur bei Drehzahlen kleiner 4000 min^{-1} unter 99 %. Damit ist der Stromrichter sehr gut für das definierte Einsatzprofil geeignet. Dieses einheitliche Bild zeigt Abbildung 70. Die Abbildung ist wie die vorherigen aufgebaut. Zusätzlich kennzeichnen unterschiedliche Symbole, zu welcher Kennlinie die Punkte gehören.

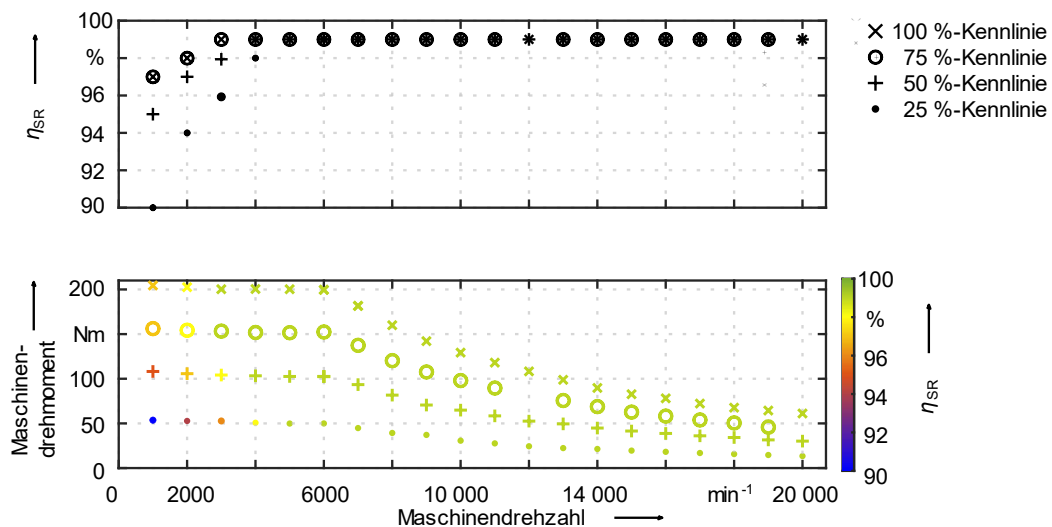


Abbildung 70: Stromrichterwirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl

Der Maschinenwirkungsgrad wird aus der Messung von Strom und Spannung zwischen Stromrichter und Maschine, der Messung des Drehmoments und der Drehzahl an der Lastmaschine und unter Zuhilfenahme des Getriebewirkungsgrades ermittelt. 74 Messpunkte werden ausgewertet. Dies sind die gleichen Messpunkte wie beim Stromrichterwirkungsgrad abzüglich vier Punkten der 25 %-Kennlinie zwischen $12\,000 \text{ min}^{-1}$ und $15\,000 \text{ min}^{-1}$, bei denen der Wirkungsgrad nicht bestimmt werden konnten. Da der Getriebewirkungsgrad nur auf der Drehmomentgrenzkennlinie bis $16\,000 \text{ min}^{-1}$ bestimmt wurde, sind die Werte dort am verlässlichsten.

In der Abbildung 71 ist der Maschinenwirkungsgrad dargestellt. Der Wirkungsgrad variiert von 75 % bei niedrigen Drehzahlen und hohem Drehmoment bis hin zu 94 % auf der Leistungshyperbel. Im Median liegt der Wirkungsgrad bei 92 %. Er steigt mit steigender Drehzahl zuerst an und sinkt ab etwa $16\,000 \text{ min}^{-1}$ wieder ab.

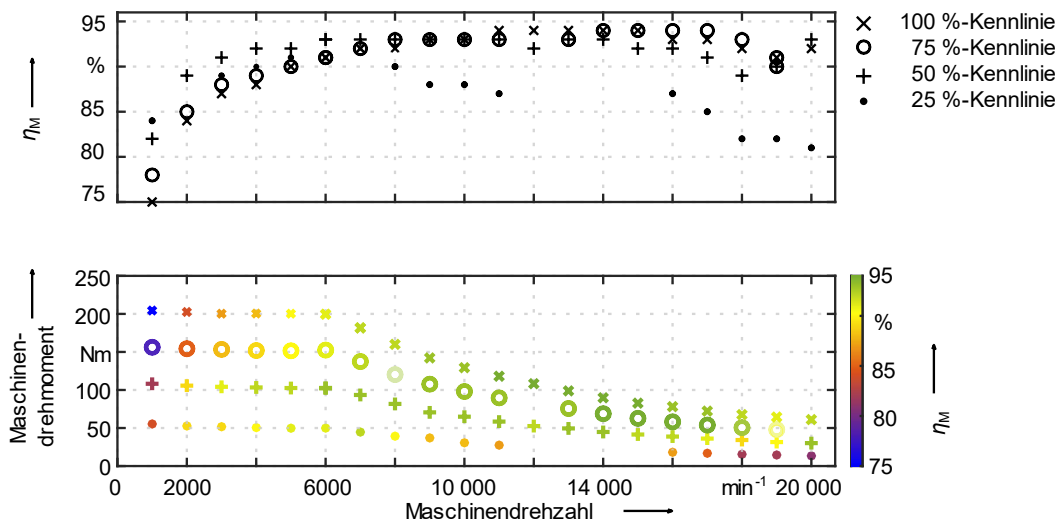


Abbildung 71: Maschinenwirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl

Abschließend ist festzuhalten, dass die Messergebnisse der drei Komponenten den Literaturangaben entsprechen. Der Median des SiC-Stromrichterwirkungsgrades von 99 % mit geringen Schwankungen über den Messbereich erscheint im Vergleich zu [93] plausibel. Dort wird der Wirkungsgrad eines vergleichbaren Stromrichters ebenfalls mit 99 % und geringen Variationen gemessen.

Das gemessene Wirkungsgradkennfeld der Asynchronmaschine hat die übliche Form. Eine hochdrehende Asynchronmaschine aus dem Automobilbereich, die eine Dauerleistung von 123 kW und eine Maximaldrehzahl von 30 000 min^{-1} aufweist, zeigt einen ähnlichen Wirkungsgradverlauf über der Drehzahl. Der maximale Wirkungsgrad liegt dort bei 93,6 %. Diese Maschine hat im niedrigen Drehzahlbereich Wirkungsgrade von 85 %, die bis zu 60 % interpoliert werden. [36] Das deckt sich mit der Spanne der hier vorgestellten Messergebnisse.

Für den gemessenen Getriebewirkungsgrad liegen keine Vergleichsdaten vor. Der allgemeine Verlauf mit höheren Wirkungsgraden bei niedrigeren Drehzahlen deckt sich mit [90] und der Theorie zu den Getriebeverlusten.

Vergleich Messung mit Simulation

In der Entwicklung der Komponenten Stromrichter und Maschine wurden Wirkungsgrade simuliert, die eine deutliche Energieeffizienzsteigerung im Vergleich zur Referenz erwarten lassen. Insbesondere die simulierten Maschinenwirkungsgrade weisen deutlich höhere Werte als das Referenzsystem auf. [E1]

Die Messergebnisse werden mit den simulierten Wirkungsgraden von Stromrichter und Maschine verglichen. Dazu werden die entsprechenden Wirkungsgrade aus den simulierten Wirkungsgradkennfeldern ausgewählt.

In Abbildung 72 ist die Differenz der Stromrichterwirkungsgrade zwischen Messung und Simulation aufgetragen. Im Median liegt die Differenz bei 1 Prozentpunkt, in der Simulation wird im Median der Wirkungsgrad zu schlecht abgebildet. Ausreißer mit +5 und -2 Prozentpunkten treten bei sehr niedrigen Drehzahlen auf. Damit trifft die Simulation die Messung sehr gut. Die Differenz in manchen Punkten kann zum Beispiel an Messabweichungen liegen.

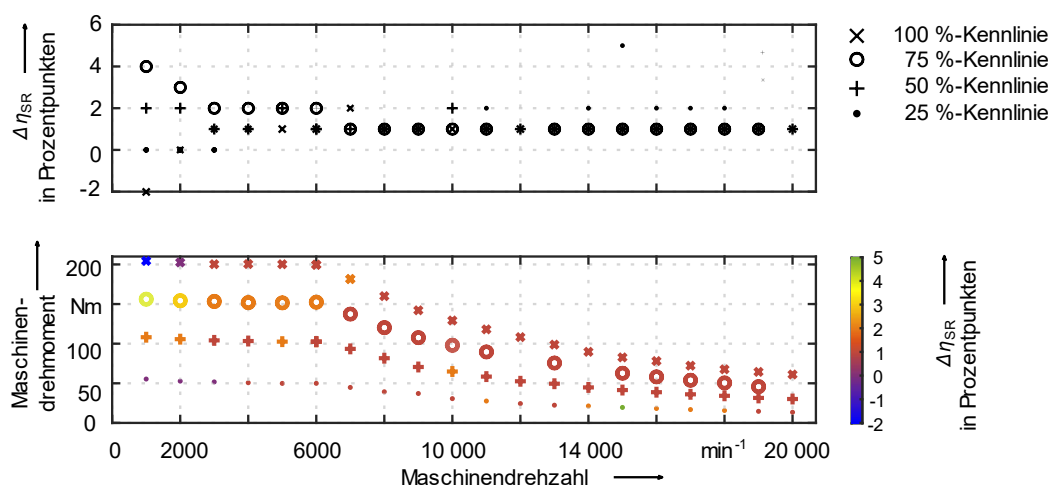


Abbildung 72: Differenz zwischen Stromrichterwirkungsgrad der Messung und der Simulation

Die Differenz zwischen dem gemessenen und dem simulierten Maschinenwirkungsgrad zeigt Abbildung 73. Die Wirkungsgrade bei der Messung sind in allen Punkten kleiner als in der Simulation. Die maximale Abweichung liegt bei -13 Prozentpunkten und die minimale Abweichung bei -2 Prozentpunkten. Im Median weicht die Simulation -4 Prozentpunkte von der Messung ab. Damit wird eine deutliche bessere Energieeffizienz simuliert, als die Messung nachweist. Diese Unterschiede lassen sich nicht durch Messabweichungen erklären. Da die Messung, wie oben gezeigt, durch die Literatur plausibel erscheint, ist der Fehler in den Annahmen der Simulation zu suchen.

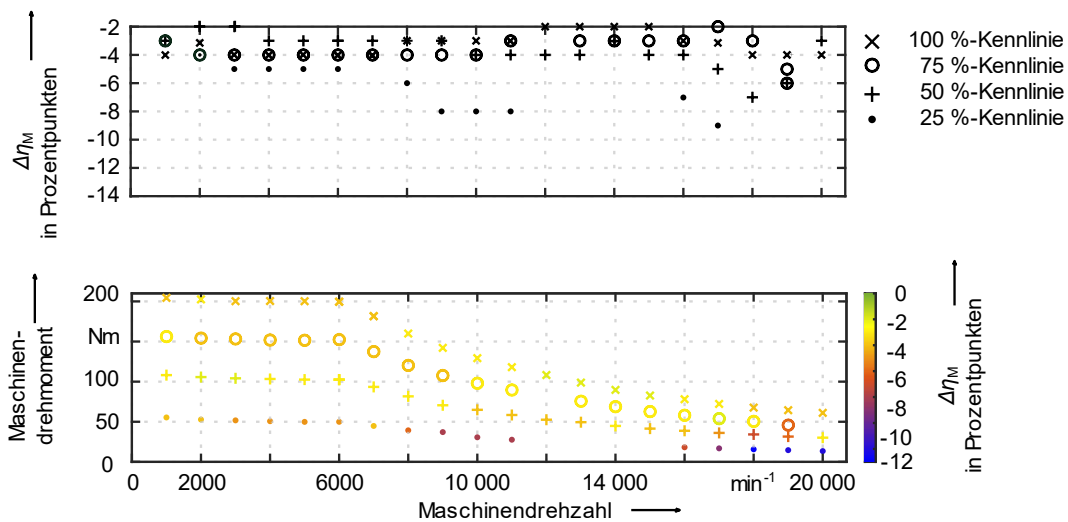


Abbildung 73: Differenz zwischen Maschinenwirkungsgrad der Messung und der Simulation

Für das Prüfstandsgetriebe wurde mit der gleichen Vorgehensweise wie für die Fahrzeuggetriebe ein konstanter Wirkungsgrad von 98 % modelliert. Die Messung zeigt eine leichte Drehzahlabhängigkeit und der Wirkungsgrad ist mit maximal 96,5 % niedriger.

Vergleich Messungen mit Referenzkomponenten

Als Nächstes werden die Ergebnisse der Prüfstandsmessung dem Referenzsystem gegenübergestellt. Dazu werden die Wirkungsgrade in den verschiedenen Messpunkten mit den Werten aus dem Referenzsystem verglichen. Die Differenz des Stromrichterwirkungsgrades von Messung und Referenz ist in Abbildung 74 dargestellt. Im Unterschied zu den vorherigen Abbildungen wird die Größe über die normierten Werte von Maschinendrehzahl und Maschinendrehmoment aufgetragen. Ein normiertes Maschinendrehmoment von 1 entspricht jeweils dem maximalen Moment der Referenz- und der hochdrehenden Maschine. Eine normierte Maschinendrehzahl von 1 entspricht jeweils der maximalen Drehzahl der Referenz- und der hochdrehenden Maschine. Die gleiche Darstellung wird auch für die folgenden Abbildungen gewählt.

Der Stromrichterwirkungsgrad ist in allen Messpunkten höher als der Referenzwert. Die maximale Steigerung liegt bei 5 Prozentpunkten bei einer normierten Drehzahl von 0,75. Sowohl auf der 100 %-Kennlinie als auch bei 75 % und 50 % des maximalen Moments ist der Wirkungsgrad meist 3 Prozentpunkte höher. Auf der 25 %-Kennlinie fällt die Differenz am geringsten aus. Im Median liegt die Steigerung bei 3 Prozentpunkten.

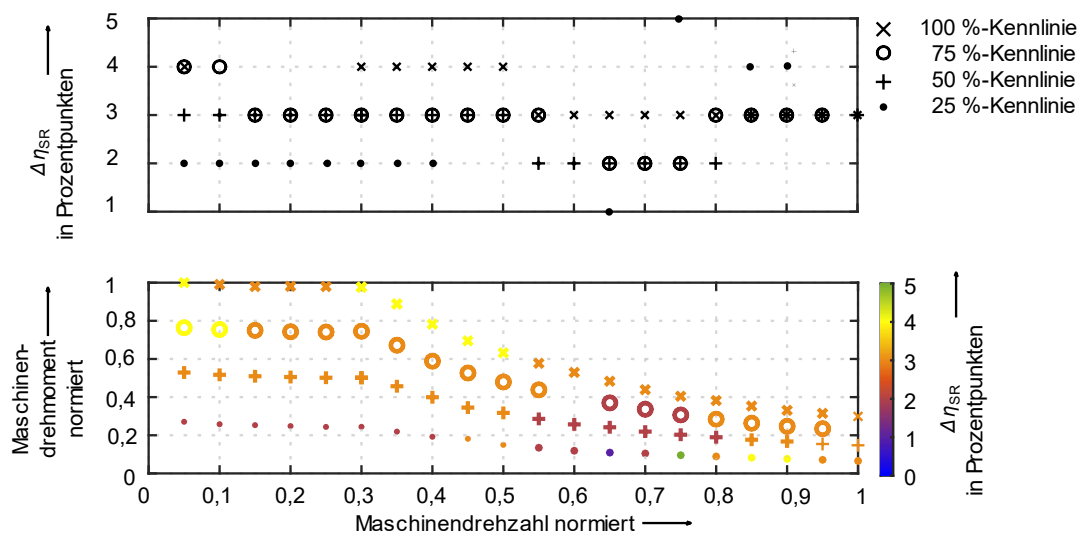


Abbildung 74: Differenz zwischen Stromrichterwirkungsgrad der Messung und der Referenz

Abbildung 75 zeigt die Differenz der Maschinenwirkungsgrade zwischen Messung und Referenz. Hier zeigt sich kein einheitliches Bild. In den meisten Messpunkten ist der Wirkungsgrad der Messung höher als der Referenzwirkungsgrad. Eine Ausnahme sind Messpunkte bei hohen Drehzahlen. Die maximale Verbesserung des Wirkungsgrades beträgt 12 Prozentpunkte bei niedrigen Drehzahlen. Im Median beläuft sich die Steigerung nur auf 1 Prozentpunkt. Bei hohen Drehzahlen zeigt sich eine Verschlechterung. Da der gemessene Getriebewirkungsgrad nur bis $16\,000\text{ min}^{-1}$ vorliegt, können die Abweichungen bei höheren Drehzahlen auch am falsch extrapolierten Getriebewirkungsgrad liegen.

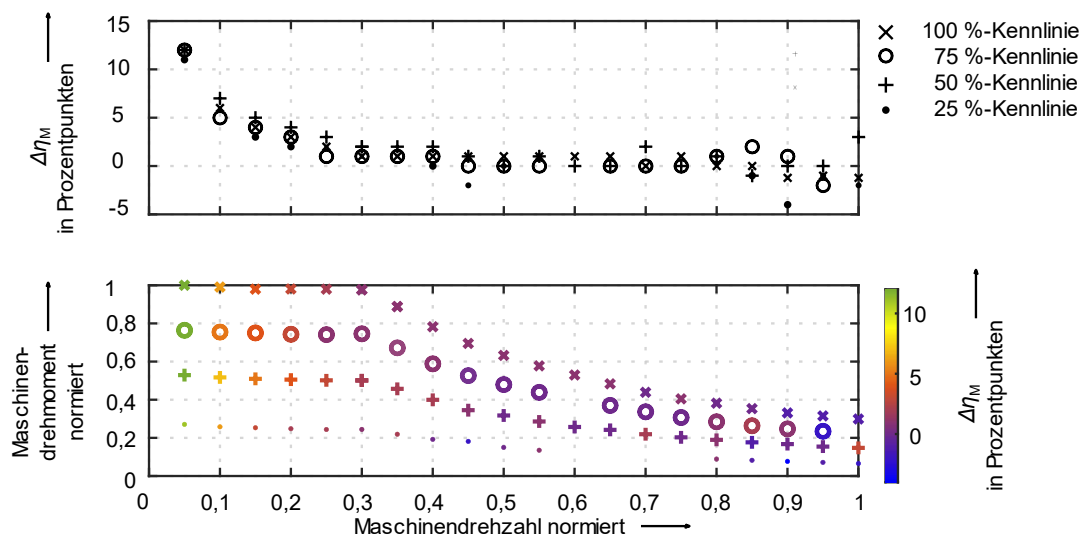


Abbildung 75: Differenz zwischen Maschinenwirkungsgrad der Messung und der Referenz

Das Prüfstandsgetriebe kann nicht mit der Referenz verglichen werden, da es nicht nach den Auslegungskriterien eines realen Fahrzeuggetriebes dimensioniert wurde.

Vergleich der Fahrspiele

Abschließend wurden Messungen am Prüfstand mit Fahrspielen durchgeführt. Dazu wurden leicht veränderte Fahrprofile für die vorgestellten Strecken 1 und 2 genutzt. Diese werden im Folgenden als Strecken 1a und 2a bezeichnet. Bei den Messungen ergeben sich der in der Tabelle 31 dargestellte Energiebedarf beim Fahren für die zurückgelegte Strecke, der spezifische Energiebedarf pro Kilometer und der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs. Dabei wird die Strecke 1a in beide Fahrtrichtungen durchfahren. Die Strecke 2a wird zweimal in beide Fahrtrichtungen durchfahren.

Tabelle 31: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1a und Strecke 2a, Messung

	Energiebedarf in kWh	spezifischer Energiebedarf in kWh/km	Wirkungsgrad Antriebsstrang
Strecke 1a	150	5,8	83 %
Strecke 2a	170	7,1	84 %

Auch hier werden zuerst die Messungen mit der Simulation der Fahrzeugkonzepte verglichen. Um die Ergebnisse gegenüberstellen zu können, wird in der Simulation die gleiche Leistungsanforderung am Rad gestellt wie auch am Prüfstand. Für den Stromrichter und die elektrische Maschine werden die Kennfelder wie beim Komponentenvergleich genutzt. Für das Getriebe wird ein konstanter Wirkungsgrad von 96 % verwendet. Das entspricht dem durchschnittlichen Wirkungsgrad des Prüfstandsgetriebes.

Bei diesen Simulationen ergeben sich die in der Tabelle 32 dargestellten Energiebedarfe für die beim Fahren zurückgelegte Strecke, der spezifische Energiebedarf und der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs. Der berechnete spezifische Energiebedarf liegt um 0,2 kWh/km bis 0,3 kWh/km niedriger. Der Vergleich der Messung mit der Simulation bestätigt, dass der Gesamtwirkungsgrad zu hoch angenommen wurden. Wie schon in den vorherigen Betrachtungen gezeigt, liegen die Maschinenwirkungsgrade in der Messung deutlich unter denen der Simulation. Damit zeigt die Simulation ein höheres Potenzial zur Energieeinsparung als tatsächlich vorhanden.

Tabelle 32: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1a und Strecke 2a, Simulation

	Energiebedarf in kWh	spezifischer Energiebedarf in kWh/km	Wirkungsgrad Antriebsstrang
Strecke 1a	140	5,5	89 %
Strecke 2a	162	6,9	88 %

Zuletzt wird der Energiebedarf des Referenzsystems auf den Strecken 1a und 2a simuliert. Das Referenzmodell besteht aus den Wirkungsgradkennfeldern des Referenzstromrichters, des Referenzmotors sowie einem Getriebewirkungsgrad von 97 %. Damit ergeben sich die in Tabelle 33 dargestellten Energiebedarfe und Wirkungsgrade. Der spezifische Energiebedarf ist im Vergleich zur Messung um 0,4 kWh/km höher. Das entspricht einer Wirkungsgradsteigerung des hochdrehenden Antriebsstrangs zwischen 1 Prozentpunkt und 2 Prozentpunkten.

Tabelle 33: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1 und Strecke 2, Referenz

	Energiebedarf in kWh	spezifischer Energiebedarf in kWh/km	Wirkungsgrad Antriebsstrang
Strecke 1a	152	5,9	82 %
Strecke 2a	175	7,5	82 %

Falls das Fahrzeuggetriebe mindestens einen so guten Wirkungsgrad wie das Prüfstandsgetriebe hat, erzielt der hochdrehende Antriebsstrang eine Energieeffizienzsteigerung. Trotz der fehlenden Werte für das Getriebe lässt sich durch diese Messung eine gute Abschätzung für den gesamten Antriebsstrang machen. Der Stromrichter hat dabei das größte Potenzial, um die Energieeffizienz zu steigern.

5.2.3 Fahrkomfort

Um den Fahrkomfort zu bewerten, werden Analysen mithilfe eines Mehrkörpersimulationsmodells durchgeführt. Gemäß dem Stand der Technik werden die Beschleunigungen sowohl nach der DIN EN 12299 Kontinuierlicher Komfort als auch nach der Sperlingmethode ausgewertet. Die Ausschreibung für die Fahrzeuge in Chemnitz fordert zwar eine Auswertung mit dem Mittleren Komfort nach DIN EN 12299, für die Straßenbahnfahrzeuge und die Referenzstrecken erscheint dies aber nicht sinnvoll, da keine fünfminütigen Abschnitte mit konstanter Geschwindigkeit vorliegen. Die Vorgehensweise und einige Ergebnisse präsentieren bereits [S1] und [E4]. Es wird der Fahrkomfort auf der Strecke 1 ausgewertet, da nur dort Kurvenradien betrachtet werden. Die Ausarbeitungen in [E4] sind zu einem früheren Zeitpunkt entstanden, daher weichen die Massen geringfügig ab und es wurden Anpassungen am MKS-Modell vorgenommen. Die Autoren zeigen, dass die Massenveränderungen in diesen Größenordnungen am Antriebsstrang wenig Einfluss auf den Komfort haben. Daher wird hier im Folgenden nur mit dem Fahrzeugkonzept 2 simuliert, da dieses die größte Masseveränderung ermöglicht.

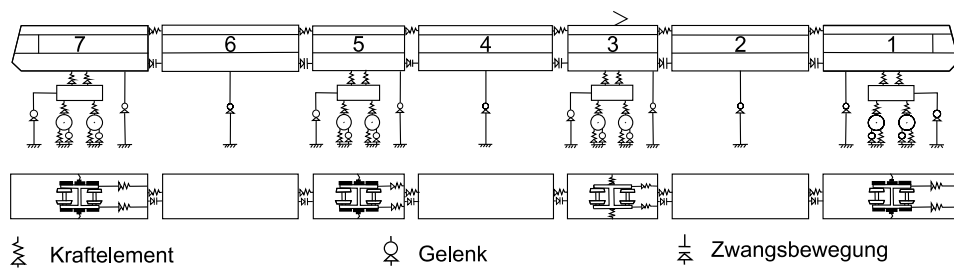


Abbildung 76: Aufbau des MKS-Modells (Darstellung nach [E4])

Der Aufbau des Mehrkörpermodells ist schematisch in Abbildung 76 dargestellt. Das MKS-Modell besteht aus sieben Waggonen, von denen Nummer 1, 3, 5 und 7 Fahrwerke haben. Alle Fahrwerke außer Nummer 3 sind angetrieben. Die Fahrwerke haben jeweils zwei Radsätze, deren Rad-Schiene-Kontakt mit einem Kraftelement modelliert wird. Zwischen den Radsätzen und dem Rahmen befindet sich die Primärfederung. In Waggon 1, 5 und 7 sind die Fahrmotoren, Stromrichter und Getriebe als starre Körper an den Rahmen montiert. Die Wagenkästen sind mit dem Fahrwerk über die Sekundärfederung verbunden. Die Wagenkästen werden untereinander durch Gelenke und Kräfte zusammengefügt. Zwischen den Wagenkästen 1-2, 3-4, 5-6 und 6-7 erlauben die Gelenke eine Drehung um die Hochachse. Zwischen den Wagenkästen 2-3 und 4-5 ermöglichen die Gelenke eine Drehung in alle Raumrichtungen. Zusätzlich werden in den Gelenken Kraftelemente integriert, die Gierdämpfer darstellen, um das Schlingern des Zuges zu verhindern.

Nach den Vorgaben der Norm werden die Beschleunigungen an neun Stellen im Fahrzeug aufgezeichnet. Diese Positionen sind in Abbildung 77 mit Kreuzen markiert.

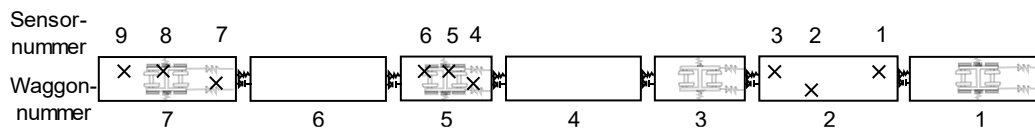


Abbildung 77: Positionen der Beschleunigungsmessung im Fahrzeug (Darstellung nach [E4])

Das Fahrzeug wird mit dem in 5.1.1 vorgestellten Geschwindigkeitsprofil auf der Strecke 1 simuliert. Um die Simulationszeit zu verkürzen, wird die Wartezeit an den Haltestellen von 20 s auf 10 s halbiert. Da das Fahrzeugmodell nicht validiert werden konnte, sind die Ergebnisse nur für den Vergleich untereinander geeignet.

In Abbildung 78 sind die 95. Perzentilen des Kontinuierlichen Komforts über der Fahrzeuglänge sowohl für das Fahrzeugkonzept als auch für das Referenzfahrzeug aufgetragen. Für alle Messstellen liegt der Komfort in der gleichen Kategorie *sehr komfortabel*, für Sensor 9 liegt er in y -Richtung auf der Schwelle zu *komfortabel*. In y -Richtung ist der Komfort an der Position von Sensor 3 und in z -Richtung an der von Sensor 9 am niedrigsten. Der Komfort steigt an den meisten Messpunkten für das Fahrzeugkonzept leicht an. In y -Richtung ist die Verbesserung bei Sensor 1 am größten, dort sinkt die Perzentile um $0,009 \text{ m/s}^2$. Nur an Messpunkt 9 steigt die Perzentile um $0,001 \text{ m/s}^2$. In z -Richtung ist die größte Verbesserung des Kontinuierlichen Komforts um $0,007 \text{ m/s}^2$ bei den Sensoren 4 und 5 zu beobachten. Bei den Sensoren 1 und 3 verschlechtert sich der Komfort um $0,006 \text{ m/s}^2$ bzw. um $0,001 \text{ m/s}^2$.

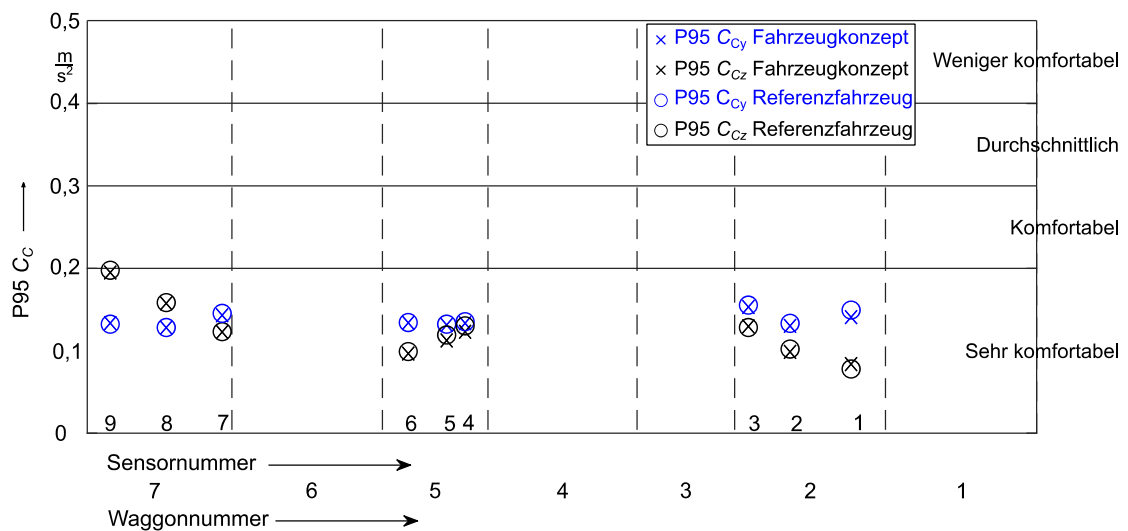


Abbildung 78: 95. Perzentilen des Kontinuierlichen Komforts für die verschiedenen Sensorpositionen (Darstellung nach [E4])

Bei einer Auswertung nach der Sperlingmethode ergibt sich ebenfalls keine Veränderung der Bewertungskategorie. Die Wertungsziffern in y- und z-Richtung über die Fahrzeuglänge für das Referenzfahrzeug und das Fahrzeugkonzept sind in Abbildung 79 dargestellt. Beide Fahrzeuge fallen in die Komfortkategorie *stärker spürbar*. Sensor 9 liegt auf der Grenze zu *stark spürbar*. Die größte Veränderung in y-Richtung tritt bei Sensor 2 auf, dort sinkt die Wertungsziffer um 0,087. Bei Sensor 9 steigt die Wertungsziffer um 0,001. In z-Richtung sinkt die Wertungsziffer um maximal 0,036 bei Sensor 5. Die maximale um 0,032 Steigerung tritt bei Sensor 1 auf. Der niedrigste Komfort wird in y-Richtung an Sensor 1 und in z-Richtung an Sensor 9 gemessen. In z-Richtung sind kleine Veränderungen des Komforts zu beobachten, dabei ist jedoch keine Tendenz auszumachen.

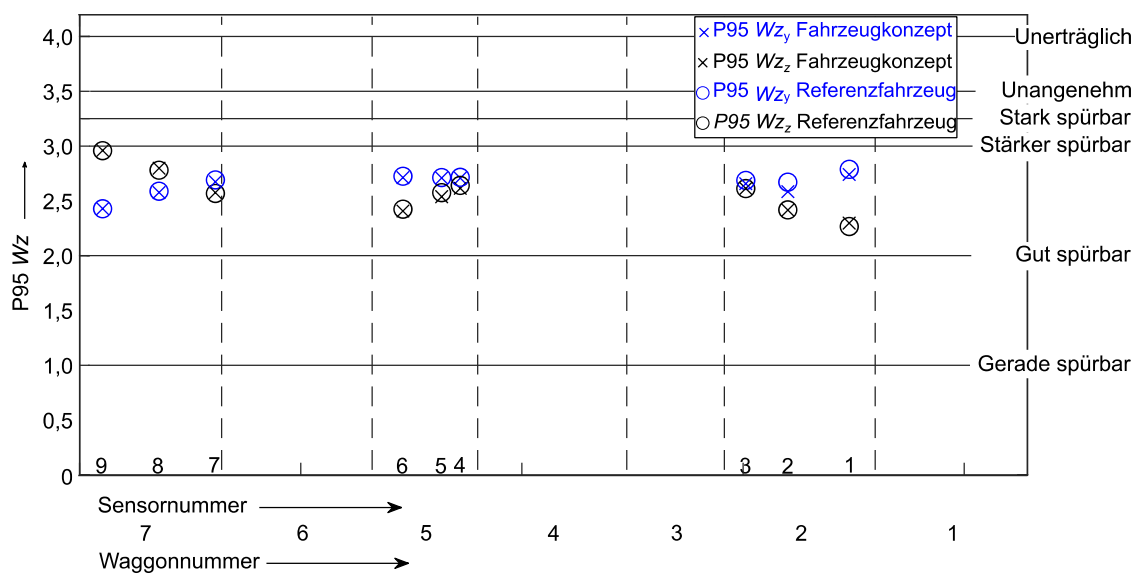


Abbildung 79: 95. Perzentilen der Wertungsziffern (Sperlingmethode) für die verschiedenen Sensorpositionen (Darstellung nach [E4])

Um zu überprüfen, wie einzelne Ereignisse den Komfort während der Fahrt beeinflussen, wird im Folgenden der Komfort im Sinne der Norm über die gesamte Strecke betrachtet. Dabei werden die Sensoren mit dem geringsten Komfort, d. h. Sensor 3 in y -Richtung und Sensor 9 in z -Richtung betrachtet. Für diese beiden Sensoren sind in Abbildung 80 und Abbildung 81 die Verläufe des kontinuierlichen Komforts in y - und z -Richtung für das Fahrzeugkonzept 2 über die Zeit aufgetragen. Die gestrichelte, blaue Linie zeigt die 95. Perzentile und die durchgezogenen Linien den Bewertungsmaßstab. Die Abweichungen zum Referenzfahrzeug sind zu gering, um in der Abbildung dargestellt zu werden. Der Komfort bewegt sich hauptsächlich in der Kategorie *sehr komfortabel*. Nur wenige Ausreißer gibt es in die Kategorie *komfortabel*. Am Ende der Strecke fällt der kontinuierliche Komfort in die Kategorie *durchschnittlich*. Dies entspricht in beide Richtungen der Wendeschleife mit einem Kurvenradius von 23 m und in z -Richtung zusätzlich dem Überfahren einer Kuppe.

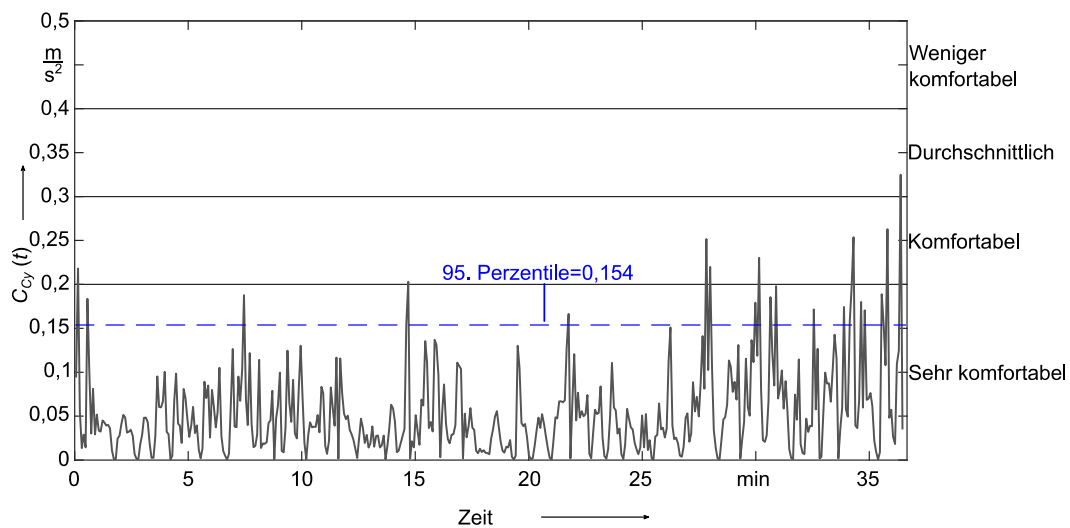


Abbildung 80: Zeitlicher Verlauf des kontinuierlichen Komforts des Sensors 3 in y -Richtung (Darstellung nach [E4])

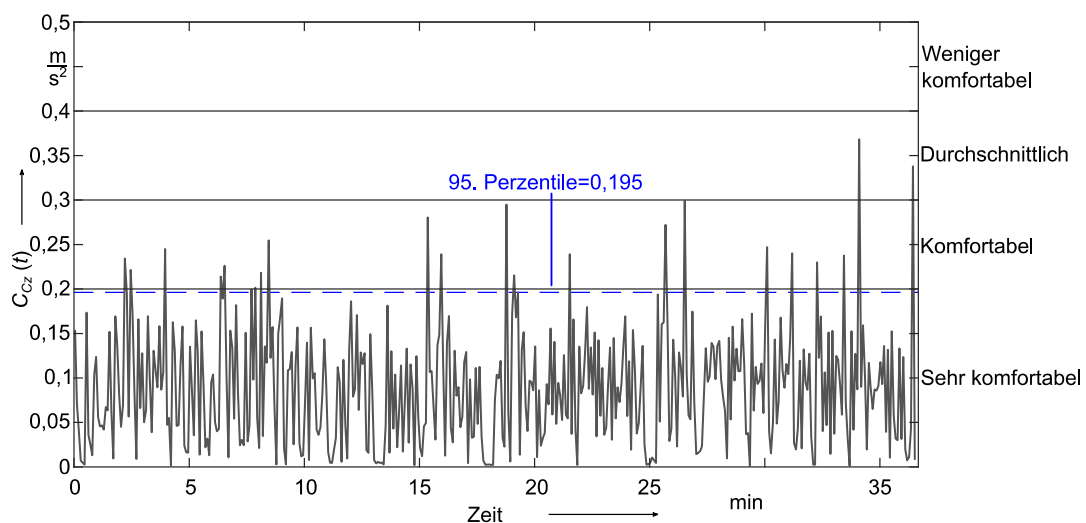


Abbildung 81: Zeitlicher Verlauf des kontinuierlichen Komforts des Sensors 9 in z -Richtung (Darstellung nach [E4])

Zusätzlich wird der Komfort nach der Sperlingmethode ausgewertet. Dabei werden die Sensoren mit dem geringsten Komfort, d. h. Sensor 1 in y-Richtung und Sensor 9 in z-Richtung betrachtet. In Abbildung 82 und Abbildung 83 wird die Wertungsziffer für die y- und z-Richtung über die Zeit aufgetragen. Auch hier ist blau gestrichelt die 95. Perzentile eingezeichnet. Die Abweichungen zum Referenzfahrzeug sind ebenfalls zu gering, um in der Abbildung dargestellt zu werden. In y-Richtung wird der Komfort mehrheitlich als *gut spürbar* bewertet. Mehrere Streckenabschnitte fallen in die Kategorie *stärker spürbar*. Es sind Ausschläge in die Kategorien *stark spürbar* und *unerträglich* zu erkennen. Der Ausschlag in die Kategorie *unerträglich* tritt in y-Richtung nur beim Durchfahren der Wendeschleife auf.

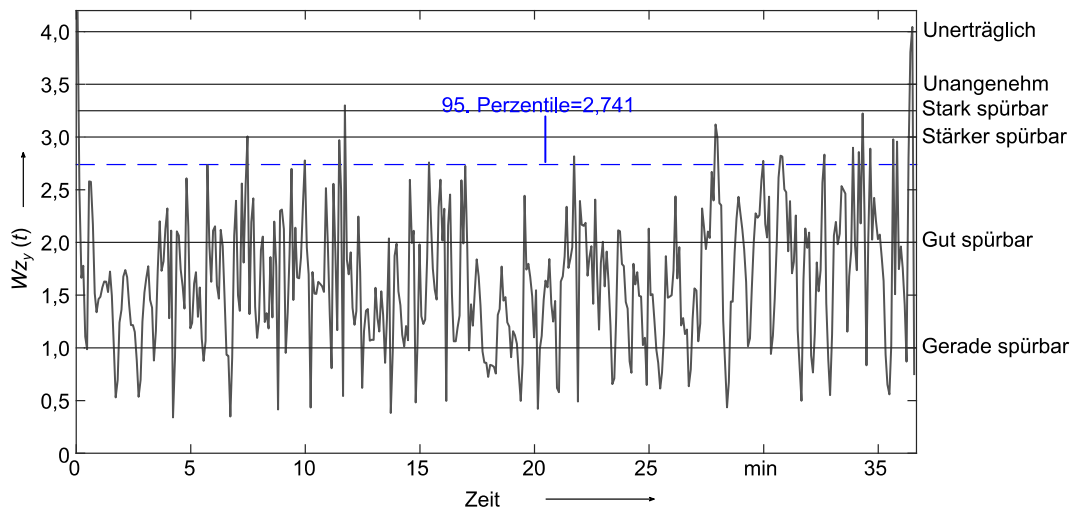


Abbildung 82: Zeitlicher Verlauf der Wertungsziffer (Sperlingmethode) des Sensors 1 für die y-Richtung (Darstellung nach [E4])

In z-Richtung fällt der Komfort größtenteils in die Kategorie *stärker spürbar*. Die Ausschläge in die Kategorie *unangenehm* treten beim Überfahren des Scheitelpunkts einer Kuppe auf.

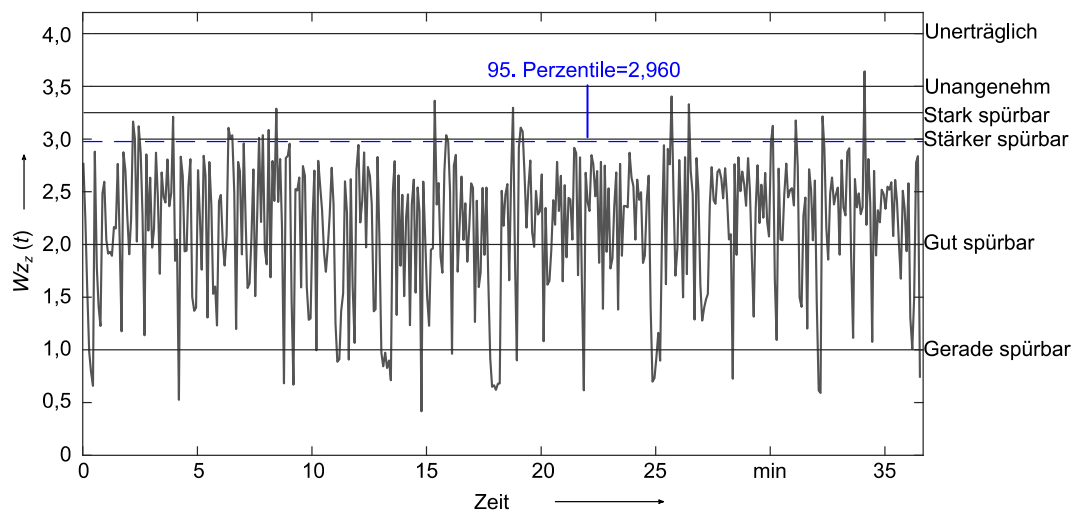


Abbildung 83: Zeitlicher Verlauf der Wertungsziffer des Sensors 9 für die z-Richtung (Darstellung nach [E4])

Die Masseveränderungen haben somit keinen relevanten Einfluss auf den Fahrkomfort im Sinne der Norm und der Sperlingmethode.

6 Zusammenfassung und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Um eine nachhaltige, widerstandsfähige und innovative Mobilität zu erreichen, werden Straßenbahnfahrzeuge benötigt, die den Anforderungen von Verkehrsunternehmen, Reisenden und Gesetzgeber entsprechen. Eine Möglichkeit, dies zu erfüllen, ist der Einsatz von kleineren und leichteren Komponenten im Antriebsstrang. Hochdrehende elektrische Maschinen sind bei gleicher Leistung kleiner als Maschinen mit niedrigeren Drehzahlen.

In dieser Dissertation wurde untersucht, wie Straßenbahnfahrzeuge durch den Einsatz von hochdrehenden elektrischen Maschinen verbessert werden. Dazu wurden ausgehend vom Antriebsstrang zuerst die notwendigen Veränderungen an den betroffenen Subsystemen analysiert. Im Anschluss wurde das Gesamtfahrzeug im Hinblick auf Masse und Volumen, Energiebedarf sowie Fahrkomfort mit einem Referenzfahrzeug verglichen. Um die Forschungsfragen aus 1.2 zu beantworten, wurde folgendermaßen vorgegangen.

Die Anforderungen an den Antriebsstrang wurden anhand eines Referenzfahrzeugs und Referenzstrecken definiert. Zu diesem Zweck wurden durch die Analyse der Referenzstrecken die Betriebspunkte des Antriebsstrangs nach Höhe und Häufigkeit ermittelt. Basierend darauf wurde eine passende hochdrehende Maschine gefunden. Diese gab weitere Anforderungen an den Stromrichter vor. Fahrmotor und Stromrichter wurden derart in das Fahrwerk integriert, dass Niederflurigkeit garantiert ist. Aus dem gewählten Fahrwerk wurden Anforderungen an das Getriebe abgeleitet. Hierdurch wurde ein kompletter Antriebsstrang bestehend aus Maschine, Stromrichter und Getriebe definiert. Für alle drei Komponenten lagen Masse und simulierter Wirkungsgrad vor. Der Einfluss auf den Wagenkasten und die Bremsen wurde untersucht. Damit sind alle betroffenen Subsysteme des Straßenbahnfahrzeugs abgedeckt und ein vollständiges Fahrzeugkonzept entwickelt.

Um das Fahrzeugkonzept zu bewerten, wurden aus Ausschreibungen für Straßenbahnfahrzeuge drei Kriterien abgeleitet: Die **Massen und Volumen** des Antriebsstrangs sowie des kompletten Fahrzeugs wurden mit dem Referenzfahrzeug verglichen. Um den **Energiebedarf** zu bewerten, wurden Prüfstandsversuche durchgeführt. Die Ergebnisse wurden mit dem Referenzfahrzeug verglichen. Zuletzt wurde der **Fahrkomfort** mit einer Mehrkörpersimulation untersucht und ebenfalls die Fahrzeugkonzepte der Referenz gegenübergestellt. Die Forschungsfragen aus 1.2 lassen sich somit wie folgt beantworten.

Wie viel effizienter, leichter und kleiner als eine Referenzantriebsmaschine ist eine hochdrehende elektrische Antriebsmaschine für eine Straßenbahn?

Eine Asynchronmaschine für eine Straßenbahn mit einer Maximaldrehzahl von $20\,000\text{ min}^{-1}$ wurde ausgewählt. Diese wurde mit einer Asynchronmaschine mit einer Maximaldrehzahl von 4400 min^{-1} für die gleichen Anforderungen verglichen. Der Wirkungsgrad der hochdrehenden Maschine steigt im Vergleich zur Referenzmaschine im Median um 1 Prozentpunkt. Damit verbessert sich die Energieeffizienz. Die Masse der Antriebsmaschine reduziert sich um 63 %. Die hochdrehende Asynchronmaschine ist 62 % kleiner als die Referenzmaschine.

Wie viel effizienter, leichter und kleiner als ein Referenzstromrichter ist ein Stromrichter für eine hochdrehende elektrische Antriebsmaschine für eine Straßenbahn?

Als passend hat sich ein Stromrichter basierend auf 2-Level-SiC-Modulen mit einer maximalen Schaltfrequenz von 20 kHz erwiesen. Dieser hat im Hinblick auf Schaltzeit, Temperatur, Spannungs-kategorie, Modulfläche und Wirkungsgrad die besten Eigenschaften. Der Stromrichterwirkungsgrad steigt im Vergleich mit der Referenz um 3 Prozentpunkte. Die Masse eines Stromrichters reduziert sich um 20 kg, das entspricht einer Einsparung von 59 %.

Der Stromrichter konnte durch seine kompaktere Bauweise als Stromrichtergerät im Fahrwerk eingebaut werden, dadurch wird die Dachbox leichter und kleiner. Das mit dem Stromrichter assoziierte Volumen, d. h. die Dachbox des Referenzfahrzeugs im Vergleich zu Dachbox und Stromrichtergerät der Fahrzeugkonzepte, verringert sich um 19 %.

Wie kann ein hochdrehender Straßenbahnantriebsstrang in ein Straßenbahnfahrzeug integriert werden?

Die Bauräume im Straßenbahnfahrzeug wurden analysiert und visualisiert. Dabei wurden notwendige Anforderungen aus dem Referenzfahrzeug übernommen. Das kleinere Bauvolumen von Fahrmotor und Stromrichter ermöglichte die Integration des Stromrichters im Fahrwerk.

44 Fahrwerkskonfigurationen mit Losradpaar und Radsatz können mit der ausgewählten Stromrichter-Maschinen-Kombination realisiert werden. Davon wurden sechs Fahrwerkskonfigurationen näher betrachtet, drei mit Radsätzen und drei mit Losradpaaren. Der Fahrmotor liegt entweder längs zur Fahrtrichtung innerhalb oder außerhalb des Rahmens oder quer zur Fahrtrichtung innerhalb des Rahmens.

Welche Anforderungen werden an ein Getriebe für einen hochdrehenden Straßenbahnantrieb gestellt?

Durch die hohe Drehzahl von $20\,000\text{ min}^{-1}$ wird ein Getriebe mit einer Übersetzung von 29,6 benötigt. Für fünf mögliche Fahrwerkskonfigurationen wurden Getriebeentwürfe ausgearbeitet. Diese Getriebe haben drei Stufen, je nach Fahrwerkskonfiguration sind es drei Stirnradstufen oder eine Kegelrad- und zwei Stirnradstufen. Die maximalen Abmessungen der Getriebe

leiteten sich aus der Fahrwerkskonfiguration ab. Erste Auslegungen der Zahnräder zeigten, dass Getriebe mit diesen Anforderungen in das Straßenbahnfahrzeug integriert werden können. Durch die zusätzliche Zahnradstufe ist bei der gleichen Technologie eine Reduktion des Wirkungsgrades zu erwarten. Die Masse des Getriebes darf maximal so stark steigen, wie sich die Masse von Stromrichter und Maschine verringert.

Von den sechs vorausgewählten Fahrwerkskonfigurationen schneiden in Kombination mit dem Getriebe zwei im Hinblick auf die Masse und den Bauraum besser ab. Die ausgewählten Getriebe basieren auf einer Fahrwerkskonfiguration mit Radsatz. Beide Getriebe haben in den ersten Auslegungen eine Masse, die deutlich unter dem Grenzwert liegt. Im Vergleich zu einem Referenzgetriebe ist das Getriebe für das Fahrzeugkonzept 1 um 4 % und das für Fahrzeugkonzept 2 um 5 % leichter. Die Volumen der Getriebe variieren stark mit der Fahrwerkskonfiguration. Das Getriebevolumen für Fahrzeugkonzept 1 sinkt um 2 % im Vergleich zum Referenzfahrzeug, das Getriebevolumen für Fahrzeugkonzept 2 steigt um 38 %.

Auf welche weiteren Subsysteme einer Straßenbahn hat ein Antrieb mit einer hochdrehenden elektrischen Maschine welche Auswirkungen?

Die Subsysteme Wagenkasten und Bremsen sind von der Veränderung der Masse des Antriebsstrangs und der Integration der Komponenten betroffen. Beim Wagenkasten wurden die veränderten Massen durch die Verlagerung des Stromrichters vom Dach in das Fahrwerk im Vergleich zum Referenzfahrzeug betrachtet. Die Masse auf dem Dach reduziert sich dadurch um dreimal 112 kg unabhängig vom Fahrzeugkonzept. Unterflur wird die Masse um dreimal 40 kg gesteigert. Diese Veränderungen erforderten keine Anpassung in der Auslegung des Wagenkastens.

Die benötigten Bremskräfte variieren durch den hochdrehenden Antriebsstrang. Durch die höheren Motordrehzahlen und damit Übersetzungen nehmen die scheinbaren Fahrzeugmassen zu. Es wurde überprüft, ob die Bremssysteme aus dem Referenzfahrzeug und die hochdrehende elektrische Maschine für die Fahrzeugkonzepte ausreichend sind. Die gesetzlichen Anforderungen werden weiterhin erfüllt. Die erforderliche Bremskraft nimmt im Betrieb um maximal 2 % zu. Mit den Bremssystemen des Referenzfahrzeugs und der hochdrehenden elektrischen Maschine kann diese höhere Bremskraft aufgebracht werden.

Nach welchen Kriterien muss ein Fahrzeugkonzept mit hochdrehendem Antriebsstrang bewertet werden?

Die Kriterien zur Bewertung des Fahrzeugkonzepts Masse, Volumen, Energiebedarf und Komfort konnten aus Ausschreibungen und Handreichungen für Ausschreibungen abgeleitet werden. Damit sind diese Kriterien relevant für eine Einführung des Straßenbahnfahrzeugs in den Markt.

Die Masse des Antriebsstrangs reduziert sich bei beiden ausgewählten Fahrzeugkonzepten um 38 % im Vergleich zum Referenzsystem. Die Höhe der Massenreduktion hängt dabei stark vom Getriebe ab. Bezogen auf das Gesamtfahrzeug ist die Massenreduktion weniger relevant.

Unabhängig vom gewählten Fahrzeugkonzept sinkt die Fahrzeugmasse um 3 %. Durch die höheren Motordrehzahlen und damit Übersetzungen nehmen die scheinbaren Fahrzeugmassen zu. Diese steigen bei beiden Fahrzeugkonzepten um 1 %. Da bereits bei der Referenz der Antriebsstrang vollständig primärgefedert ausgeführt wird, hat die Integration des hochdrehenden Antriebsstrangs keine Auswirkungen auf die ungefederten Massen.

Der Energiebedarf der Fahrzeugkonzepte wurde mit dem des Referenzfahrzeugs verglichen. Der hochdrehende Antriebsstrang steigert die Energieeffizienz von Straßenbahnen. Dies wurde insbesondere durch höhere Wirkungsgrade bei Maschine und Stromrichter mit Siliziumkarbid-Halbleitern erreicht. Wie hoch die Steigerung der gesamten Energieeffizienz ausfällt, hängt vornehmlich davon ab, wie das Getriebe ausgeführt wird. Die Massenreduktion hat keine signifikanten Auswirkungen auf den Energiebedarf. Sie ist in Bezug auf das Gesamtsystem dafür zu klein und zusätzlich steigen die rotatorischen Massen durch die höheren Drehzahlen an.

Der Vergleich des Fahrkomforts des Referenzfahrzeugs und der Fahrzeugkonzepte fand mit einer Mehrkörpersimulation statt. Darin wurden die Massen für die jeweiligen Fahrzeugkonzepte berücksichtigt. Der Fahrkomfort wird durch den Einsatz eines hochdrehenden Antriebsstrangs nicht relevant beeinflusst. In Bezug auf den Fahrkomfort bringt der Einsatz eines hochdrehenden Antriebsstrangs somit keine Verbesserung, aber auch keine Verschlechterung.

Eine theoretische Betrachtung des Getriebes und die Vermessung des Prüfstandsgetriebes haben gezeigt, dass das Getriebe im Vergleich zur Referenz voraussichtlich etwas leichter wird und die Größe vom Fahrzeugkonzept abhängt. Der Wirkungsgrad hängt von der Ausführung ab. Daher ist es in einem nächsten Schritt sinnvoll, die Auslegung des Getriebes fortzuführen und für die konkreten Fahrzeugkonzepte Getriebe im Detail zu entwickeln.

Im Rahmen dieser Dissertation wurden auf dem Prüfstand Messungen an Stromrichter, Maschine und Prüfstandsgetriebe durchgeführt. Dabei konnte die Messung des Drehmoments und der Drehzahl zwischen elektrischer Maschine und Getriebe nicht bis zur Maximaldrehzahl realisiert werden. Um den Wirkungsgrad der elektrischen Maschine und des Getriebes genauer bestimmen zu können, sind weitere Messungen erforderlich.

Mehrere Möglichkeiten zur theoretischen Integration ins Fahrgestell wurden in dieser Dissertation vorgestellt. Dabei wurden die genaue Befestigung und die Unterbringung von weiteren Komponenten, wie Steuerungen und Sandungsanlagen, außen vor gelassen. In einem nächsten Schritt sollte die Integration konkretisiert und umgesetzt werden.

6.2 Ausblick

In dieser Dissertation wurde eine Methode erarbeitet, um einen hochdrehenden Antriebsstrang für ein Straßenbahnfahrzeug zu entwickeln und zu integrieren.

Weiterentwicklung der Methode

Die Methode wurde anhand eines konkreten Straßenbahnfahrzeugs entwickelt. Je nach Fahrzeugkonfiguration können weitere Komponenten in die Methode integriert werden. Falls das Fahrzeug eine Batterie hat, muss überprüft werden, ob diese durch den veränderten Energiebedarf oder Bauraum betroffen ist. Dazu kann ein weiterer Schritt in die Methode eingefügt werden.

Die Definition des Bauraums wurde manuell durchgeführt und die Anordnung der Komponenten wurde basierend auf realen Fahrwerkskonfigurationen getestet. Um noch mehr Freiheitsgrade zu berücksichtigen und sich von den bereits existierenden Fahrwerkskonfigurationen zu lösen, kann die Anordnung der Komponenten als Optimierungsproblem gesehen werden. Solche Optimierungsprobleme können mithilfe von Approximationsverfahren wie Simulated Annealing gelöst werden.

Ziel der Methode war der Einsatz einer hochdrehenden Maschine, weshalb von dieser ausgegangen wurde. Die Methode kann auch dahingehend weiterentwickelt werden, dass von anderen Komponenten ausgegangen werden soll. So kann zum Beispiel der Einsatz eines Planetengetriebes aufgrund des kompakten Bauraums gewünscht sein. Dann wird mit der Auslegung dieses Getriebes begonnen und die bestehenden Schritte in der Reihenfolge angepasst.

Übertragbarkeit der Methode

Die Methode kann auf andere Domänen im Fahrzeug übertragen werden. Zum Beispiel kann sie auch für dessen Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik angepasst werden. Aus Energieeffizienzgründen kann es sinnvoll sein, die Widerstandsheizung gegen eine Wärmepumpe auszutauschen. In diesem Fall müssen die Auswirkungen auf das Fahrzeug überprüft und der Bauraum bzw. die Einbaumöglichkeiten analysiert werden. Dazu können die Schritte aus der hier vorgestellten Methode adaptiert werden.

Ganz allgemein kann die Methode auf andere Schienenfahrzeugtypen angewandt werden. Hochdrehende Antriebe können generell für Schienenfahrzeuge mit verteilten Antrieben interessant sein. Bei einer Anwendung auf Stadtbahnen oder Metros wäre der Unterschied aufgrund der ähnlichen Leistungs- und Streckenanforderungen gering. Unterschiede sind beim Bauraum zu erwarten, da diese Hochflurfahrzeuge sind. Bei Stadtbahnen kann die Fahrzeugmasse höher sein als bei Straßenbahnen, daher ist die Massenreduktion bezogen auf die Fahrzeugmasse voraussichtlich geringer.

Bei Hochgeschwindigkeitszügen resultiert der geringe Bauraum aus den hohen Leistungsanforderungen.

In dieser Methode wurde eine hochdrehende elektrische Maschine eingesetzt. Die Methode kann auch für andere Arten von Veränderungen der elektrischen Maschine angepasst werden. Möglichkeiten können der Einsatz von permanenterregten Synchronmaschinen oder Reluktanzmaschinen sein. Wie in dieser Dissertation gezeigt, kann eine Synchronmaschine im Hinblick auf die Energieeffizienz eine Alternative sein.

Außerdem kann die Methode für getriebelose Antriebe genutzt werden. Getriebelose Antriebe werden bereits bei einzelnen Straßenbahnfahrzeugen, wie zum Beispiel in Potsdam, eingesetzt [4]. Dadurch entstehen weitere Freiheitsgrade im Hinblick auf die Integration von Stromrichter und elektrischer Maschine in das Fahrwerk.

Integration der Antriebssysteme

In dieser Dissertation wurde die Möglichkeit der Integration des Stromrichters in das Fahrwerk aufgezeigt. Dieser Integrationsgedanke kann auf verschiedenen Ebenen weiterverfolgt werden.

Für Schienenfahrzeuge mit Dieselantrieb gibt es sogenannte Powerpacks, die alle Antriebskomponenten in einem Tragrahmen vereinen. Diese Powerpacks können sowohl auf dem Dach oder unterflur komplett in das Fahrzeug eingebaut werden. [92] Um ein solches Powerpack für eine Straßenbahn zu realisieren, müssen alle Komponenten klein und leicht genug gestaltet werden. Diese Dissertation hat hierfür einen Ansatzpunkt geliefert.

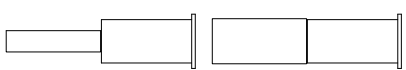
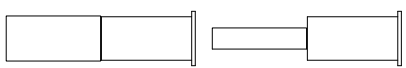

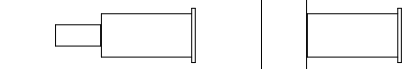
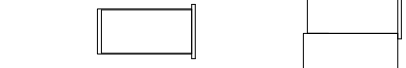


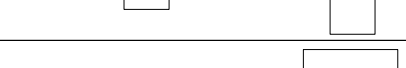

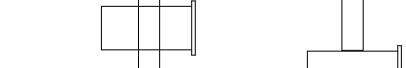
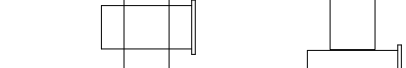
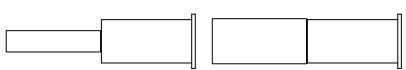
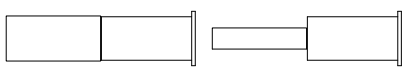

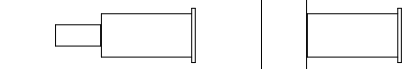
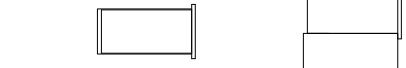


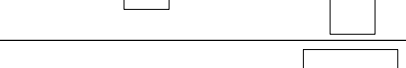

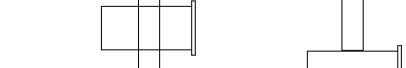
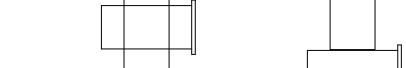
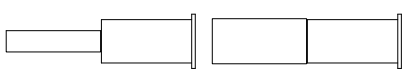
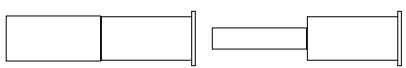

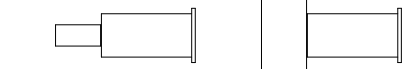
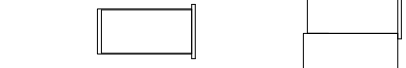


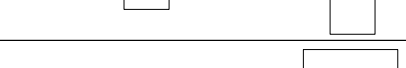

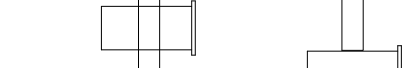
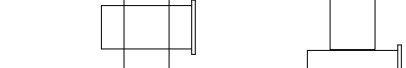
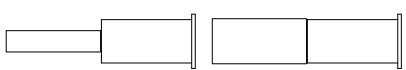
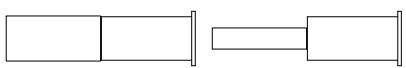

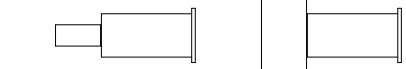
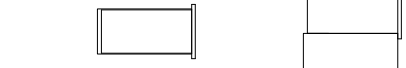


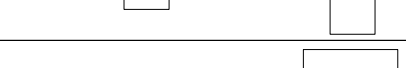

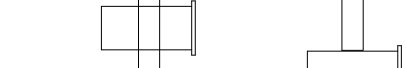
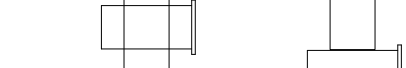
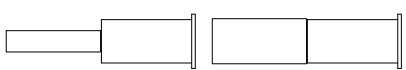
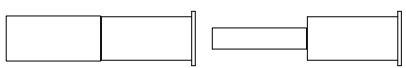

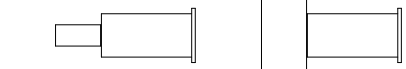
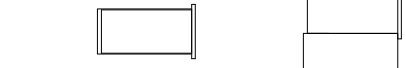


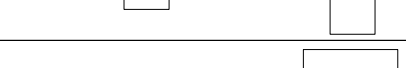

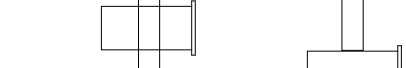
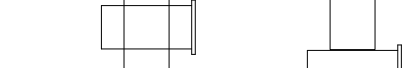
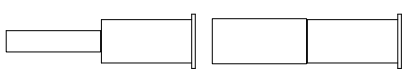
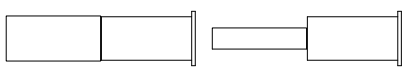

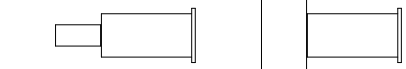
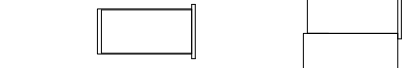


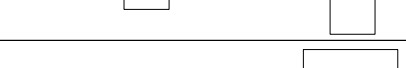

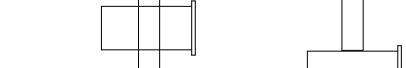
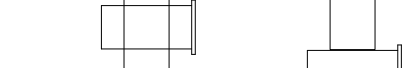
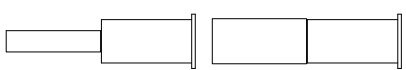
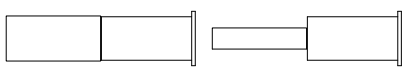

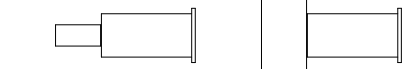
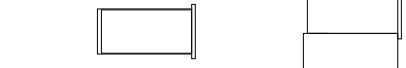


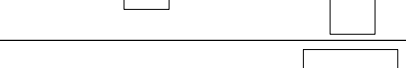

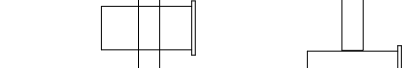
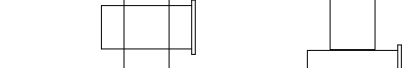
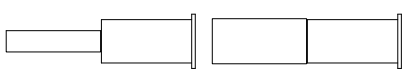
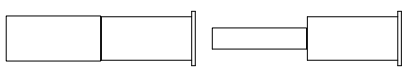

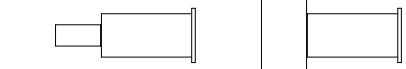
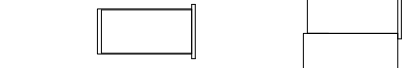


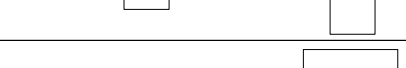

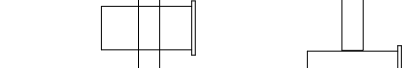
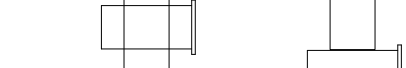
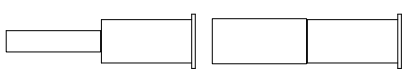
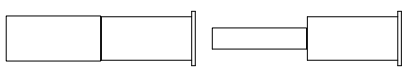

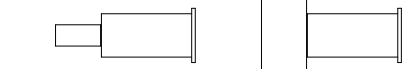
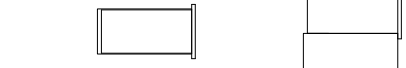


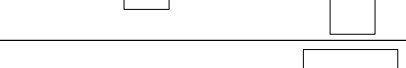

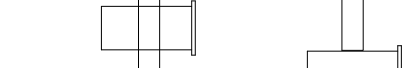
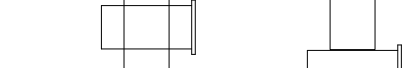
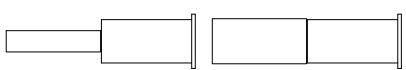
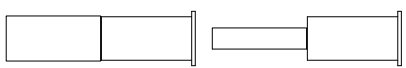

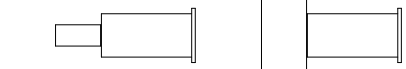
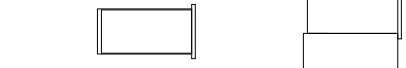


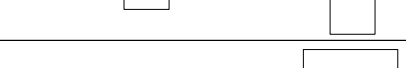

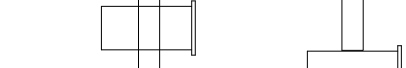
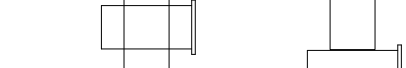
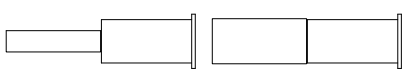
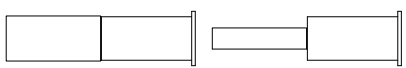

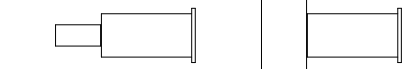
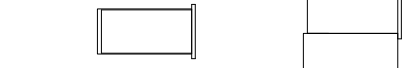


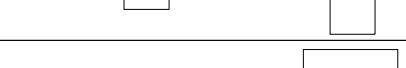

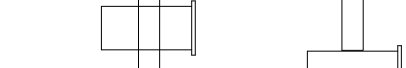
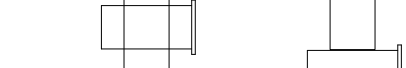
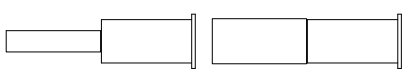
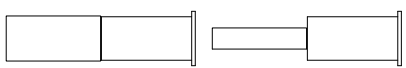

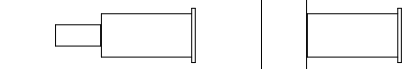
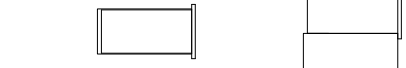


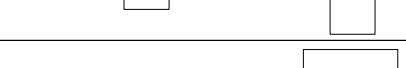

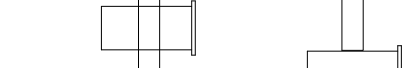
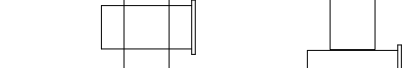
Im Automobil- und Busbereich gibt es elektrische Fahrzeugachsen, in die elektrische Maschinen und Getriebe integriert sind. Die Fahrzeugachsen werden komplett in das auszurüstende Fahrzeug eingesetzt. [138] Kleinere Stromrichter und kleinere elektrische Maschinen lassen auch solche Lösungen realistisch erscheinen.

Eine noch höhere Integrationstiefe ermöglicht ein komplettes integriertes Fahrwerk, das direkt über definierte Schnittstellen an den gewünschten Wagenkasten montiert wird. Für eine solche Lösung müssen alle Antriebsstrangkomponenten im Fahrwerk untergebracht werden können, wozu kleine und leichte Komponenten und intelligente Einbaulösungen erforderlich sind.

A Anhang

A1 Visualisierung der Stromrichterausrichtung

	Fahrmotor längs eingebaut		Fahrmotor quer eingebaut	
	Seitenansicht	Draufsicht	Seitenansicht	Draufsicht
A1				
A2				
A3				
A4				
B1				
B2				
B3				
B4				

D1											
D2											
D3											
D4											
E1											
E2											
E3											
E4											
F1											
F2											
F3											
F4											

A2 Ausschreibung Chemnitz [125]

Die erste und die für die Dissertation relevanten Seiten sind im Folgenden eingefügt.

Vergabe VMS Tram-Train

Anlage A4 Lastenheft Fahrzeuge



ID	Typ	Kapitel	Anforderung	Typ Anforderung	Erfüllungsgrad	Anmerkung Bieter	Erfüllungsgrad Vergabestelle
10085	Anforderung	1.2.3 Bedienung und Betriebszeiten	Die in Kap 1.2.1 genannten Linien sollen täglich im Regelverkehr überwiegend im Stundentakt befahren werden, auf einigen Strecken ist von Mo-Fr während der HVZ ein Halbstundentakt vorgesehen. Alle Linien werden bis auf mögliche Ausnahmen grundsätzlich in Einfachrichtung befahren. Die ersten Zugfahrten starten täglich am Morgen um ca. 4.25 Uhr, die letzten Zugfahrten enden in der Nacht gegen 0.40 Uhr, am Wochenende vereinzelt auch später.	Info			
10090	Anforderung	1.2.3 Bedienung und Betriebszeiten	Im Regelverkehr wird die tägliche Einsatzzeit der Züge bei max. 21 Stunden liegen.	Info			
10095	Überschrift	1.2.4 Stationen	1.2.4 Stationen				
10100	Anforderung	1.2.4 Stationen	Fahrplannaßg halten die Züge im Regelverkehr auf den in Kap 1.2.1 genannten Linien an allen Stationen. Die Stationsabstände sind teilweise sehr unterschiedlich, sie weisen außerhalb des BOStrab-Bereiches folgende mittlere Werte auf: <ul style="list-style-type: none"> • Chemnitz Hbf – Mittweida 3,5 km • Chemnitz Hbf – Hainichen 3,9 km • Burgstädt – Chemnitz Hbf 2,9 km • Altchemnitz – Stollberg 1,5 km • Stollberg – Niederwürschnitz (Neubaustrecke) 0,8 km • Niederwürschnitz - St. Egidien 1,4 km 	Info			
10105	Überschrift	1.3 Fahrzeitzvorgaben	1.3 Fahrzeitzvorgaben				
10110	Anforderung	1.3 Fahrzeitzvorgaben	Die Fahrzeiten für die Strecken, für die Fahrzeit und Energieverbrauch nachzuweisen sind, können der Anlage A5 entnommen werden.	Info			
10115	Überschrift	1.4 Erforderliche Transportkapazitäten	1.4 Erforderliche Transportkapazitäten				
10120	Anforderung	1.4 Erforderliche Transportkapazitäten	Aus der prognostizierten Fahrgastnachfrage und dem unterstellten Fahrplankonzept wurde unter Beachtung zulässiger Besetzungsgrade die erforderliche Kapazität (Steht- und Sitzplätze) je Zug abgeleitet. Daraus ergibt sich unter Berücksichtigung erwarteter Nachfrageschwäche eine Gesamtkapazität von mindestens 200 Plätzen, davon mindestens 80 Sitzplätzen je Fahrzeug.	Info			
10125	Überschrift	1.5 Verkehrsleistungen	1.5 Verkehrsleistungen				
10130	Anforderung	1.5 Verkehrsleistungen	Auf den in Kap 1.2.1 genannten Linien ergibt sich für den Regelverkehr und unter Berücksichtigung zusätzlicher Überführungs- bzw. Betriebsfahrten überschlägig eine durchschnittliche jährliche Laufleistung in einer Größenordnung von 145.000 km pro Fahrzeug. In Abhängigkeit von der weiteren Entwicklung wie z.B. veränderte Verkehrsnachfrage, Einlösung von Optionsfahrzeugen, Ausbau des Streckennetzes kann sich dieser Wert verändern.	Info			
10135	Überschrift	1.6 Einsatzbedarf und Reserven	1.6 Einsatzbedarf und Reserven				

Vergabe VMS Tram-Train

Anlage A4
Lastenheft Fahrzeuge

ID	Typ	Kapitel	Anforderung	Typ Anforderung	Erfüllungsgrad	Anmerkung Bieter	Erfüllungsgrad Vergabestelle
13780	Anforderung	3.8.2 Räder und Radsätze	Das gewählte Radprofil muss ein verschleißarmes Befahren der Fahrzeuge im Verkehr der Linien gemäß Kap 1.1.2 auf den in Kap 2.1 genannten Strecken(abschnitten) im EBO und BOSTrab Geltungsbereich erlauben. Die Radprofilgeometrie ist im Rahmen der Projektentwicklung mit der CVAG abzustimmen.	Pflicht			
13785	Anforderung	3.8.2 Räder und Radsätze	Der Werkstoff der Räder und die Radbauart muss für den in Kap. 1 bestimmten Verkehrszweck auf den dazu gemäß Kap 2.1 zu befahrenen Strecken(abschnitte) geeignet sein.	Pflicht			
13790	Überschrift	3.8.3 Fahrmotoren	3.8.3 Fahrmotoren				
13795	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Um jederzeit eine ausreichende Fahrdynamik erreichen zu können, sind Fahrmotoren mit einer Antriebsleistung von in Summe mindestens 640 kW je Fahrzeug zu verwenden.	Pflicht			
13800	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Jeder angetriebene Radsatz ist durch einem eigenen Fahrmotor anzutreiben. Es können fremd-, eigenbelüftete oder wassergekühlte Fahrmotoren verwendet werden.	Pflicht			
13805	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Die Wärmeentwicklung und Streuströme in den Motoren dürfen nicht zu Schäden an Lagern und Getrieben führen, sie sind durch geeignete Maßnahmen zu begrenzen.	Pflicht			
13810	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Ein Drehstrom-Asynchron-Kurzschlussläufermotor ist als Fahrmotor vorzusehen.	Pflicht			
13815	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Lastverschiebungen bei parallel geschalteten Motoren, wie sie durch unterschiedliche Drehzahlen bei Raddurchmesser Differenzen und in Kurven auftreten, müssen beherrscht werden.	Pflicht			
13820	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Die Fahrmotoren sind für alle Betriebszustände thermisch, elektrisch sowie mechanisch ausreichend zu dimensionieren.	Pflicht			
13825	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Zum Schutz der Motoren vor thermischer Überlastung ist eine kontinuierlich arbeitende Erfassung oder Ermittlung der Fahrmotor-Temperatur einzubauen.	Pflicht			
13830	Anforderung	3.8.3 Fahrmotoren	Der Dichtigkeit der Fahrmotoren und Getriebe gegen den Austritt von Schmierstoffen und ggf. weiteren Flüssigkeiten ist sicherzustellen.	Pflicht			
13835	Überschrift	3.8.4 Laufeigenschaften	3.8.4 Laufeigenschaften				
13840	Anforderung	3.8.4 Laufeigenschaften	Die Laufwerke und ihre Anbindung an den Wagenkasten sind so auszulegen, dass die Fahrzeuge bei der Analyse und Beurteilung der Fahrkomfortmessungen NMV-Werte gemäß der EN 12299 kleiner 2,5 erreichen. Die Nachweisführung ist im Rahmen der Auftragsbegleitung abzusprechen.	Pflicht			
13845	Überschrift	3.8.5 Sandstreuanlage	3.8.5 Sandstreuanlage				
13850	Anforderung	3.8.5 Sandstreuanlage	Jedes Fahrzeug ist mindestens an den Enddrehgestellen mit einer Sandstreuereinrichtung auszustatten, die auf die - jeweils in Fahrtrichtung gesehen - erste und, falls von dieser abweichend, die erste angetriebene Achse des Fahrzeugs wirkt. Die Anzahl, Verteilung und Anordnung der Sandrohre innerhalb des Fahrzeugs ist so auszuführen, dass eine deutliche Kraftschlussverbesserung erreicht wird und eine optimale und sichere Sandabgabe erfolgt.	Pflicht			

Vergabe VMS Tram-Train
Bewertungsverfahren



Anlage D1

Bewertungsverfahren

für das Vergabeverfahren

Lieferung und Instandhaltung von

Zweissystem-Tram-Train-

Fahrzeugen

zum Einsatz im Schienenpersonennahverkehr auf
dem Streckennetz des Chemnitzer Modells (CM)

(„Vergabe VMS Tram-Train“)

Auftraggeber: Verkehrsverbund Mittelsachsen GmbH

Version 0.7

Vergabe VMS Tram-Train
Bewertungsverfahren



0. Allgemeines zum Bewertungsverfahren und zu den Zuschlagskriterien

Die Auswahl des wirtschaftlichsten Angebotes erfolgt nach Maßgabe des nachfolgend dargestellten Bewertungsverfahrens anhand folgender Zuschlagskriterien:

- Zuschlagskriterium 1: Investitionskosten Fahrzeuge
- Zuschlagskriterium 2: Energiekosten
- Zuschlagskriterium 3: Instandhaltungskosten
- Zuschlagskriterium 4: Kosten für Leistungen im Auftrag des Fahrzeugbetreibers

Für jedes Zuschlagskriterium wird je ein Preiswert (PW_1 bis PW_4) gebildet. Alle Preiswerte im Bewertungsverfahren besitzen keine Maßeinheit.

Das wirtschaftlichste Angebot ist das Angebot mit dem **niedrigsten** Gesamtpreiswert, der aus der Summe der Preiswerte der Zuschlagskriterien unter Berücksichtigung ihrer Gewichtung (G_1 bis G_4) nach der folgenden Formel ermittelt wird:

$$\text{Gesamtpreiswert} = \text{PW}_1 * \text{G}_1 + \text{PW}_2 * \text{G}_2 + \text{PW}_3 * \text{G}_3 + \text{PW}_4 * \text{G}_4$$

Die Gewichtung der Zuschlagskriterien ist in der folgenden Tabelle 1 definiert:

Zuschlagskriterium	Gewichtung	Bezeichnung
Investitionskosten Fahrzeuge	100%	G_1
Energiekosten	50%	G_2
Instandhaltungskosten	100%	G_3
Kosten für Leistungen im Auftrag des Fahrzeugbetreibers	100%	G_4

Tabelle 1

Den Vergabeunterlagen liegt der **Anhang D1-a / Bewertungsmatrix** als Tabellenkalkulation in Form einer MS-Excel-Datei bei, mit der durch die Bieter der Gesamtpreiswert auf Basis der Zuschlagskriterien ermittelt werden kann. Der **Anhang D1-a** kann von den Bietern also als Hilfestellung zur Ermittlung des Gesamtpreiswerts ihres Angebots für ihre eigene Verwendung genutzt werden.

Anhang D1-a / Bewertungsmatrix ist von den Bietern nicht mit dem Angebot einzureichen.

Die Zuschlagskriterien werden nachfolgend im Einzelnen erläutert.

A3 Ausschreibung Halle [109]

Die erste und die für die Dissertation relevanten Seiten sind im Folgenden eingefügt.



ANLAGE C1
zur Ausschreibung
Straßenbahnbeschaffung

Stand: 5. März 2021

Bewertungsmatrix **Zuschlagskriterien für die Angebote**

Bei der Erstellung der Angebote müssen die Bieter die nachfolgende Bewertungsmatrix berücksichtigen. Die Wertung der Angebote erfolgt anhand der durch die Auftraggeberin festgelegten Auswahlkriterien gemäß deren Gewichtung.

Gewertet werden nur Angebotsinhalte, die verbindlich und hinreichend konkret sind, ohne dass es weiteren Erklärungen oder Entscheidungen des Bieters bedarf. Absichtsbekundungen oder Aussagen, zu einem späteren Zeitpunkt über bestimmte Sachverhalte zu entscheiden oder unter Berücksichtigung der Interessen der Auftraggeberin handeln zu wollen, bleiben unberücksichtigt.

#	Kriterium	Gewichtung
1	Preis	25%
2	Betriebskosten/LCC	31%
3	Technik/Konzepte	42%
4	Design	2%
Gesamt		100%

A4 Ausschreibung Schöneiche bei Berlin [28]

Die erste und die für die Dissertation relevanten Seiten sind im Folgenden eingefügt.

ABI./S S35
18/02/2022
91247-2022-DE

1 / 7

Diese Bekanntmachung auf der TED-Website: <https://ted.europa.eu/udl?uri=TED:NOTICE:91247-2022:TEXT:DE:HTML>

**Deutschland-Schöneiche bei Berlin: Straßenbahnpersonenwagen
2022/S 035-091247**

Bekanntmachung vergebener Aufträge – Sektoren

Ergebnisse des Vergabeverfahrens

Lieferauftrag

Rechtsgrundlage:

Richtlinie 2014/25/EU

Abschnitt I: Auftraggeber

- I.1) **Name und Adressen**
Offizielle Bezeichnung: Schöneicher-Rüdersdorfer Straßenbahn GmbH
Postanschrift: Dorfstraße 15
Ort: Schöneiche bei Berlin
NUTS-Code: DE40C Oder-Spree
Postleitzahl: 15566
Land: Deutschland
Kontaktstelle(n): Betriebsleiter
E-Mail: stahl@srs-tram.de
Telefon: +49 030654868-31
Fax: +49 030654868-44
Internet-Adresse(n):
Hauptadresse: www.srs-tram.de
- I.2) **Informationen zur gemeinsamen Beschaffung**
Der Auftrag wird von einer zentralen Beschaffungsstelle vergeben
- I.6) **Haupttätigkeit(en)**
Städtische Eisenbahn-, Straßenbahn-, Oberleitungsbus- oder Busdienste

Abschnitt II: Gegenstand

- II.1) **Umfang der Beschaffung**
- II.1.1) **Bezeichnung des Auftrags:**
Straßenbahnbeschaffung
Referenznummer der Bekanntmachung: SRS 01/2021
- II.1.2) **CPV-Code Hauptteil**
34622100 Straßenbahnpersonenwagen
- II.1.3) **Art des Auftrags**
Lieferauftrag
- II.1.4) **Kurze Beschreibung:**
Der Auftrag umfasst einen Rahmenvertrag über bis zu vier (4) normalspurige Niederflurstraßenbahnfahrzeuge in Zweirichtungsausführung, in der Grundbestellung drei (3) Fahrzeuge und ein (1) weiteres Optionsfahrzeug
- II.1.6) **Angaben zu den Losen**
Aufteilung des Auftrags in Lose: nein

18/02/2022 S35
<https://ted.europa.eu/TED>

1 / 7

ABI./S S35
18/02/2022
91247-2022-DE

2 / 7

II.1.7) **Gesamtwert der Beschaffung (ohne MwSt.) (Sind Sie mit der Veröffentlichung einverstanden? ja)**

Wert ohne MwSt.: 3 990 000.00 EUR

II.2) **Beschreibung**

II.2.2) **Weitere(r) CPV-Code(s)**

34622100 Straßenbahnpersonenwagen

II.2.3) **Erfüllungsort**

NUTS-Code: DE40C Oder-Spree

Hauptort der Ausführung:

Schöneicher-Rüdersdorfer Straßenbahn GmbH / Linie 87 Vogelsdorfer Straße 1 15569 Woltersdorf

II.2.4) **Beschreibung der Beschaffung:**

Die Schöneicher-Rüdersdorfer Straßenbahn GmbH ("SRS" oder "Auftraggeber") beabsichtigt einen Rahmenvertrag über bis zu vier (4) normalspurige Niederflurstraßenbahnfahrzeuge in Zweirichtungsausführung (im Folgenden auch nur "Fahrzeuge") zu beschaffen, in der Grundbestellung drei (3) Fahrzeuge sowie optional ein (1) Fahrzeug (Fahrzeugauftrag). Der Auftraggeber strebt an, die mit diesem Vergabeverfahren zu beauftragenden Leistungen im Wege der Gesamtlosvergabe zu vergeben.

2.

Zweck der Beschaffung ist die langfristige Ausstattung des Auftraggebers mit nach aktuell geltendem deutschem Recht zuzulassenden Fahrzeugen mit hoher Lebensdauer und Laufleistung, geringen

Energieverbrauch und optimierten Instandhaltungskosten für den Einsatz im Streckennetz der Woltersdorfer Straßenbahn GmbH. Die zu beschaffenden Fahrzeuge haben dem aktuellen Stand der Technik zu entsprechen, einen hohen Fahrgastkomfort zu bieten, barrierefrei zu sein und einen Multifunktionsbereich aufzuweisen und somit einen wirtschaftlichen Betrieb durch den Auftraggeber zu ermöglichen.

3.

Die Lieferung der ersten Fahrzeuge soll spätestens 2023 erfolgen.

4.

Der Auftraggeber behält sich Änderungen und Anpassungen des Projektes vor.

5.

Die Fahrzeuge müssen mindestens folgende technische Mindestanforderungen aufweisen und mit der Infrastruktur des Auftraggebers mit den folgenden Eckdaten vollumfänglich und uneingeschränkt, d. h. ohne Anpassungen, kompatibel sein. Die technischen Mindestanforderungen und Eckdaten der Infrastruktur des Auftraggebers sind unverhandelbar und zwingend durch die späteren Bieter und im Zuschlagsfall durch den Auftragnehmer einzuhalten. Interessierte Unternehmen sind gehalten im eigenen Interesse, sorgfältig zu prüfen, ob sie in der Lage sind, diese Anforderungen zu erfüllen.

6.

Technische Mindestanforderungen an die Fahrzeuge:

- Fahrzeugbauart: Zweirichtungsfahrzeug mit Fahrgasttüren auf beiden Fahrzeugseiten

- Material Wagenkasten: Stahl

- Einstiegshöhe an sämtlichen Fahrgasttüren in mm (gemessen über GFT, Gemeinsame Fahrflächentangente): max. 360

- Niederflur-Anteil in Prozent: min. 30 %

- Breite des Wagenkastens in mm: 2.400

- maximale Fahrzeuglänge über Prallelemente in m: 15

- maximale Radsatzlast bei Betriebslast und voller Nutzlast in N: 10.000

- Mindestanzahl der Türspuren: 3

- Gesamtkapazität bei 4 Personen pro m² Stehplatzfläche (Ermittlung der Stehplatzfläche erfolgt gemäß TR Br,

sämtliche Sitzplätze - einschließlich Anderthalbsitze - sind mit einer Person besetzt): 50 Personen

- Mindestanteil Sitzplätze (Anderthalbsitze zählen als ein Sitzplatz): 40% der Gesamtkapazität

- Heizung, Klimatisierung und Lüftung: Fahrgastraum klimatisiert

7.

Eckdaten Infrastruktur

- Spurweite in mm: 1.435

- Kleinster Gleisbogenhalbmesser in m (gemessen von der Gleismittelnachse): 19

- Größte Längsneigung im Netz in Promille: 60

- Netzspannung (U_n) nach DIN EN 50163 in Volt DC: 600

8.

Der künftige Auftragnehmer hat die Fahrzeuge nach diesen, sowie den Vorgaben des Lastenheftes, das nach abgeschlossenem Teilnahmewettbewerb den Unternehmen mit den Vergabeunterlagen zur Angebotsaufforderung bereitgestellt wird, die zur Abgabe eines Angebotes aufgefordert werden, und nach weiterer Abstimmung mit dem Auftraggeber nach Erstellung eines Pflichtenheftes herzustellen.

9.

Einzelheiten der Beschaffung und der zu erwartenden Verträge zu diesem Vorhaben sind in dem Dokument Informationsmemorandum (Anlage A02) zusammengefasst.

II.2.11) **Angaben zu Optionen**

Optionen: nein



Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Struktureller Aufbau der Arbeit.....	6
Abbildung 2: Arbeitsfluss VDI 2221 nach [122].....	8
Abbildung 3: Festlegung des Fahrzeugkoordinatensystems.....	10
Abbildung 4: Prinzipschaltbild Straßenbahnfahrzeug am Gleichstromnetz nach [97]	11
Abbildung 5: Vorgehensweise bei der Auslegung von Zahnradgetrieben nach [65].....	15
Abbildung 6: Aufteilung der Gesamtübersetzung bei Kegelradgetrieben nach [82].....	16
Abbildung 7: Fahrwerksvarianten nach [100].....	20
Abbildung 8: Außengelagerter und innengelagerter Radsatz nach [97].....	21
Abbildung 9: Messpunkte laut DIN EN 12299 nach [E4].....	27
Abbildung 10: Radsatz mit Längsantrieb, FLEXX Urban [6].....	36
Abbildung 11: Radsatz mit Querantrieb, TRAMLINK [132]	36
Abbildung 12: Einzelradantrieb mit Radnabenmotor, Variobahn [60].....	37
Abbildung 13: Längsradsatz mit Radblockantrieb Avenio Foto: Siemens Mobility GmbH	37
Abbildung 14: Losradpaar mit Vorgelegewelle, Citadis-Arpège [102].....	38
Abbildung 15: Seitenansicht und Draufsicht Flexity Zürich nach Faktenblatt Flexity nach [7]	42
Abbildung 16: Innenraum Flexity Zürich nach [40].....	42
Abbildung 17: Fahrmotor und Getriebe Flexity Zürich Foto: Roberto Aceiton, ALSTOM Transportation Germany GmbH.....	43
Abbildung 18: Ausgewählte Arbeitsschritte aus VDI 2221 (nach [122]).....	45
Abbildung 19: Vorgehensweise.....	46
Abbildung 20: Relevante Betriebspunkte	48
Abbildung 21: Geschwindigkeitsprofil der Strecken 1, 2 und 3 für Hin- und Rückfahrt	58
Abbildung 22: Höhenprofil der Strecken 1 und 2 für Hin- und Rückfahrt	59
Abbildung 23: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 1 mit Häufigkeiten >2 % in Braun	60
Abbildung 24: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 2 mit Häufigkeiten >2 % in Braun	61
Abbildung 25: Häufigkeiten der Betriebspunkte bei Strecke 3 mit Häufigkeiten >2 % in Braun	62
Abbildung 26: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 1.....	64
Abbildung 27: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 2.....	65
Abbildung 28: Relativer Energiebedarf der verschiedenen Betriebspunkte bei Strecke 3.....	66

Abbildung 29: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie.....	68
Abbildung 30: Temperaturen am Wickelkopf und am Rotorkäfig für Referenzstrecken nach [S2]	70
Abbildung 31: Hochdrehende Maschine Foto: VINCORION Power Systems GmbH	71
Abbildung 32: Stromrichter Foto: Simon Quergfelder, Fraunhofer-Institut für Integrierte Systeme und Bauelementetechnologie	73
Abbildung 33: Bezugslinie Straßenbahn Zürich [14]	75
Abbildung 34: Bauraum Seitenansicht	76
Abbildung 35: Bauraum Vorderansicht	77
Abbildung 36: Bauraum Draufsicht	78
Abbildung 37: Abmessungen Fahrmotor	79
Abbildung 38: Abmessungen Stromrichter	79
Abbildung 39: Prinzipielle Darstellung der Varianten	80
Abbildung 40: Positionen (links) und Orientierung (rechts) des Stromrichters.....	81
Abbildung 41: Auswahlprozess zur Reduktion der Fahrwerkskonfigurationen	83
Abbildung 42: Varianten 1 und 5 - Prinzip	84
Abbildung 43: Varianten 2 und 6 - Prinzip	85
Abbildung 44: Varianten 3 und 7 - Prinzip	86
Abbildung 45: Varianten 4 und 8 - Prinzip	87
Abbildung 46: Ausschlusskriterium Höhe	88
Abbildung 47: Ausschlusskriterium Breite – Varianten 3 und 7 (oben) sowie 2 und 6 (unten)	89
Abbildung 48: Ausschlusskriterium Breite - Varianten 4 und 8, D1 (oben) und D2 (unten)	89
Abbildung 49: Ausschlusskriterium Länge - Varianten 4 und 8, E4 (oben) und F3 (unten)	90
Abbildung 50: Ausschlusskriterium Sonstige - Varianten 3 und 7, F4 (oben) und F4 (unten)	90
Abbildung 51: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 2-A1.....	93
Abbildung 52: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 6-A1.....	94
Abbildung 53: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 3-B4.....	95
Abbildung 54: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4.....	96
Abbildung 55: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 4-F2	97
Abbildung 56: Integration des Getriebes für die Fahrwerkskonfiguration 8-F2	98
Abbildung 57: Getriebebauraum mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 2-A1 und 6-A1, Blick von beiden Seiten	100

Abbildung 58: Getriebebauraum mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 3-B4 (a) und 7-B4 (b), Blick jeweils von beiden Seiten.....	100
Abbildung 59: Getriebebauraum mit An- und Abtriebswelle für die Fahrwerkskonfigurationen 4-F2 (a) und 8-F2 (b), Blick jeweils von beiden Seiten.....	101
Abbildung 60: Abmessungen Kegelradgetriebe.....	105
Abbildung 61: Abmessungen Stirnradgetriebe.....	105
Abbildung 62: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 2-A1	106
Abbildung 63: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 3-A4	107
Abbildung 64: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 7-B4	108
Abbildung 65: Getriebevariante für die Fahrwerkskonfiguration 4-F2.....	109
Abbildung 66: Komponenten und ihre Massen auf dem Fahrzeugdach des a) Referenzfahrzeugs b) Fahrzeugkonzepts	112
Abbildung 67: Prüfstands Aufbau erste Messserie nach [E3]	120
Abbildung 68: Getriebewirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl nach [E3]	121
Abbildung 69: Differenz der Gesamtwirkungsgrade zwischen der ersten und zweiten Messserie.....	122
Abbildung 70: Stromrichterwirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl	123
Abbildung 71: Maschinenwirkungsgrad über Maschinendrehmoment und Maschinendrehzahl	124
Abbildung 72: Differenz zwischen Stromrichterwirkungsgrad der Messung und der Simulation.....	125
Abbildung 73: Differenz zwischen Maschinenwirkungsgrad der Messung und der Simulation.....	126
Abbildung 74: Differenz zwischen Stromrichterwirkungsgrad der Messung und der Referenz	127
Abbildung 75: Differenz zwischen Maschinenwirkungsgrad der Messung und der Referenz	128
Abbildung 76: Aufbau des MKS-Modells (Darstellung nach [E4]).....	130
Abbildung 77: Positionen der Beschleunigungsmessung im Fahrzeug (Darstellung nach [E4])	131
Abbildung 78: 95. Perzentilen des Kontinuierlichen Komforts für die verschiedenen Sensorpositionen (Darstellung nach [E4])	131
Abbildung 79: 95. Perzentilen der Wertungsziffern (Sperlingmethode) für die verschiedenen Sensorpositionen (Darstellung nach [E4])	132

Abbildung 80: Zeitlicher Verlauf des kontinuierlichen Komforts des Sensors 3 in y-Richtung (Darstellung nach [E4])	133
Abbildung 81: Zeitlicher Verlauf des kontinuierlichen Komforts des Sensors 9 in z-Richtung (Darstellung nach [E4])	133
Abbildung 82: Zeitlicher Verlauf der Wertungsziffer (Sperlingmethode) des Sensors 1 für die y-Richtung (Darstellung nach [E4]).....	134
Abbildung 83: Zeitlicher Verlauf der Wertungsziffer des Sensors 9 für die z-Richtung (Darstellung nach [E4])	135

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Haupt- und Subsysteme nach [23]	10
Tabelle 2: Wirkungsgrad pro Getriebestufe [74]	15
Tabelle 3: Merkmalliste zur Erstellung einer Anforderungsliste nach [65].....	16
Tabelle 4: Startwerte zur überschlägigen Berechnung [65].....	18
Tabelle 5: Bewertungsmaßstab für den Kontinuierlichen Komfort [19].....	28
Tabelle 6: Entsprechungen der Wertungsziffern nach [18]	29
Tabelle 7: Charakteristiken von Antriebsmaschinen	31
Tabelle 8: Übersicht Kennzahlen unterschiedliche Getriebe.....	33
Tabelle 9: Hochdrehende Antriebe.....	35
Tabelle 10: Charakteristiken Flexity Zürich.....	44
Tabelle 11: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor	52
Tabelle 12: Übersicht der Referenzstrecken.....	57
Tabelle 13: Mittlerer Wirkungsgrad der ASM und PSM für die Referenzstrecken	69
Tabelle 14: (Spezifischer) Energiebedarf eines Fahrzeugs mit ASM bzw. PSM auf Referenzstrecken.....	69
Tabelle 15: Anforderungen Stromrichter.....	71
Tabelle 16: Schaltzeiten der verschiedenen Modularten	72
Tabelle 17: Wirkungsgrade der Stromrichter für die Referenzstrecken.....	73
Tabelle 18: Quellen für die Anforderungen an den Bauraum des Straßenbahnfahrzeugs.....	74
Tabelle 19: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor	80
Tabelle 20: Morphologischer Kasten für den Stromrichtereinbau der Variante 1	82
Tabelle 21: Morphologischer Kasten Fahrwerksvariante und Einbau Fahrmotor	87
Tabelle 22: Realisierbare Fahrwerkskonfigurationen, orange: zur weiteren Betrachtung ausgewählt	92
Tabelle 23: Lage der Achsen	99
Tabelle 24: Durchmesser der Getriebewellen	103
Tabelle 25: Achsabstände der Stirnräder.....	104
Tabelle 26: Durchmesser der Zahnräder.....	104
Tabelle 27: Fahrzeugmassen.....	113
Tabelle 28: Bremskraft Magnetschienenbremsen.....	113
Tabelle 29: Massen Referenzfahrzeug und Fahrzeugkonzepte	116
Tabelle 30: Differenz der Massen aufgeteilt nach Federstufen.....	118

Tabelle 31: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1a und Strecke 2a, Messung.....	128
Tabelle 32: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1a und Strecke 2a, Simulation.....	129
Tabelle 33: (Spezifischer) Energiebedarf im Fahren auf Strecke 1 und Strecke 2, Referenz.....	129

Literaturverzeichnis

- [1] AMADOR-JIMENEZ, L., MOHAMMADI, A., NASIRI, F.: *Level of comfort and safety in railway transit*.
2017 4th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS).
Banff, Alberta, Canada, August 8-10, 2017 : conference proceedings. Piscataway, NJ:
IEEE 2017, S. 1060–1066.
doi: 10.1109/ICTIS.2017.8047901
- [2] ARBEITSGRUPPE DB/EBA/VDB/VDV: *Ausführung von Bremsfunktionen zur Stillstandsicherung B004*, 2014.
https://www.eba.bund.de/SharedDocs/Downloads/DE/Fahrzeuge/Fahrzeugtechnik/Bremsen/31_03_04_Reg_B004_Federspeicherbremse.pdf?__blob=publicationFile&v=2, abgerufen: 10.08.2022.
- [3] Berliner Fahrgastverband IGEB: *Die neue Variobahn in Potsdam. Ein kleines Fahrzeug für eine große Zahl von Fahrgästen Oder: Leider eine Nummer zu klein bestellt*
Signal, Nr. 5-6, S. 4–7, 2011.
- [4] BOENKE, D., GIRNAU, G.: *Stadtbahnsysteme. Grundlagen, Technik, Betrieb - Finanzierung = Light rail systems : principles, technology, operation, financing*.
ISBN 978-3-87154-500-9. DVV Media Group, Hamburg 2014.
- [5] BOLTE, E.: *Elektrische Maschinen. Grundlagen, Magnetfelder, Erwärmung, Funktionsprinzipien, Betriebsarten, Einsatz, Entwurf, Wirtschaftlichkeit*.
ISBN 978-3-66254-687-1. Springer Vieweg, Berlin, 2. Auflage 2018.
doi: 10.1007/978-3-662-54688-8
- [6] BOMBARDIER: *BOMBARDIER FLEXX Urban bogie*.
<https://rail.bombardier.com/en/newsroom.html#Images>, abgerufen: 18.01.2022.
- [7] BOMBARDIER INC.: *Flexity Zürich*, Zürich, Schweiz, 2018.
<https://www.stadt-zuerich.ch/content/dam/stzh/vbz/Deutsch/Ueber%20das%20Departement/Publikationen%20und%20Broschueren/NTG/Faktenblatt%20Flexity.pdf>, abgerufen: 08.07.2022.
- [8] BRAND, J., KÖRNER, O., KOTTE, F., OEHLER, T.: *Traction motors with higher rotational speed for Electrical Multiple Units*
Elektrische Bahnen (eb), Bd. 117, Nr. 10, S. 397–403, 2019.
- [9] BRENNA, M., FOIADELLI, F., ZANINELLI, D., BARLINI, D.: *Application prospective of Silicon Carbide (SiC) in railway vehicles*.
2014 AEIT Annual Conference- From Research to Industry: The Need for a More Effective Technology Transfer (AEIT). Milano: AEIT 2014.
doi: 10.1109/AEIT.2014.7002062

- [10] BUNDESARBEITSGEMEINSCHAFT DER AUFGABENTRÄGER DES SPNV E.V.: *Empfehlungen für Anforderungen an Fahrzeuge in Vergabeverfahren*, 2016.
https://www.schiennahverkehr.de/wp-content/uploads/2021/07/2016-02-23-Fahrzeuganforderungen_final_gesamt.pdf, abgerufen: 28.07.2022.
- [11] BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ: *Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung vom 8. Mai 1967 (BGBl. 1967 II S. 1563), die zuletzt durch Artikel 2 der Verordnung vom 5. April 2019 (BGBl. I S. 479) geändert worden ist. EBO*.
http://www.gesetze-im-internet.de/ebo/inhalts_bersicht.html, abgerufen: 21.11.2022.
- [12] BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ: *Personenbeförderungsgesetz in der Fassung der Bekanntmachung vom 8. August 1990 (BGBl. I S. 1690), das zuletzt durch Artikel 23 des Gesetzes vom 2. März 2023 (BGBl. 2023 I Nr. 56) geändert worden ist. PBefG*.
<https://www.gesetze-im-internet.de/pbefg/BJNR002410961.html#BJNR002410961BJNG000101305>, abgerufen: 22.08.2022.
- [13] BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ: *Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung vom 11. Dezember 1987 (BGBl. I S. 2648), die zuletzt durch Artikel 1 der Verordnung vom 1. Oktober 2019 (BGBl. I S. 1410) geändert worden ist. BoStrab*.
https://www.gesetze-im-internet.de/strabbo_1987/BOStrab.pdf, abgerufen: 28.04.2022.
- [14] CASSAN, E. DE: *Anfrage Fahrzeugbegrenzungslinie*. E-Mail am 23.07.2021.
- [15] *Citadis X05 Light Rail Vehicles*.
<https://www.railway-technology.com/projects/citadis-x05-light-rail-vehicles/>, abgerufen: 30.06.2022.
- [16] COLEMAN, H. W.: *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers*. ISBN 978-1-119-41766-8. John Wiley & Sons Incorporated, Newark, 4. Auflage 2018.
doi: 10.1002/9781119417989
- [17] DB Station&Service AG: *Treppen - Neuregelungen zum Steigungsverhältnis der Treppen und Visualisierung der Ausführung von Handläufen an Treppen*, Nr. TM 2014-03 I.SBB - Ril 813.0202
- [18] DELLMANN, T., SPECHT, W.: *Verfahren zur Schwingbeurteilung - Vergleich am Beispiel eines Reisezugwagens*
AET - Archiv für Eisenbahntechnik, Bd. 41, S. 45–53, 1986.
- [19] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 12299:2009: *Bahnanwendungen - Fahrkomfort für Fahrgäste - Messung und Auswertung*
- [20] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 14363: *Bahnanwendungen - Versuche und Simulationen für die Zulassung der fahrtechnischen Eigenschaften von Eisenbahnfahrzeugen - Fahrverhalten und stationäre Versuche*
- [21] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 14531-1:2019-05: *Bahnanwendungen - Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremsung - Teil 1: Allgemeine Algorithmen für Einzelfahrzeuge und Fahrzeugverbände unter Berücksichtigung von Durchschnittswerten*

- [22] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 15328: *Bahnanwendungen - Bremsen - Bremsbeläge*
- [23] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 15380-5:2014-11: *Bahnanwendungen - Kennzeichnungssystematik für Schienenfahrzeuge. Teil 5: Systemstruktur*
- [24] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 18065:2020-08: *Gebäudetreppen - Begriffe, Messregeln, Hauptmaße*
- [25] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 25112-1:1980-04: *Nahverkehrs-Schienenfahrzeuge; Radreifen-Profile, Breite 95 und 110 mm.*
doi: 10.31030/1183955
- [26] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 50163:2005-07: *Bahnanwendungen – Speisespannungen von Bahnnetzen*
- [27] Deutsches Institut für Normung e. V., DIN 50591:2019: *Fahrzeuge – Spezifikation und Überprüfung des Energieverbrauchs*
- [28] *Deutschland-Schöneiche bei Berlin: Straßenbahnpersonenwagen 2022/S 035-09124. Bekanntmachung vergebener Aufträge – Sektoren.*
<https://ted.europa.eu/udl?uri=TED:NOTICE:91247-2022:TEXT:DE:HTML&src=0>,
abgerufen: 18.02.2022.
- [29] DING, R., DOU, Z., QI, Y., MEI, W., LIU, G.: *Analysis on characteristic of 3.3-kV full SiC device and railway traction converter design*
IET Power Electronics, Bd. 15, Nr. 10, S. 978–988, 2022.
doi: 10.1049/pel2.12280
- [30] DIŽO, J., BLATNICKÝ, M., GERLICI, J., LEITNER, B., MELNIK, R., SEMENOV, S., MIKHAILOV, E., KOSTRZEWSKI, M.: *Evaluation of Ride Comfort in a Railway Passenger Car Depending on a Change of Suspension Parameters*
Sensors, Bd. 21, Nr. 23, 2021.
doi: 10.3390/s21238138
- [31] DOUGLAS, H., ROBERTS, C., HILLMANSEN, S.: *Method to evaluate solutions for complex systems: rail energy*
Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Transport, Bd. 169, Nr. 5, S. 283–297, 2016.
doi: 10.1680/jtran.16.00017
- [32] DOUGLAS, H., SCHMID, F., ROBERTS, C., HILLMANSEN, S.: *Evaluation of Permanent Magnet Motor energy saving technology for different types of railways.*
2016 IEEE International Conference on Intelligent Rail Transportation (ICIRT).
Birmingham, United Kingdom, August 23-25, 2016. Piscataway, NJ: IEEE 2016, S. 123–129.
doi: 10.1109/ICIRT.2016.7588721
- [33] EBERLEH, B., HARTKOPF, T.: *A high speed induction machine with two-speed transmission as drive for electric vehicles.*
2006 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion. Taormina, Italy, 23 - 26 May 2006. 2006, S. 249–254.
doi: 10.1109/SPEEDAM.2006.1649779

- [34] EBOLI, L., MAZZULLA, G.: *A New Customer Satisfaction Index for Evaluating Transit Service Quality*
Journal of Public Transportation, Bd. 12, Nr. 3, S. 21–37, 2009.
doi: 10.5038/2375-0901.12.3.2
- [35] EICHINGER, J.: *Antriebe für Hundertprozent-Niederflur-Straßenbahnen sind anders*.
Getriebe für Schienenfahrzeuge. Tagung Veitshöchheim, 18. und 19. Februar 1999.
VDI-Berichte, Bd. 1455. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999
- [36] EPSKAMP, T.: *Steigerung der Leistungsdichte von Traktionsantrieben und Aufbau einer hochdrehenden Asynchronmaschine*, Karlsruher Institut für Technologie Dissertation.
Karlsruhe 2020.
doi: 10.5445/IR/1000117913
- [37] FAHRGASTVERBAND PRO BAHN E.V.: *Lastenheft für neue Nahverkehrsfahrzeuge*.
Broschüre des Fahrgastverbandes PRO BAHN.
https://www.pro-bahn.de/disk/pdf/Lastenheft_fuer_neue_Nahverkehrsfahrzeuge.pdf, abgerufen: 22.08.2022.
- [38] FAZIO, M., LE PIRA, M., INTURRI, G., IGNACCOLO, M.: *Bus Rapid Transit vs. Metro. Monitoring on-board comfort of competing transit services via sensors*.
2020 Forum on Integrated and Sustainable Transportation Systems (FISTS).
Piscataway, NJ: IEEE 2020, S. 292–297.
doi: 10.1109/FISTS46898.2020.9264874
- [39] FILIPOVIĆ, Ž.: *Elektrische Bahnen. Grundlagen, Triebfahrzeuge, Stromversorgung*.
ISBN 978-3-64245-226-0. Springer Vieweg, Berlin, 5., überarbeitete Auflage 2015.
doi: 10.1007/978-3-642-45227-7
- [40] FLEISCHMANN, E.: *Das Flexity gehört euch!*
<https://vbzonline.ch/das-flexity-gehoert-euch/>, abgerufen: 08.07.2020.
- [41] FONTANEL, E., CHRISTELLER, R., LACÔTE, F.: *Rolling Stock in the Railway System. Traction and TCMS Braking Locomotives Outlook*.
ISBN 978-3-96245-204-9. PMC Media House GmbH, Leverkusen 2020.
- [42] FRANZ KIEL GMBH: *BASEL*®, 2018.
https://kiel-seating.com/wp-content/uploads/2020/05/KIEL_Basel_de.pdf,
abgerufen: 14.07.2022.
- [43] FRISCH, J., SCHREDER, J.: *Vorzüge der neuen Strassenbahn für Linz und des innovativen Wartungskonzepts*
ZEV Rail, Nr. Sonderheft Graz, S. 208–218, 2011.
- [44] FUNIERU, B., BINDER, A.: *Thermal design of a permanent magnet motor used for gearless railway traction*.
34th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics, 2008. IECON 2008 ; 34th annual conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2008); 10 - 13 Nov. 2008, Florida Hotel & Conference Center, Orlando, Florida, USA ; proceedings. Piscataway, NJ: IEEE 2008, S. 2061–2066.
doi: 10.1109/IECON.2008.4758274

- [45] GENERALSEKRETARIAT DES RATES DER EUROPÄISCHEN UNION: *Entwurf von Schlussfolgerungen des Rates zur Strategie der Kommission für nachhaltige und intelligente Mobilität*, 2021.
<https://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-8824-2021-INIT/de/pdf>,
abgerufen: 22.08.2022.
- [46] GÖBEL, S.: *Auftragsentwicklung für Straßenbahnfahrzeuge im Jahr 2021*
Stadtverkehr, Bd. 67, Nr. 3, S. 12–21, 2022.
- [47] GONZÁLEZ-GIL, A., PALACIN, R., BATTY, P., POWELL, J. P.: *A systems approach to reduce urban rail energy consumption*
Energy Conversion and Management, Bd. 80, S. 509–524, 2014.
doi: 10.1016/j.enconman.2014.01.060
- [48] GRAA, M., NEJLAOUI, M., HOUIDI, A., AFFI, Z., ROMDHANE, L.: *Modeling and Simulation for Vertical Rail Vehicle Dynamic Vibration with Comfort Evaluation*.
Multiphysics Modelling and Simulation for Systems Design and Monitoring.
Proceedings of the Multiphysics Modelling and Simulation for Systems Design
Conference, MMSSD 2014, 17-19 December, Sousse, Tunisia. Applied Condition
Monitoring, Bd. 2. Cham, s.l.: Springer International Publishing 2015, S. 47–57.
doi: 10.1007/978-3-319-14532-7_6
- [49] GRALLA, D.: *Eisenbahnbremstechnik*.
ISBN 3-80411-813-5. Werner Verlag, Düsseldorf, 1. Auflage 1999.
- [50] GRATZFELD, P.: *Elektrische Schienenfahrzeuge. Elektrischer Antrieb*. Vorlesung
Elektrische Schienenfahrzeuge WS 2020 am Karlsruher Institut für Technologie,
Institut für Fahrzeugsystemtechnik
- [51] GWINNER, P., STAHL, K., RUPP, S., STRUBE, A.: *Innovatives Hochdrehzahl-
Antriebsstrangkzept für hocheffiziente elektrische Fahrzeuge*
ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Bd. 119, Nr. 3, S. 72–75, 2017.
- [52] HABERHAUER, H., BODENSTEIN, F.: *Maschinenelemente. Gestaltung, Berechnung,
Anwendung*.
ISBN 978-3-540-68612-5. Springer, Berlin, 15. bearb. Aufl. 2008.
doi: 10.1007/978-3-540-68612-5
- [53] HALADIN, I., LAKUŠIĆ, S., BOGUT, M.: *Overview and analysis of methods for assessing ride
comfort on tram tracks*
GRAĐEVINAR, Bd. 71, Nr. 10, S. 901–921, 2019.
doi: 10.14256/JCE.2731.2019
- [54] HATSUKADE, S., YAMANAKA, A.: *Calculation of interference between railway traction
inverters and balises*.
2014 International Symposium on Electromagnetic Compatibility, Tokyo. Tokyo: IEICE
2014, S. 65–68.
<https://ieeexplore.ieee.org/document/6997103/similar#similar>,
- [55] HELBERG, W., SPERLING, E.: *Verfahren zur Beurteilung der Laufeigenschaften von
Eisenbahnwagen*
Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Bd. 96, Nr. 12, S. 177–187, 1941.

- [56] HINTERSTOßER, M.: *Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben*, TU München Dissertation. München 2013.
- [57] HONDIUS, H.: *Entwicklung der Nieder- und Mittelflur-Straßen- und Stadtbahnen. Folge 33*
Stadtverkehr, Bd. 65, Nr. 1-2, S. 4–26, 2020.
- [58] HONDIUS, H.: *Entwicklung der Nieder- und Mittelflur-Straßen- und Stadtbahnen. Folge 34*
Stadtverkehr, Bd. 66, Nr. 3, S. 4–13, 2021.
- [59] HUANG, J., KAEWUNRUEN, S.: *Evaluation of Railway Passenger Comfort With Machine Learning*
IEEE Access, Bd. 10, S. 2372–2381, 2022.
doi: 10.1109/ACCESS.2021.3139465
- [60] IHME, J.: *Schienefahrzeugtechnik*.
ISBN 978-3-658-13541-6. Springer Vieweg, Wiesbaden 2016.
doi: 10.1007/978-3-658-13541-6
- [61] JANICKI, J., REINHARD, H.: *Schienefahrzeugtechnik*.
ISBN 978-3-98080-025-9. Bahn-Fachverl., Heidelberg, 2., überarb. und erw. Aufl. 2008.
- [62] JÄNSCH, E., ASMUSSEN, B.: *Handbuch Das System Bahn*.
ISBN 978-3-87154-511-5. Eurailpress in DVV Media Group, Hamburg, 2., komplett überarbeitete Aufl. 2016.
- [63] KIRCHNER, E.: *Werkzeuge und Methoden der Produktentwicklung. Von der Idee zum erfolgreichen Produkt*.
ISBN 978-3-66261-7-625. Springer Vieweg, Berlin 2020.
- [64] KLINGELNBERG, J.: *Kegelräder. Grundlagen, Anwendungen*.
ISBN 978-3-540-71860-4. Springer, Berlin 2008.
- [65] KLOCKE, F., BRECHER, C.: *Zahnrad- und Getriebetechnik. Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation*.
ISBN 978-3-44643-140-9. Carl Hanser Verlag, München 2017.
- [66] KNOTHE, K.: *Schienefahrzeugdynamik*.
ISBN 9783642557668. Springer Berlin, Berlin 2003.
- [67] KONDO, K.: *Recent Energy Saving Technologies on Railway Traction Systems*
IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering, Bd. 5, Nr. 3, S. 298–303, 2010.
doi: 10.1002/tee.20533
- [68] KÖNIG, J.: *Integral consideration of the lightweight design for railway vehicles*.
Proceedings of Young Researchers Seminar 2011. 2011.
https://elib.dlr.de/70976/1/Integral_consideration_of_the_lightweight_design_for_railway_vehicles.pdf,
- [69] KOPP, F., NEUDORFER, H.: *Softwareunterstützte Traktionsleistungsbestimmung und Energiebedarfsermittlung eines elektrischen Triebfahrzeuges*
e & i Elektrotechnik und Informationstechnik, Bd. 135, Nr. 2, S. 239–246, 2018.

- [70] KÖRNER, O., WEBER, F.-J., EBERT, F., PAHLKE, H., RIEGER, M., STINE, G., STROMMER, K., TRANTIN, H.: *Schnelllaufende Antriebe mit integrierter Bremse und Leichtbauradsatz* ZEV Rail, Bd. 146, Nr. Sonderheft Graz, S. 27–35, 2022.
- [71] LÄNDERFACHAUSSCHUSSES FÜR STADTBAHNEN UND ANDERE SPURGEBUNDENE ORTSVERKEHRSSYSTEME: *Technische Regeln für die Bemessung und Prüfung der Bremsen von Fahrzeugen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen. Technische Regeln Bremsen.*
<https://www.vdv.de/technische-regeln-bremsen.pdf>, abgerufen: 10.08.2022.
- [72] LAUDAN, A., SCHMID, R., ERTL, H., Fuchslueger, Thomas, Vogelsberger, Markus: *du/dt-Reduktion bei Umrichtern durch flankenresonanten Betrieb paralleler Zweige* ZEV Rail, Bd. 143, Nr. 11/12, 2019.
- [73] LECHNER, G., NAUNHEIMER, H., BERTSCHE, B.: *Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion.*
ISBN 978-3-54030-670-2. Springer Berlin, Berlin, 2., bearb. u. erw. Aufl. 2007 2007.
- [74] LINKE, H.: *Stirnradverzahnung. Berechnung – Werkstoffe – Fertigung.*
ISBN 9783446433724. Hanser Verlag, München, 2., vollständig überarbeitete Auflage 2010.
doi: 10.3139/9783446433724
- [75] LIPO, T. A.: *Introduction to AC machine design.*
ISBN 1119352096. Wiley, Hoboken, New Jersey 2017.
doi: 10.1002/9781119352181
- [76] LUKASZEWICZ, P.: *Energy Consumption and Running Time for Trains. Modelling of running resistance and driver behaviour based on full scale testing*, Royal Institute of Technology Dissertation. Stockholm 2001.
- [77] MONTRONE, T., PELLEGRINI, P., NOBILI, P., LONGO, G.: *Energy consumption minimization in railway planning.*
2016 IEEE 16th International Conference on Environment and Electrical Engineering (EEEIC). 7-10 June 2016, Florence, Italy : conference proceedings. Piscataway, NJ: IEEE 2016, S. 1–5.
doi: 10.1109/EEEIC.2016.7555534
- [78] MÜLLER, G., MÖSER, M.: *Erschütterungen und sekundärer Luftschall aus dem Schienenverkehr.*
ISBN 9783662554630. Springer Berlin, Berlin, Heidelberg 2017.
- [79] NAEFE, P.: *Konstruktionsmethodik. Kurz und Bündig.*
ISBN 978-3-65824-554-2. Springer Vieweg, Wiesbaden 2019.
- [80] NEUDORFER, H.: *Elektrische Bahnen Teil 1. Theorie.* Vorlesung Sommersemester 2021 TU Darmstadt Institut für elektrische Energiewandlung.
https://www.ew.tu-darmstadt.de/media/ew/rd/ew_vorlesungen/lv_bahnen/Skript_EB_2021.pdf,
- [81] NEUDORFER, H., STREICHER, J.: *Advantages of a High-Speed Motor-Gear Unit. The Future in Modern Railway Applications.*
IZBE/VDE-Symposium Elektrische Fahrzeugantriebe und -ausrüstungen 2018

- [82] NIEMANN, G., WINTER, H.: *Maschinenelemente*. ISBN 3-540-11149-2. Springer, Berlin, 2., völlig neubearb. Aufl. 1983.
- [83] NOVILLO, G., RIVERA, N., SOTO-OCAMPO, C. R., MERA, J. M.: *Analysis of Tram Comfort Using The UNE EN 12299:2010 Standard and Sperling Method (WZ)*. Computers in Railways XVIII : Railway Engineering Design and Operation. WIT Transactions on The Built Environment. Southampton: WIT Press 2022, S. 3–13. doi: 10.2495/CR220011
- [84] NTN-SNR ROULEMENTS: *Wälzlager für Schienenfahrzeuge: Erfahrung und Innovation*. <https://www.ntn-snr.com/de/waelzlager-fuer-schienenfahrzeuge>, abgerufen: 29.12.2021.
- [85] NVBW - NAHVERKEHRSGESELLSCHAFT BADEN-WÜRTTEMBERG MBH: *Fahrzeuglastenheft. Muster*, 2014. https://www.nvbw.de/fileadmin/user_upload/PDF/muster_fahrzeuglastenheft/Lastenheft_Fahrzeuge_Muster.pdf, abgerufen: 22.08.2022.
- [86] PAHL, G., BEITZ, W., FELDHUSEN, J., GROTE, K.-H.: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre. Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung*. ISBN 978-3-54034-061-4. Springer Berlin, Berlin, 7. Aufl. 2007 2007.
- [87] PRICEWATERHOUSECOOPERS GMBH WIRTSCHAFTSPRÜFUNGSGESELLSCHAFT, INTRAPLAN CONSULT GMBH: *Deutschland mobil 2030*, 2018. <https://www.deutschland-mobil-2030.de/vdv-broschuere-doppelseiten-deutschland-mobil-2030.pdf?forced=true>, abgerufen: 22.08.2022.
- [88] RAILWAY GAZETTE: *SiC traction converter offers energy saving*. <https://www.railwaygazette.com/modes/sic-traction-converter-offers-energy-saving/46296.article>,
- [89] *Richtlinie (EU) 2016/798 des europäischen Parlaments und des Rates vom 11. Mai 2016 über Eisenbahnsicherheit*. Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaft, Nr. L138, S. 102–149, 2016.
- [90] RINDERKNECHT, S., KÖNIG, R., REUL, A.: *Speed2E- Innovatives Super-Hochdrehzahl-Mehrgang-Konzept für den elektrifizierten automobilen Antriebsstrang für höchste Effizienz und höchsten Komfort*, 2017. doi: 10.2314/GBV:1016583605
- [91] ROCHARD, B. P., SCHMID, F.: *A review of methods to measure and calculate train resistances*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Bd. 214, Nr. 4, S. 185–199, 2000. doi: 10.1243/0954409001531306
- [92] ROLLS-ROYCE POWER SYSTEMS AG: *Kompakt, komplett und effizient: mtu PowerPacks für Triebwagen*. <https://www.mtu-solutions.com/eu/de/applications/rail/railcar-powerpacks.html>, abgerufen: 16.05.2023.

- [93] RUJAS, A., LÓPEZ-MARTIN, V. M., JAUREGI, A., LARZABAL, I., NIEVA, T.: *Railway inverter for metro application with 3.3kV Full-SiC MOSFET modules*. 2021 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). Piscataway, NJ: IEEE 2021, S. 1–6.
doi: 10.1109/VPPC53923.2021.9699286
- [94] SATO, K., YOSHIZAWA, M., FUKUSHIMA, T.: *Traction systems using power electronics for Shinkansen High-speed Electric Multiple Units*. The 2010 International Power Electronics Conference - ECCE ASIA -. Piscataway, NJ: IEEE 2010, S. 2859–2866.
doi: 10.1109/IPEC.2010.5542320
- [95] SCHARF, S.: *Markteinführung des TALENT 3 mit Ausblick* ZEV Rail, Bd. 141, Nr. Sonderheft Graz, 2017.
- [96] SCHEELHAASE, J. D., SCHEIER, B., GRUNEWALD, E., SEIDEL, S., CHRIST, T., NOYER, U., MAERTENS, S., KNITSCHKY, G., RUDOLPH, F.: *Verspätungen und Störungen an intermodalen Verkehrsknoten besser managen* Wirtschaftsdienst, Bd. 102, Nr. 7, S. 552–557, 2022.
doi: 10.1007/s10273-022-3230-4
- [97] SCHINDLER, C., BRANDHORST, M., DELLMANN, T., HAIGERMOSER, A., HECHT, M., KARCH, S., LÖFFLER, G., RÖSCH, W.: *Handbuch Schienenfahrzeuge. Entwicklung, Produktion, Instandhaltung*. ISBN 978-3-77710-427-0. Eurailpress in DVV Media Group, Hamburg 2014.
- [98] SCHNIEDER, L.: *Strategisches Management von Fahrzeugflotten im öffentlichen Personenverkehr. Begriffe, Ziele, Aufgaben, Methoden*. ISBN 978-3-662-56608-4. Springer, Berlin 2018.
- [99] SCHULZ, S., MÜLLNER, F., NEUDORFER, H., TISSEN, D., SCHÜLTING, L.: *Wirkungsgradoptimiertes Zusammenspiel von Wechselrichter und Asynchronmotor für Straßenbahn-Traktionsanwendungen* e & i Elektrotechnik und Informationstechnik, Bd. 133, Nr. 2, S. 126–135, 2016.
- [100] SCHWICKERT, M.: *Entwicklung einer Methode zur effizienten Durchführung von Mehrkörpersimulationen variantenreicher Produkte am Beispiel eines Modellbaukastens für Niederflurstraßenbahnen*. ISBN 978-3-94399-591-6. Techn. Univ, Kaiserslautern 2015.
- [101] SEPPELT, E.: *TINA: Stadler baut die neuen Straßenbahnen für Halle (Saale). 168 Millionen Euro werden investiert, Fahrgastraum ist klimatisiert, keine Spiegel mehr* Du bist Halle, 2022.
- [102] SHOSHANY, C.: *CITADIS 302 Bogie moteur*. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CITADIS_302_Bogie_moteur.jpg#file, abgerufen: 04.07.2022.
- [103] SIEMENS MOBILITY GLOBAL: *Siliziumcarbid- ein Stoff, der Entwickler träumen lässt*. <https://www.mobility.siemens.com/global/de/portfolio/schiene/stories/silicon-carbide-a-material-that-developers-dream-about.html>, abgerufen: 06.04.2022.

- [104] SKA SITZE GMBH: *Sitze für Bus und Bahn. Linus*, 2019.
https://www.ska.de/wp-content/uploads/2019/12/SKA_Produnktblatt_Linus.pdf,
abgerufen: 14.07.2022.
- [105] SKF: *Handbuch Schienenfahrzeuge. Antriebssysteme: Fahrmotorlager, Getriebelager, Sensoren, Zustandsüberwachung und Dienstleistung*, Band 2, 2014.
<https://www.skf.com/binary/49-96059/Railway-technical-handbook---13085-DE.pdf>,
abgerufen: 24.01.2019.
- [106] SPECIOVIUS, J.: *Grundkurs Leistungselektronik. Bauelemente, Schaltungen und Systeme*. ISBN 978-3-658-30398-3. Springer Vieweg, Wiesbaden, 10. Auflage 2020.
- [107] SPERLING, E., BETZHOLD, C.: *Beitrag zur Beurteilung des Fahrkomforts in Schienenfahrzeugen*
Glasers Annalen, Bd. 80, S. 314–317, 1956.
- [108] STEIMEL, A.: *Elektrische Triebfahrzeuge und ihre Energieversorgung. Grundlagen und Praxis*. ISBN 978-3-8356-3090-1. Oldenbourg-Industrieverlag, München, 2. Aufl. 2006.
- [109] SWH.HAVAG: *Anlage C1 zur Ausschreibung Straßenbahnbeschaffung*.
<https://www.subreport-elvis.de/browseVerdingungsunterlagen.html#ELVISID:E58722182>, abgerufen: 05.03.2021.
- [110] TRAKTIONSSYSTEME AUSTRIA: *Bombardier Flexity für Wiener Linien. Technische Spezifikationen Motor*.
https://www.tsa.at/de/tsa_referenzen/bombardier-flexity-vienna-for-wiener-linien-wien/, abgerufen: 25.09.2023.
- [111] TRAKTIONSSYSTEME AUSTRIA: *Drehgestellkonzepte. Unsere Technologie setzt ihre Fahrzeuge in Bewegung*.
<https://www.tsa.at/de/drehgestellkonzepte/>, abgerufen: 19.01.2022.
- [112] TRAKTIONSSYSTEME AUSTRIA: *TSA Gearbox for Vossloh TramLink Gmunden*.
https://www.tsa.at/de/tsa_referenzen/tsa-gearbox-for-vossloh-tramlink-gmunden/,
abgerufen: 04.07.2022.
- [113] TRAKTIONSSYSTEME AUSTRIA: *TSA Gearbox für Kolkata Metro. Technische Spezifikationen Getriebe*.
https://www.tsa.at/de/tsa_referenzen/tsa-gearbox-fuer-kolkata-metro-india-gearbox/, abgerufen: 25.09.2023.
- [114] TÜV RHEINLAND CONSULTING GMBH: *MTAB – „Modellierung und Test neuartiger, hocheffizienter und hochintegrierter Antriebssysteme für Bahnanwendungen“*.
<http://www.tuvpt.de/index.php?id=235>, abgerufen: 17.04.2020.
- [115] UIC, UNIFE: *Technical Recommendation. Specification and verification of energy consumption for railway rolling stock*, 2010.
http://tecrecrail.org/IMG/pdf/TECREC_100_001_ENERGY_STANDARD_VER_1_2_final.pdf, abgerufen: 27.05.2019.
- [116] UMWELTBUNDESAMT: *Fahrleistungen, Verkehrsleistung und "Modal Split"*, 2022.
<https://www.umweltbundesamt.de/daten/verkehr/fahrleistungen-verkehrsaufwand-modal-split#fahrleistung-im-personen-und-guterverkehr>, abgerufen: 21.11.2022.

- [117] UZEL, D., PEROUTKA, Z.: *Control and design considerations for wheel mounted drive of tram: Interesting features offered by IPMSM technology*.
Proceedings of 14th International Power Electronics and Motion Control Conference EPE-PEMC 2010. Piscataway, NJ: IEEE 2010.
doi: 10.1109/EPEPEMC.2010.5606809
- [118] VARELA, M.: *Deliverable D5.1 Assessment of Hybrid SiC Converter Energy Improvements*, 2020.
<https://projects.shift2rail.org/download.aspx?id=77e25adc-ce89-41e4-88bf-2b9c32f8421b>,
- [119] VBZ: *Flexity*.
https://www.stadt-zuerich.ch/vbz/de/index/die_vbz/fahrzeuge/trams/flexity.html,
abgerufen: 08.07.2022.
- [120] Verband Deutscher Verkehrsunternehmen, VDV-Schrift 152: *Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenfahrzeugen nach BOStrab*
- [121] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2206: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*
- [122] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2221 Blatt 1: *Entwicklung technischer Produkte und Systeme. Modell der Produktentwicklung*
- [123] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2222: *Konstruktionsmethodik - Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien*
- [124] VERKEHRSBETRIEBE KARLSRUHE GMBH: *Citylink. Die Niederflur-Stadtbahn für Karlsruhe*.
https://www.avg.info/fileadmin/user_upload/vbk/Dateien/Service/VBK_Broschuere_Citylink.pdf, abgerufen: 11.11.2022.
- [125] VERKEHRSVERBUND MITTELSACHSEN GMBH: *Lieferung und Instandhaltung von Zweisystem-Tram-Train-Fahrzeugen. zum Einsatz im Schienenpersonennahverkehr auf dem Streckennetz des Chemnitzer Modells (CM)*.
[https://www.subreport-elvis.de/browseVerdingungsunterlagen.html](https://www.subreport-elvis.de/browseVerdingungsunterlagen.html#ELVISID:E77256423)
#ELVISID:E77256423, abgerufen: 10.03.2021.
- [126] *VERORDNUNG (EU) Nr. 1300/2014 DER KOMMISSION vom 18. November 2014 über die technischen Spezifikationen für die Interoperabilität bezüglich der Zugänglichkeit des Eisenbahnsystems der Union für Menschen mit Behinderungen und Menschen mit eingeschränkter Mobilität*
Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaft, Nr. L356, S. 135, 2014.
- [127] VOGELSITZE GMBH: *Pino*, 2020.
<https://www.vogelsitze.com/wp-content/uploads/Vogelsitze-Pino.pdf>, abgerufen: 14.07.2022.
- [128] VOITH GROUP: *Doppel-Traktionsstromrichter EmCon DI1000-5AR. 750 V LRV-Anwendung*.
https://voith.com/corp-de/VT_EmCon-DI-1000-5AR_19_vvk_VT0012_de.pdf,
abgerufen: 09.12.2021.

- [129] WEI, X., LIU, Y., SUN, Q., JIA, L., WANG, Y.: *Rail vehicle ride comfort prediction based on bogie acceleration measurements*.
2013 25th Chinese Control and Decision Conference (CCDC). IEEE 2013, S. 3810–3815.
doi: 10.1109/CCDC.2013.6561613
- [130] WENDE, D.: *Fahrdynamik des Schienenverkehrs*.
ISBN 9783322829610. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden s.l. 2003.
doi: 10.1007/978-3-322-82961-0
- [131] WENINGER, A., WALCHER, M., NEUDORFER, H.: *Vorteile von hochdrehenden Traktionsmotoren: Die Zukunft für Anwendungen in modernen Schienenfahrzeugen* e & i Elektrotechnik und Informationstechnik, Nr. 2, S. 17–22, 2019.
- [132] WIEDEN, I., MONZÓ PÉREZ, M., ALBRECHT, K.: *Neue komfortable Straßenbahnen für Rostock*
ZEV Rail, Bd. 138, Nr. 5, 2014.
- [133] WINZER, P., DOPPELBAUER, M.: *Berechnung von Wirkungsgradkennfeldern von Asynchronmaschinen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode*.
Antriebssysteme 2013 - Elektrik, Mechanik und Hydraulik in der Anwendung Vorträge der 4. VDE/VDI-Tagung vom 17. bis 18. September 2013 in Nürtingen., S. 46–51.
doi: 10.5445/IR/1000047106
- [134] WITTEL, H., SPURA, C., JANNASCH, D.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*.
ISBN 978-3-65834-159-6. Springer Vieweg, Wiesbaden, 25. Auflage 2021.
- [135] WOLFSPEED, INC.: *CAB450M12XM3. 1200V, 450A All-Silicon Carbide, Conduction Optimized, Half-Bridge Module*, 2019.
<https://assets.wolfspeed.com/uploads/2020/12/CAB450M12XM3.pdf>, abgerufen: 12.06.2023.
- [136] YAPING, R., XINGCHEN, Z., Baiyun, LU, L., YAO, C., YIWEI, S.: *Life Cycle Cost Analysis of Urban Rail Transit Vehicle*.
2016 Eighth International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation - ICMTMA 2016. Macau, China, 11-12 March 2016 : proceedings.
Piscataway, NJ: IEEE 2016, S. 375–378.
doi: 10.1109/ICMTMA.2016.96
- [137] YILDIRIM, D., AKŞIT, M. H., ÇADIRCI, I., ERMIŞ, M.: *All-SiC Traction Converter for Light Rail Transportation Systems: Design Methodology and Development of 165 kVA Prototype*
Electronics, Bd. 1438, Nr. 11, 2022.
doi: 10.3390/electronics11091438
- [138] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *Achs- und Getriebesysteme für Busse*. AxTrax.
https://www.zf.com/public/org/AxleTransmissionSystemsforBusesCoachesAchs-GetriebesystemefrBusse_72599.pdf,

Betreute studentische Arbeiten

- [S1] LEICHT, L.: *Modellbildung und Komfortanalyse einer Niederflurstraßenbahn*,
Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit. Karlsruhe 2022.
- [S2] ZIESEL, P.: *Thermische Modellierung einer hochdrehenden Asynchronmaschine*,
Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit. Karlsruhe 2022.

Eigene Veröffentlichungen

- [E1] HECKELE, L., TESAR, M., GRATZFELD, P.: *Wirkungsgradsteigerung von elektrischen Antriebssträngen mit hochdrehenden Maschinen*
Elektrische Bahnen (eb), Bd. 118, Nr. 7-8, S. 282-289, 2020
- [E2] HECKELE, L., TESAR, M., IGELSPACHER, J., BRUNNER, J., GRATZFELD, P.: *Steigerung der Leistungsdichte und des Wirkungsgrades von Straßenbahnantrieben durch den Einsatz hochdrehender Maschinen*
e & i Elektrotechnik und Informationstechnik, Bd. 139, Nr. 2, S. 186–194, 2022. doi: 10.1007/s00502-022-01011-6
- [E3] HECKELE, L., TESAR, M., GRATZFELD, P.: *Messtechnische Validierung eines Hochdrehzahl-Antriebssystems für Straßenbahnen*
Elektrische Bahnen (eb), Bd. 121, Nr. 1, S. 100–107, 2023.
- [E4] LEICHT, L., HECKELE, L., GRATZFELD, P.: *Influence of modified powertrain masses on the ride comfort of a light rail vehicle*
Computers in Railways XVIII: Railway Engineering Design and Operation, Bd. 213, S. 77–88, 2022. doi: 10.2495/CR220071