

LEHRBUCH

Joachim Ihme

Schienen- fahrzeugtechnik

 Springer Vieweg

Schienenfahrzeugtechnik

Joachim Ihme

Schienenfahrzeugtechnik

 Springer Vieweg

Joachim Ihme
Ostfalia HaW
Wolfenbüttel, Deutschland

ISBN 978-3-658-13540-9
DOI 10.1007/978-3-658-13541-6

ISBN 978-3-658-13541-6 (eBook)

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Springer Vieweg

© Springer Fachmedien Wiesbaden 2016

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen.

Lektorat: Thomas Zipsner

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Vieweg ist Teil von Springer Nature
Die eingetragene Gesellschaft ist Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

Vorwort

Das vorliegende Buch entstand aus Vorlesungen über Schienenfahrzeugtechnik, die ich seit 1990 an der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften an den Standorten Wolfenbüttel und Wolfsburg für Studierende des Maschinenbaus, des Fahrzeugbaus und der Elektrotechnik gehalten habe.

Leider wurde in den letzten 30 Jahren an Technischen Universitäten und Fachhochschulen die Lehre im Bereich der Schienenfahrzeugtechnik und des Eisenbahnwesens zurückgefahren, obwohl Deutschland nach wie vor wichtige Standorte der Schienenfahrzeug- und -zulieferindustrie aufzuweisen hat. Außerdem ist das Interesse an der Eisenbahn und an Schienenfahrzeugen bei Studienanfängern eher gering, seit die Modelleisenbahn im Wesentlichen Sammelobjekt für ältere Herren geworden ist und sich die Eisenbahn aus vielen Regionen zurückgezogen hat.

Deswegen finden die deutsche Schienenfahrzeugindustrie und die Bahnbetreiber immer weniger speziell für sie ausgebildete Ingenieurinnen und Ingenieure. Dem Vernehmen nach besteht daher die Notwendigkeit, neuen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern das notwendige Grundwissen und die speziellen Kenntnisse im Unternehmen zu vermitteln. Dazu möchte das vorliegende Buch auf dem Gebiet der Schienenfahrzeugtechnik einen einflussreichen Beitrag leisten. Außer als Vorlesungsunterlage ist es auch zum Selbststudium geeignet. Allerdings können hier nicht alle Aspekte der Schienenfahrzeugtechnik und des Schienenverkehrs behandelt und vertieft werden.

Zielgruppe für dieses Buch sind Studierende an Hochschulen und Universitäten nach dem Grundstudium des Maschinen- oder Fahrzeugbaus. Auch der interessierte Laie, z. B. der Eisenbahnfreund, kann in diesem Buch seine Kenntnisse erweitern. Er wird aber Dampflokotiven und Landschaftsaufnahmen von Eisenbahnzügen weitgehend vermissen.

Ich danke allen Unternehmen und Institutionen, die mich mit Informationen und Bildmaterial unterstützt haben, insbesondere den Firmen Alstom, Bombardier, Siemens, Voith und Vossloh. Dem Springer Vieweg Verlag und Herrn Dipl.-Ing. Thomas Zipsner danke ich für die wiederum angenehme Zusammenarbeit. Last but not least danke ich meiner lieben Frau, die während der Erstellung des Manuskriptes auf viele gemeinsame Unternehmungen mit mir verzichten musste.

Alle nicht gekennzeichneten Abbildungen und Fotos stammen vom Verfasser. Für Anregungen aus dem Leserkreis und für Hinweise auf Fehler bin ich dankbar.

Braunschweig, im Februar 2016

Joachim Ihme
Email: j.ihme@ostfalia.de

Verwendete Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Verwendete Formelzeichen

A [m^2 , cm^2 , mm^2]	Fläche
A_1 [m^2]	Querspanntfläche
A_2 [m^2]	Zugoberfläche
B [N, kN]	Bremskraft
C [versch.]	Integrationskonstante
D [-]	Dämpfungsmaß nach Lehr
E [kWh]	Energie
F [N, kN]	Kraft allgemein
F_B [N, kN]	Bremskraft
F_{GR} [N, kN]	Gewichtskraft auf Rad/Räder
F_{MG} [N, kN]	Bremskraft der Magnetschienenbremse
F_{WR} [N, kN]	Rollwiderstandskraft eines Rades
G [N, kN]	Gewichtskraft
I [A]	Stromstärke
I [mm^4]	Flächenmoment 2. Grades
J [kgm^2]	Massenträgheitsmoment
Im [-]	Imaginärteil einer komplexen Zahl
K_W [-]	Verhältnis der durchschnittlichen Luftwiderstandsbeiwerte
L [m]	Länge, Zuglänge
L [m]	Unebenheitswellenlänge
M [Nm]	Moment, Drehmoment
M_{Kipp} [Nm]	Kippmoment (beim Drehstrommotor)
M_{RL} [Nm]	Lagerreibmoment
N [N, kN]	Normalkraft
P [kW]	Leistung
P_{1h} [kW]	Stundenleistung (bei Elektrolokomotiven)
P_{Anfahr} [kW]	Anfahrleistung (bei Elektrolokomotiven)

P_{Dauer} [kW]	Dauerleistung (bei Elektrolokomotiven)
P_{V} [kW]	Verlustleistung
R [m]	Radius des Gleisbogens
Re [-]	Reynold'sche Zahl
Re	Realteil einer komplexen Zahl
S [N, kN]	Seitenkraft
T [N, kN]	Tangentialkraft
T [s]	Zeit(punkt)
U [V, kV]	(Elektr.) Spannung
U [N, kN]	Umfangskraft
U_{gl} [V, kV]	Gleichspannungsmittelwert
V [m ³]	Volumen
W [N, kN]	Fahrwiderstandskraft
W [cm ³ , mm ³]	Widerstandsmoment
W_{a} [N, kN]	Luftwiderstand Bug und Heck
W_{B} [N, kN]	Beschleunigungswiderstand
W_{b} [N, kN]	Luftwiderstand Zugoberfläche (Luftreibung)
W_{K} [N, kN]	Kurvenwiderstand
W_{Lauf} [N, kN]	Laufwiderstand
W_{Luft} [N, kN]	Luftwiderstand
W_{R} [N, kN]	Rollwiderstand
W_{StoB} [N, kN]	Stoßwiderstand
W_{Str} [N, kN]	Streckenwiderstand
Z [N, kN]	Zugkraft
Z_{max} [N, kN]	Maximale Zugkraft
a [m, mm]	Abstand, Radsatzabstand
a [m/s ²]	Bremsverzögerung
b [m/s ²]	Beschleunigung
c	Beiwert (allgemein)
c [N/m]	Federkonstante
c' [N/m]	Gravitationsfederhärte (gravitational stiffness)
c_{d} [-]	Beiwert für Stoßwiderstand
c_{w} [-]	Luftwiderstandsbeiwert
c'_{w} [-]	Luftwiderstandsbeiwert für Schräganströmung
$c_{\text{w,L}}$ [-]	Luftwiderstandsbeiwert Lokomotive
$c_{\text{w,W}}$ [-]	Luftwiderstandsbeiwert Wagen
e [m, mm]	Abstand, Exzentrizität
f [Hz]	Frequenz
f_{R} [-]	Rollwiderstandsbeiwert
g [m/s ²]	Erdbeschleunigung
h [m, mm]	Höhe; Unebenheit(samplitude)
i [-]	Imaginäre Einheit, $i = \sqrt{-1}$

k [Ns/m]	Dämpferkonstante
k [-]	Schlupfbeiwert
l [m, mm]	Abstand, Länge
m [kg, t]	Masse
m' [kg/m]	spezifische Masse (bei Schienen)
n [-]	Anzahl, Wagenanzahl eines Zuges
n [min ⁻¹]	Drehzahl
n [-]	Polytropenexponent
p [bar]	Druck
q [N/m ²]	Staudruck
r [m, mm]	Halbmesser, Radius
r_0 [mm]	Rollkreisradius des Radsatzes bei mittiger Ausrichtung im Gleis
s [%o]	Steigung
s [m, mm]	Weg
s_B [rad/m]	Bohrschlupf
s_B [-]	Bremsschlupf
s_T [-]	Treibschlupf (Antriebsschlupf); Tangentialschlupf
s_U [-]	Umfangsschlupf
s_B [m]	Bremsweg
s_R [mm]	Laufkreisabstand des Radsatzes
t [s]	Zeit
t_A [s]	Ansprechdauer
t_B [s]	Bremsdauer (Dauer bis zum Stillstand)
t_S [s]	Schwelldauer
u [mm]	Überhöhung (im Gleisbogen)
v [m/s, km/h]	Fahrgeschwindigkeit
v_0 [m/s, km/h]	(Fahrzeug-)Bezugs-/Ausgangsgeschwindigkeit
v_{res} [km/h]	Resultierende Anströmgeschwindigkeit
x, y, z	Koordinaten des (raumfesten) Koordinatensystems
Φ_h [m ³ /rad]	Spektrale Dichte einer Gleisunebenheit
Ω [rad/m]	Wegkreisfrequenz
α [°]	Winkel, Steigungswinkel
γ [rad]	Neigungswinkel der Radaufstandsfläche
γ_e [rad]	Effektive Konizität des Radsatzes
δ [rad/s]	Abklingkonstante
δ [rad/s ²]	Winkelbeschleunigung
ε [rad]	Gierwinkel
η [-]	Wirkungsgrad
κ [-]	Exponent für adiabate Kompression
λ [-]	Drehmassen(zuschlag)faktor
μ [-]	Reibbeiwert
μ_g [-]	Gleitbeiwert

μ_h [-]	Haftbeiwert
μ_K [-]	Reibbeiwert Bremsklotz (Bremsbelag) – Rad
μ_L [-]	Lagerreibbeiwert
ν [rad/s]	Eigen(kreis)frequenz
ξ, η, ζ	Koordinaten des radsatzfesten Koordinatensystems
ρ [kg/m ³]	Luftdichte
τ [°, rad]	Anströmwinkel
φ [rad]	Phasenwinkel
ψ [rad]	Wankwinkel
ω [rad/s]	Anregungs(kreis)frequenz
ω [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω_B [rad/s]	Bohrwinkelgeschwindigkeit

Indizes

0	Ausgangswert, Bezugswert
I	Eingang
II	Ausgang
c	Feder
d	Dämpfer
eff	Effektivwert
F	Luftfeder
Gen	Generator
H	hinten
K	Kennungswandler
l	links
L	Fahrleitung
M	Motor
max	maximal, Höchst~
R	Rad
r	rechts
rel	relativ
res	resultierend
Ü	Übertragung
V	vorne

Abkürzungen

ABB	ASEA-Brown-Boveri, schwedisch-schweizerischer Elektrokonzern
Adtranz	Tochtergesellschaft der Daimler-Benz AG, fusioniert aus AEG und ABB, seit 2001 von Bombardier übernommen
AEG	Allgemeines Eisenbahngesetz
AEG	Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, aufgegangen in Adtranz
Alstom	Alstom Transport Deutschland GmbH
Bombardier	Bombardier Transportation (Unternehmensbereich des kanadischen Konzerns Bombardier Inc.)
BOStrab	Bau- und Betriebsordnung für Straßenbahnen
DB	Deutsche Bahn AG (ab 1994); Deutsche Bundesbahn (bis 1993)
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
DR	Deutsche Reichsbahn
Duewag	Duewag AG (Düsseldorf-Uerdinger Waggonfabrik), heute Teil von Siemens Mobility
EBO	Eisenbahn- Bau- und Betriebsordnung
EN	Europäische Norm
FEM	Finite-Elemente-Methode
HeiterBlick	HeiterBlick GmbH, Leipzig
ICE	Intercity-Express (deutscher Hochgeschwindigkeitszug)
ISO	International Standard Organization
LHB	Linke-Hofmann-Busch GmbH, Salzgitter (jetzt Alstom Transport Deutschland)
MAN	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG (jetzt Teil des VW-Konzerns)
Siemens	Siemens AG, Unternehmensbereich Mobility
SNCF	Société Nationale des Chemins de Fer français (Französische Staatsbahn)
SO	Schienenoberkante
Solaris	Solaris Bus & Coach S.A., Sitz: Posnan (PL)
Stadler	Stadler Rail AG, Sitz: Bussnang (CH)
Tatra	CKD Tatra Vagonka, Prag, tschechischer Hersteller u. A. von Straßenbahnwagen (seit 2001 Standort von Siemens Mobility)
TGV	Train à Grande Vitesse (französischer Hochgeschwindigkeitszug)
TEE	Trans-Europ-Express (Schnellzugsystem zwischen westeuropäischen Staaten 1957 bis 1987)
TSI	Technische Spezifikation für Interoperabilität
Üstra	Üstra Hannoversche Verkehrsbetriebe AG
UIC	Union International des Chemins de Fer (Internationaler Eisenbahnverband)
VDB	Verband der Bahnindustrie in Deutschland e. V.
VDV	Verband Deutscher Verkehrsbetriebe e. V.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
2	Fahrwiderstände von Schienenfahrzeugen	31
2.1	Laufwiderstand	32
2.2	Luftwiderstand	33
2.3	Zusatzwiderstand	35
2.4	Streckenwiderstand	37
2.5	Beschleunigungswiderstand	39
2.6	Luftwiderstand nach Hannoverscher Formel	40
2.7	Gesamtwiderstand	41
2.8	Beispiele und Aufgaben zu Kap. 2	43
3	Antriebsmaschinen, Leistungsübertragung	47
3.1	Dampfmaschine	51
3.2	Elektromotor	54
3.2.1	Gleichstrommotor	58
3.2.2	Einphasen-Wechselstrommotor	60
3.2.3	Drehstrommotor	65
3.2.4	Mechanischer Teil der elektrischen Antriebe	70
3.3	Verbrennungsmotor	76
3.3.1	Mechanische Leistungsübertragung	79
3.3.2	Hydrodynamische Leistungsübertragung	81
3.3.3	Elektrische Leistungsübertragung	86
3.4	Gasturbine	92
3.5	Hybridfahrzeuge	95
4	Bremsen für Schienenfahrzeuge	99
4.1	Reibungsbehaftete Bremsen	101
4.1.1	Durchgehende Bremsen	109
4.1.2	Mechanische Bremsbauteile	116
4.1.3	Elektrische (generatorische) Bremse	119

4.1.4	Hydrodynamische Bremse	121
4.2	Vom Rad-Schiene-Kraftschluss unabhängige Bremsen	122
4.3	Berechnung von Bremswegen	126
4.4	Bremsgewicht	132
5	Radsatzführung, Federung und Dämpfung	135
5.1	Schwingempfinden des Menschen	136
5.2	Fahrzeugschwingungen durch Gleisunebenheiten	137
5.3	Theoretische Grundlagen der Schwingungssimulation	141
5.3.1	Simulation im Frequenzbereich	144
5.3.2	Simulation im Zeitbereich	149
5.4	Zusammenspiel von Fahrzeug und Gleis	152
5.5	Dynamisches Verhalten des Radsatzes	156
5.6	Laufwerke von Schienenfahrzeugen	175
5.6.1	Drehgestelle für Eisenbahnfahrzeuge	176
5.6.2	Laufwerke von Straßenbahnwagen	188
5.7	Bogen-Ein- und -Auslauf	194
5.8	Luftfederung	197
6	Tragwerke und Aufbauten von Schienenfahrzeugen	205
6.1	Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen	206
6.1.1	Statische Lastannahmen	206
6.1.2	Dynamische Lastannahmen	209
6.1.3	Statische Versuche	210
6.1.4	Crashgerechte Auslegung	212
6.2	Geschichtliche Entwicklung und heutiger Stand bei Eisenbahn-Personenwagen	216
6.3	U-Bahn-, Stadtbahn- und Straßenbahnfahrzeuge	238
6.4	Lokomotiven	243
6.5	Güterwagen	249
6.6	Drehgestelle und Fahrwerke	256
Literatur		263
Sachverzeichnis		267

Die Eisenbahn hat seit dem Zweiten Weltkrieg in Deutschland keinen guten Ruf. Als staatliche „Deutsche Bundesbahn“ galt sie als „Behördenbahn“: rückständig, unflexibel, teuer und kundenunfreundlich. Der Straßenverkehr galt als moderne, flexible und viel preiswertere Alternative, was u. A. dazu führte, dass durch Stilllegungen das Streckennetz in den Alt-Bundesländern zwischen 1950 und 1990 von 30.500 auf 27.000 km und die im Personenverkehr betriebene Streckenlänge von 29.000 auf 21.000 km schrumpfte¹. Erst 1977 wurden bei der DB die letzten Dampfloks aus dem Betrieb genommen – viele Jahre später als bei anderen westeuropäischen Bahnen. Bei der Deutschen Reichsbahn (DR) in der DDR wurden nach dem zweiten Weltkrieg zahlreiche Strecken als Reparationsleistungen demontiert und viele Hauptstrecken verloren ihr zweites Gleis. Auch aufgrund fehlender Modernisierung von Streckennetz und Fahrzeugpark (die DR musterte z. B. die letzten Dampfloks erst 1988 aus) war das Image der Eisenbahn in der DDR nicht das beste², obwohl sie im Personen- wie im Güterverkehr hohe Beförderungsleistungen erbrachte. Nach dem Zusammenschluss der Deutschen Bundesbahn und der Deutschen Reichsbahn im Jahre 1994 zur Deutschen Bahn AG hat sich das Bild der Eisenbahn in Deutschland leider kaum verbessert: Verspätungen, Zugausfälle wegen Schnee, Eisregen und Sturm, nicht funktionierende Klimaanlage, Stellwerks- und Triebfahrzeugstörungen sind fast täglich Themen in den Medien. Inzwischen ist auch das Streckennetz in den neuen Bundesländern erheblich ausgedünnt worden.

Nicht viel anders sah es im zweiten Bereich des Schienenverkehrs, bei den Straßenbahnen in Deutschland, aus: Zwischen 1945 und heute halbierte sich annähernd in Deutschland die Zahl der Städte mit Straßenbahnbetrieben und auch in den verbliebenen Städten sind die Netze meist geschrumpft. Der Bus galt lange Zeit als kostengünstiger und flexibler und bei entsprechender Verkehrsnachfrage ersetzte man die Straßenbahn lieber durch eine

¹ Siehe Bundestagsdrucksache 13/2569 (2013).

² In der DDR gab es den Spruch von den sechs natürlichen Feinden der Reichsbahn: Frühling, Sommer, Herbst, Winter, Tag und Nacht.

U-Bahn, die den Individualverkehr nicht störte. Diese Entwicklung ist inzwischen teilweise gebremst: Viele Städte bauen ihre Netze aus und in Saarbrücken und Oberhausen ist die Straßenbahn wieder eingeführt worden. Andererseits droht immer noch einigen Betrieben die Stilllegung. Der Bau und der Betrieb von U-Bahnen haben sich vielerorts als so kostspielig erwiesen³, dass U-Bahn-Städte wie Berlin, München und Nürnberg die Straßenbahnstrecken wieder erweitern, obwohl ursprünglich deren Abschaffung vorgesehen war. Eine Renaissance erlebt die Straßenbahn zurzeit in den USA, in Frankreich und in Großbritannien – in Ländern, in denen vor 40 Jahren nur noch wenige Straßenbahnbetriebe bestanden. Auch in China und in Schwellenländern, z. B. in Marokko, Tunesien und in der Türkei, sind neue Straßenbahnnetze entstanden.

Das schlechte Image des Schienenverkehrs in Deutschland ist aber kein Problem des Schienenverkehrs an sich, sondern eher durch den Betreiber und die politischen Rahmenbedingungen verursacht. So sind sicherlich der ab 1994 angestrebte Börsengang der Deutschen Bahn und die damit verbundene Sparpolitik des Unternehmens ein Grund für die oben geschilderten Probleme. Auch hat in Deutschland die starke Automobillobby erheblichen Einfluss auf politische Vorgaben im Verkehrsbereich. So wird die „Elektromobilität“ bis 2016 mit 1,4 Mrd. € gefördert, wobei die Förderung allerdings auf Elektro-Straßenfahrzeuge, die Energiespeichertechnik und die Ladestellen-Infrastruktur an Straßen beschränkt ist. Die bereits vorhandene Elektromobilität auf der Schiene zu fördern, z. B. den Bau neuer Straßenbahnstrecken, ist dabei nicht angedacht.

Als Gegenbeispiel zur Situation der Bahn in Deutschland mögen z. B. die Bahnen in der Schweiz und in Japan dienen, deren Image weit besser ist. Die Leistungsfähigkeit von Bahnsystemen kann man in Australien, Russland, China und in den USA sehen: In diesen Flächenländern beträgt der Anteil der Eisenbahn an der Güterverkehrsleistung⁴ rund 40 %, während er in Deutschland bei etwa 20 % liegt. In Deutschland wird rd. 60 % der Güterverkehrsleistung mit Lkw erbracht. Im Nahverkehr ist der Lkw sicher kaum durch die Bahn zu ersetzen, aber im Fernverkehr könnte der Schienenverkehr erheblich zur Straßenentlastung beitragen, wenn der politische Wille zum Ausbau der Eisenbahninfrastruktur vorhanden wäre. Insbesondere die großen Bahnknoten sind hier Engpässe, aber auch die Strecken vom Binnenland zu den Nordseehäfen.

Nach wie vor gibt es innerhalb des Verkehrssektors in Deutschland große Diskrepanzen bei der Finanzierung der Infrastruktur. So muss die Eisenbahn wie der Straßenverkehr den vollen Mineralölsteuersatz auf Dieselöl aufbringen, während die Binnenschifffahrt und die Luftfahrt (auch die Privat-Luftfahrt mit Kleinflugzeugen) hiervon befreit sind. Die Fern-

³ Die Baukosten von Straßenbahn oder U-Bahn sind natürlich von zahlreichen Parametern abhängig. Als grobe Anhaltswerte kann man 10 Mio. € pro km Straßenbahnstrecke und 100 Mio. € pro km U-Bahnstrecke rechnen (jeweils inklusive Energieversorgung und Signalisierung). Auch der Betrieb von U-Bahn-Strecken ist durch den Betrieb der Bahnhöfe (Beleuchtung, Reinigung, Rolltreppen, Fahrstühle usw.) und durch die Tunnelwartung wesentlich teurer als der Betrieb von Straßenbahnstrecken.

⁴ Die Güterverkehrsleistung wird in tkm (Tonnenkilometer) gemessen, dem Produkt aus befördertem Ladungsgewicht und der Transportweite.

busse brauchen in Deutschland keine Autobahnmaut zu zahlen, während für jeden Zug eine Streckenbenutzungsgebühr je km Fahrt und für jeden Halt im Bahnhof eine Stationsgebühr fällig werden. Im Güterverkehr zahlt der Lkw eine Maut nur für die Benutzung von Autobahnen und ausgewählten Bundesstraßen, der Eisenbahngüterverkehr dagegen für jeden zurückgelegten Kilometer. Für Dieselöl im Bahnbetrieb und für elektrische Energie fallen auch die Öko-Steuer an.

Dennoch ist der Schienenverkehr das ressourcenschonendste Verkehrsmittel. Dank niedriger Fahrwiderstände ist der Energieverbrauch geringer als im Straßen- oder Luftverkehr. Ein elektrisches Schienenfahrzeug an Oberleitung oder Stromschiene kann 100 % aus regenerativen Energiequellen betrieben werden, ohne dass eine Batterie mit schlechtem Wirkungsgrad (ca. 70 %) den Energieeinsatz erhöht. Der Flächenverbrauch einer Eisenbahnstrecke ist wesentlich geringer als der einer Wasserstraße oder einer Autobahn [38]. Nach wie vor ist die Eisenbahn auch das sicherste Verkehrsmittel.

Was ist nun eigentlich eine Eisenbahn?

Das Deutsche Reichsgericht definierte am 17.03.1880 den Begriff „Eisenbahn“ wie folgt:

Ein Unternehmen, gerichtet auf wiederholte Fortbewegung von Personen oder Sachen über nicht ganz unbedeutende Strecken auf metallener Grundlage, welche durch ihre Konsistenz, Konstruktion und Glätte den Transport großer Gewichtsmassen bzw. die Erzielung einer verhältnismäßig bedeutenden Schnelligkeit der Transportbewegung zu ermöglichen bestimmt ist, und durch diese Eigenart in Verbindung mit den außerdem zur Erzeugung der Transportbewegung benutzten Naturkräften (wie Dampf, Elektrizität, tierischer, menschlicher Muskeltätigkeit, bei geneigter Ebene der Bahn auch schon der eigenen Schwere der Transportgefäße und deren Ladung usw.) bei dem Betriebe des Unternehmens auf derselben eine verhältnismäßig gewaltige (je nach dem Umständen nur in bezweckter Weise nützliche, oder auch Menschenleben vernichtende und die menschliche Gesundheit verletzende) Wirkung zu erzeugen fähig ist.⁵

Ein Bahnsystem ist durch folgende Subsysteme gekennzeichnet [38]:

- Administratives Subsystem (Verwaltung),
- Betriebliches Subsystem (Betrieb, Produktion),
- Technisches Subsystem (Technik),
- Kommerzielles System (Einkauf und Absatz).

⁵ Diese Definition des Reichsgerichts gibt keine brauchbare technische Definition des Begriffes „Eisenbahn“, sondern legt für ein Eisenbahnunternehmen das Prinzip der Gefährdungshaftung fest: Der Betrieb einer Eisenbahn ist gefährlich, bei Schäden haftet grundsätzlich das Eisenbahn-Unternehmen. Es müsste den Beweis antreten, dass nicht es selbst, sondern der Geschädigte der Verursacher des Schadens ist. Die Gefährdungshaftung gilt auch beim Betrieb von Kraftfahrzeugen – deshalb muss man eine Haftpflichtversicherung für Kfz abschließen.

Wir werden uns hier im Wesentlichen mit dem technischen Subsystem beschäftigen, das aus den folgenden Komponenten besteht:

- Fahrzeugtechnik,
- Fahrbahntechnik,
- Spurführungstechnik,
- Energie(versorgungs)technik,
- Nachrichten- und Signaltechnik (Informatik).

Unser Thema wird hauptsächlich die Fahrzeugtechnik sein, die bei Schienenbahnen nicht von der Fahrbahntechnik und der Spurführungstechnik getrennt werden kann, wie auch die Energieversorgung für die Schienenfahrzeugtechnik eine Rolle spielt. Insoweit ist die Schienenfahrzeugtechnik stärkeren Restriktionen und Randbedingungen unterworfen als die Kraftfahrzeugtechnik, weil auch die Kompatibilität zu bestehenden Einrichtungen und Fahrzeugen sichergestellt sein muss.

Schienenbahnen sind mechanisch geführte Verkehrsmittel, die das Rad-Schiene-System nutzen. Sie werden auch als Schienenverkehrssysteme bezeichnet. Schienenfahrzeuge haben entweder einen eigenen Fahrtrieb (Lokomotive, Triebwagen) oder werden von einer Lokomotive gezogen oder geschoben, siehe Abb. 1.1. Spezialfälle mechanisch geführter Systeme sind Hängebahnen (z. B. Wuppertaler „Schwebe“-bahn) sowie Systeme mit Fahrzeugen ohne eigenen Antrieb, z. B. Seilbahnen, bei denen der Antrieb von einem ortsfesten Motor erfolgt. Ein Beispiel zeigt Abb. 1.6: Bei der Oberweißbacher Bergbahn handelt es sich um eine Standseilbahn, bei der schienengeführte Wagen zur Überwindung



Abb. 1.1 Eisenbahn. **a** Doppelstock-Wendezug, **b** Durchgangs-Güterzug

einer großen Steigung an einem Seil von einem ortsfesten Antrieb gezogen werden. Für einen bergfahrenden Wagen dient ein zweiter talfahrender Wagen als Gegengewicht. In Streckenmitte werden der bergwärts und der talwärts fahrende Wagen über eine Ausweiche aneinander vorbeigeführt.

Zu den Schienenbahnen zählen neben der Eisenbahn auch die Straßenbahnen, die Untergrundbahnen (U-Bahnen) und die Zahnradbahnen (Abb. 1.4). Im Gegensatz zur Eisenbahn, die einen eigenen Bahnkörper besitzt, verkehren Straßenbahnen meist auf einem im Straßenraum bündig eingebetteten Bahnkörper (Abb. 1.2). Während bei den Eisenbahnen der Betrieb durch Zugsicherungseinrichtungen (z. B. Signale) geregelt wird, fahren Straßenbahnen auf Sicht; d. h. sie müssen sich den Eigenarten des Straßenverkehrs anpassen, u. A. durch ein entsprechendes Bremsvermögen. U-Bahnen werden ebenso wie Eisenbahnen mittels Zugsicherungsanlagen betrieben. Eine Mischung aus U-Bahn und Straßenbahn sind die Stadtbahnen, die sowohl im Straßenraum, auf eigenem Bahnkörper als auch im Tunnel verkehren können (z. B. in Dortmund, Düsseldorf, Duisburg, Essen, Frankfurt/Main, Hannover (siehe Abb. 1.3), Köln, Stuttgart).

S-Bahnen gehören zu den Eisenbahnen. Während sie in Hamburg und Berlin (Abb. 1.5) eigenständige Systeme darstellen, sind sie in München, Stuttgart, Frankfurt und im Ruhr-



Abb. 1.2 Klassische Straßenbahn im Straßenraum (Halberstadt)



Abb. 1.3 Stadtbahn auf eigenem Bahnkörper mit Hochbahnsteigen (Hannover); *im Hintergrund:* Tunnelrampe und Tunnel



Zahnstange (Leiterzahnstange)

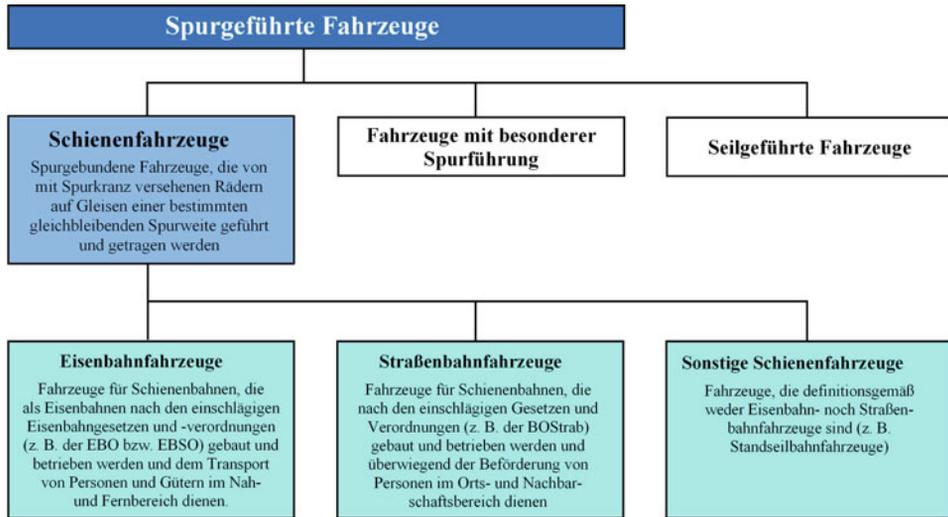
Abb. 1.4 Zahnradbahn (Drachenfelsbahn)



Abb. 1.5 S-Bahn Berlin (beachte: Stromschiene, Mittelpufferkuppung)



Abb. 1.6 Standseilbahn (Oberweißbacher Bergbahn) in der Ausweiche in Streckenmitte; bergwärts fahrender Wagen



EBO: Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung

ESBO: Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung für Schmalspurbahnen

BOStrab: Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen

Abb. 1.7 Einordnung der Schienenfahrzeuge innerhalb der spurgeführten Fahrzeuge [30]

gebiet sowohl strecken- als auch fahrzeugeitig in das Eisenbahnnetz integriert und verkehren teilweise oder vollständig (z. B. Hannover) auf normalen Eisenbahnstrecken.

Schienenfahrzeuge gehören nach DIN 25003⁶ zu den spurgeführten Fahrzeugen. Sie teilen sich hauptsächlich in die Eisenbahnfahrzeuge und die Straßenbahnfahrzeuge auf, Abb. 1.7.

Der Begriff „Schienenfahrzeuge“ steht für schienengebundene Fahrzeuge, die auf mit Spurkranz versehenen Rädern auf paarweise und parallel angeordneten Schienen fahren und sowohl Güter als auch Personen befördern. Die Verbindung zwischen dem Radsatz des Schienenfahrzeuges und der Schiene ist die wesentliche Schnittstelle im System Bahn. Dabei übernimmt der Radsatz die Spurführung des Fahrzeugs, stützt das Fahrzeuggewicht ab und überträgt kraftschlüssig die zur Fahrzeugbewegung erforderlichen Zug- und Bremskräfte [30, S. 1].

Schienenfahrzeuge sind spurgebundene Fahrzeuge, die von mit Spurkranz versehenen Rädern auf Gleisen einer bestimmten Spurweite geführt und getragen werden [DIN 25003].

Abb. 1.8 zeigt die gesetzlichen Grundlagen der Schienenbahnsysteme, die sich für Straßenbahnen und Eisenbahnen wesentlich unterscheiden. Unter das Allgemeine Eisenbahngesetz (AEG) fallen neben den Zügen des Regional- und Fernverkehrs auch regionale Eisenbahnen sonstiger Betreiber (oft auch als „nicht bundeseigene Eisenbahnen“ oder

⁶ DIN e. V. (Hrsg.): Systematik der Schienenfahrzeuge. DIN 25003, Beuth Verlag, Berlin (2001).

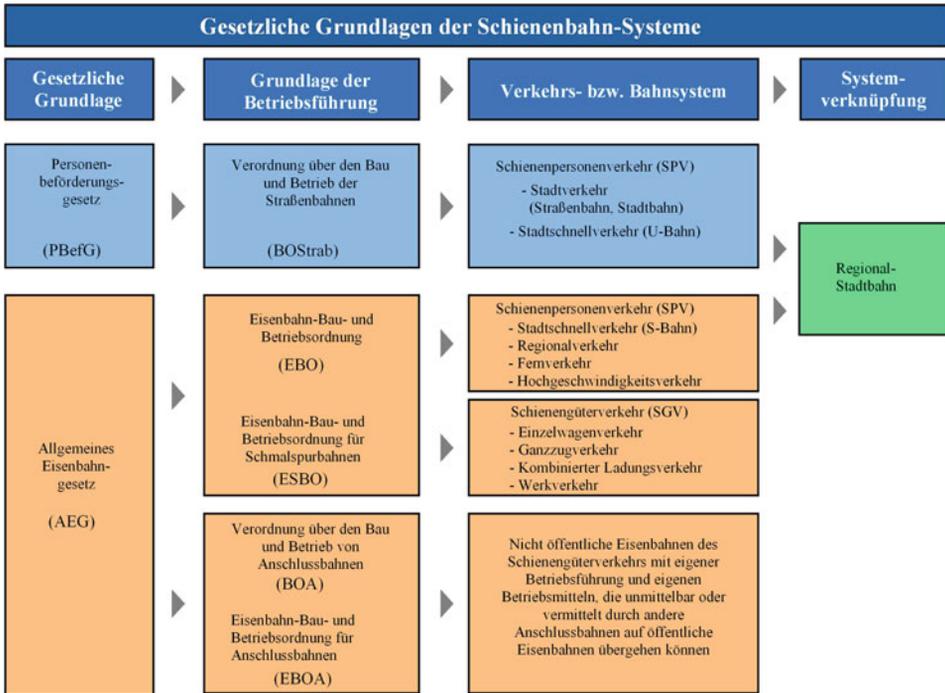


Abb. 1.8 Gesetzliche Grundlagen der Schienenbahnsysteme [30]

nicht ganz korrekt als „Privatbahnen“ bezeichnet). Zu Letzteren gehören z. B. die Harzer Schmalspurbahnen (HSB), die im Besitz der im Verkehrsgebiet liegenden Bundesländer und Kommunen sind.

Der Bau der Bahnstrecken und der Bau der Fahrzeuge sowie die Betriebsführung dieser Bahnsysteme des öffentlichen Verkehrs sind in der EBO (Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung) bzw. in der ESBO (Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung für Schmalspurbahnen) geregelt⁷. Für nicht öffentliche Bahnen (z. B. für den innerbetrieblichen Verkehr von Industrieunternehmen) gelten die BOA (Verordnung über den Bau und Betrieb von Anschlussbahnen) und die EBOA (Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung für Anschlussbahnen). Beispiele für Anschlussbahnen sind z. B. die Werkseisenbahn der BASF in Ludwigshafen oder die der Volkswagen AG in Wolfsburg.

Straßenbahnen unterliegen dem PBefG (Personenbeförderungsgesetz); das Regelwerk für ihren Bau und Betrieb ist die BOStrab (Straßenbahn-Bau- und Betriebsordnung) [30]. Aufgrund der historischen Entwicklung der Straßenbahnbetriebe sind die Regelungen der BOStrab nicht so eng gefasst wie die der EBO, da Straßenbahnbetriebe meist abgeschlos-

⁷ Größere Schmalspurbahnnetze werden z. B. von den Rhein-Neckar-Verkehrsbetrieben (RNV) sowie von den Harzer Schmalspurbahnen (HSB) betrieben. Außerdem gibt es noch eine Reihe weiterer schmalspuriger Eisenbahnstrecken z. B. in Sachsen, auf Rügen und auf den Nordseeinseln.

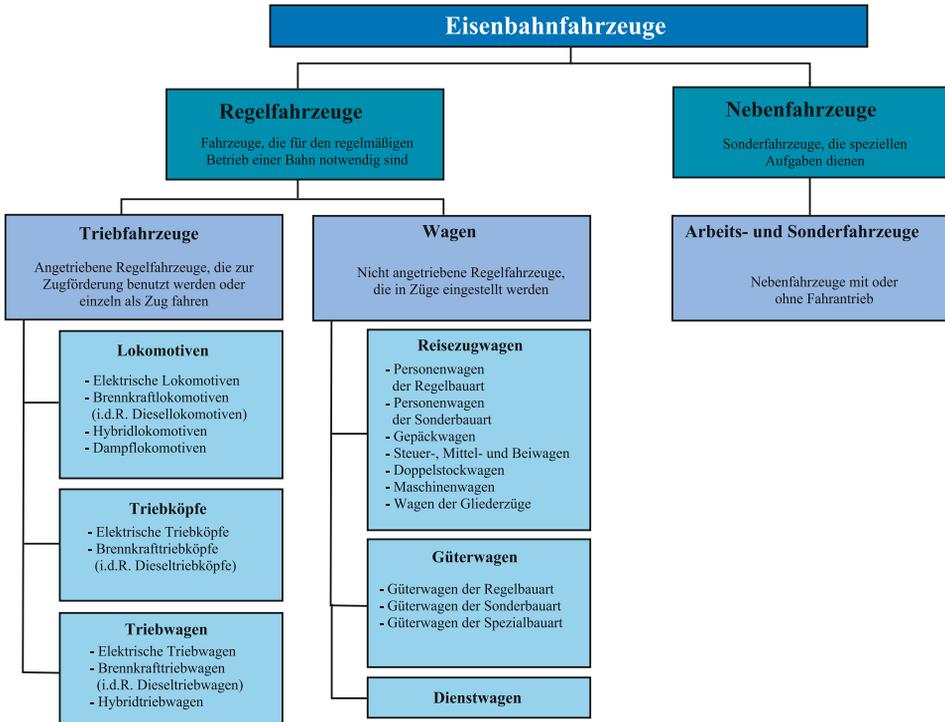


Abb. 1.9 Einteilung der Eisenbahnfahrzeuge im Gültigkeitsbereich der EBO. (Nach [30])

sene Systeme darstellen und z. B. Fahrzeuge unterschiedlicher Betriebe nicht zwingend kompatibel sein müssen. Dies zeigt sich z. B. in unterschiedlichen Spurweiten, Wagenbreiten⁸, Bahnsteighöhen, Mindest-Gleisradien, Versorgungsspannungen, Bremsenbauarten, Kupplungssystemen usw.

Die Einteilung der Eisenbahnfahrzeuge geht aus Abb. 1.9 hervor; einige Beispiele für Eisenbahnfahrzeuge im Personen und Güterverkehr zeigt Abb. 1.10.

Die Einteilung der Straßenbahnfahrzeuge kann man Abb. 1.11 entnehmen. Abb. 1.12 zeigt verschiedene Straßenbahnwagentypen. Aufgrund der historischen Entwicklung und der unterschiedlichen Kapazitätsanforderungen gibt es in den 59 Straßenbahnbetrieben in Deutschland eine fast unüberschaubare Typenvielfalt bei den Straßenbahnfahrzeugen. In Frankreich wurden die meisten Straßenbahnsysteme erst in den letzten 40 Jahren gebaut, so dass dort eine Standardisierung der Fahrzeuge erfolgen konnte.

⁸ So haben z. B. ältere Straßenbahnwagen in Würzburg nur eine Breite von 2100 mm, während in Schwerin Fahrzeuge mit 2650 mm Breite im Einsatz sind. Maßgebend ist dafür u. A. der Gleismittenabstand bei Doppelgleisen.



Lokbespannter Intercity-Zug



Durchgangsgüterzug mit Doppeltraktion



ICE-Triebzug mit Triebkopf



ICE-Triebwagen



Vierteiliger elektrischer
Triebwagen mit Jacobsdrehgestellen



Zweiteiliger Dieseltriebwagen



Nahgüterzug mit Diesellokomotive

Abb. 1.10 Eisenbahnfahrzeuge und -züge

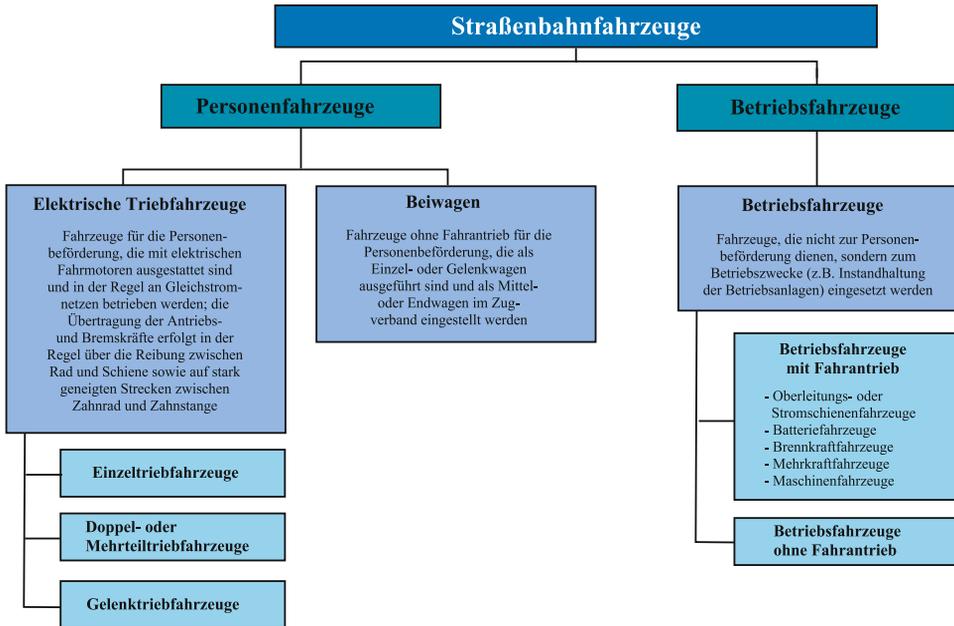


Abb. 1.11 Einteilung der Straßenbahnfahrzeuge [30]



Abb. 1.12 Straßenbahnwagentypen. **a** Einzeltriebswagen in Doppeltraktion mit Beiwagen (Leipzig), **b** 12-Achser-Gelenktriebwagen (Leipzig), **c** Duo-Gelenktriebwagen mit Dieselaggregat (Nordhausen), **d** 6-Achser-Gelenktriebwagen in Doppeltraktion (Halle/Saale)

Abb. 1.13 stellt die Radsatzanordnungen von Triebfahrzeugen dar⁹. Die Bezeichnungswiese wird auch „Achsformel“ genannt. In anderen Ländern sind andere Bezeichnungen üblich¹⁰. Treibachsen werden mit Großbuchstaben, Laufachsen mit Zahlen gekennzeichnet. Eine kleine Null zeigt einen Einzelachsantrieb. Beispielsweise bedeutet C eine mechanische Kopplung dreier Antriebsachsen über Treibstangen oder Kardanwellen. Co steht für drei einzeln angetriebene Achsen (z. B. mit Elektromotoren) in einem Rahmen. Ein Apostroph hinter Buchstaben-Zahlen-Kombinationen zeigt an, dass die Achsen in einem gesonderten Rahmen (meist Drehgestell) unter dem Hauptrahmen des Triebfahrzeugs gelagert sind. Die Achsfolge 1A1 besaßen z. B. die ersten Lokomotiven der 1835 eröffneten Eisenbahnstrecke Nürnberg-Fürth, „Adler“ und „Greif“ ①. Die Lokomotive „General“ aus dem Buster-Keaton-Film „Der General“ hatte die Achsanordnung ②: 2'B. Bei Diesel-Rangierlokomotiven werden auch heute noch die Achsfolgen C (z. B. Baureihen 360–365 der DB, ③) und D (DB-Baureihe 245 ex DR V 60, ④) verwendet. Viele Diesellokomoti-

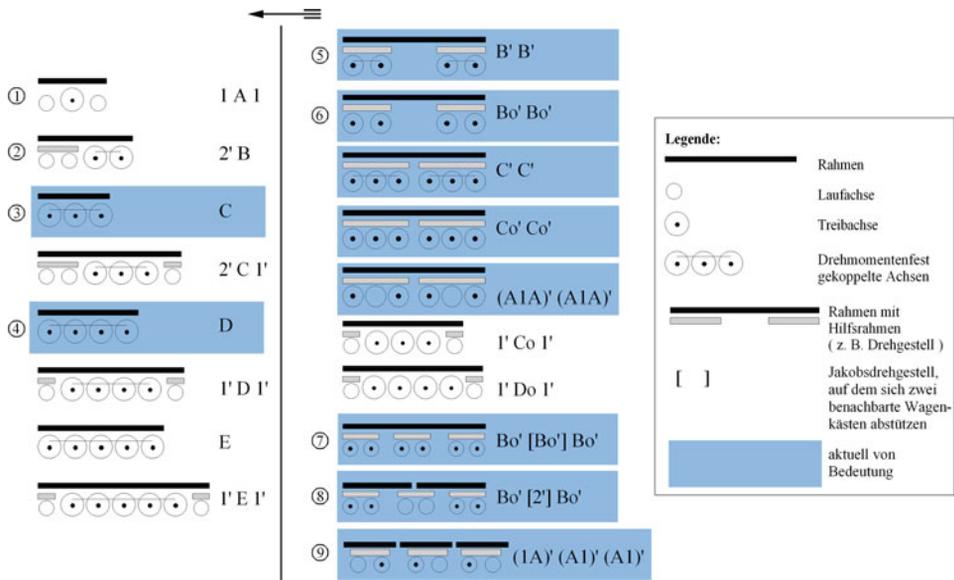


Abb. 1.13 Bezeichnung der Radsatzanordnungen von Triebfahrzeugen in Deutschland. (Siehe: DIN e. V. (Hrsg.): Schienenfahrzeuge – Kennzeichnung der Radsatzfolge. DIN 30052, Beuth Verlag, Berlin (2006))

⁹ In der Schienenfahrzeugtechnik werden Schienenfahrzeuge üblicherweise mit Fahrtrichtung nach rechts dargestellt. Um die Achsformeln (Schreibweise von links nach rechts) der symbolischen Darstellung anzupassen, wurde hier abweichend die Fahrtrichtung nach links gewählt.

¹⁰ Zum Beispiel wird in der Schweiz eine Elektrolok mit sechs angetriebenen Achsen für mehr als 100 km/h Höchstgeschwindigkeit als Ae 6/6 bezeichnet (A: Höchstgeschwindigkeit, e: elektrisch, 6/6: sechs von sechs Achsen angetrieben); Dm 2/2: Rangierlok mit Verbrennungsmotor, zwei von zwei Achsen angetrieben.

ven besitzen die Radsatzanordnung B'B' ⑤, wobei je zwei Radsätze in einem Drehgestell angeordnet und über Kardanwellen verbunden sind. Bei vierachsigen Elektrolokomotiven lautet die Achsformel meist Bo'Bo' ⑥, wenn die Radsätze je einen Motor besitzen und zu zweit in Drehgestellen gelagert sind. Die Elektrolok Ae 6/6 der Schweizerischen Bundesbahnen besitzt in der Serienausführung unter einem durchgehenden Hauptrahmen drei zweiachsige Drehgestelle mit je zwei einzeln angetriebenen Achsen, also die Radsatzfolge Bo'Bo'Bo' ⑦.

Klassische (zweiteilige) Gelenkstraßenbahnwagen haben oft die Radsatzfolge B'[2']B' (Längsmotor in den angetriebenen Drehgestellen, der jeweils zwei Achsen antreibt), oder, wie in Abb. 1.13 ⑧ gezeigt, Bo'[2']Bo', wenn jeder Treibradsatz einen separaten Motor besitzt. Unter dem Gelenk ist meist ein Jakobsdrehgestell (siehe Kap. 5) angeordnet. Die Radsatzfolge (1A')(A1')(A1)' ⑨ wird z. B. bei dreiteiligen Straßenbahnantriebwagen der Bauart MAN/AEG verwendet, die u. A. in Braunschweig, Jena und Zwickau eingesetzt werden. Bei dieser Bezeichnungsweise deuten die Klammern an, dass ein angetriebener und ein nicht angetriebener Radsatz in einem gemeinsamen Rahmen eingebaut sind. Unter jedem Wagenteil ist dieser Rahmen ähnlich einem Drehgestell angeordnet, allerdings mit nur kleinerem Ausdrehwinkel.

Gemeinsames Kennzeichen aller Schienenfahrzeuge ist die Spurführung durch Radsatz und Gleis. Im Gegensatz zum Kraftfahrzeug erfolgt bei der Eisenbahn die Wahl des Fahrwegs nicht durch den Fahrzeugführer, sondern wird vom Stellwerk aus geregelt. Die Kurshaltung ist nicht Aufgabe des Fahrzeugführers (bei der Eisenbahn „Triebfahrzeugführer“ genannt), sondern wird von der Spurführung durch Radsatz und Gleis übernommen.

Abb. 1.14 zeigt zunächst einen Schnitt durch den (klassischen) Eisenbahnoberbau mit Schotterbettung. Der Bahnkörper wird als Unterbau bezeichnet. Die Planumsschutzschicht ist der untere Teil des Oberbaus und dient dessen Entwässerung. Darauf befindet sich die Bettung, der Schotter. Er sorgt für eine Elastizität des Oberbaus, d. h. der Schotter hat Feder- und Dämpfungseigenschaften. Der Schotter nimmt die (Quer-)Schwellen auf, auf denen die Schienen mittels des so genannten Kleineisens (Unterlegplatten, Schrauben oder Federklammern) befestigt sind. Schwellen und Schienen bilden zusammen das Gleisrost. Schienen, Schwellen und Schotter sorgen für eine hohe Querstabilität des Gleises und verteilen die Radlasten auf einer größeren Fläche in Richtung Bahnkörper.

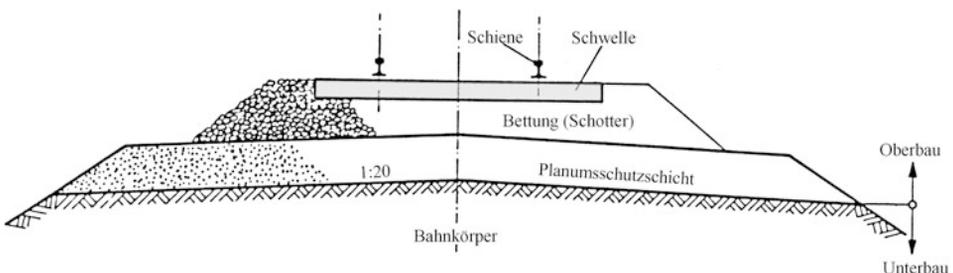


Abb. 1.14 Schotteroberbau mit Querschwellen. (Nach [38])

In Kurven werden oft zur Erhöhung der Querstabilität senkrechte Anker an den Schwellenenden ins Gleisbett gesetzt. Da die Schienen in Deutschland heute meist endlos verschweißt sind, muss der Oberbau bei höheren Außentemperaturen Längsdruckkräfte durch die Wärmedehnung der Schienen aufnehmen, ohne dass das Gleisrost ausknickt. Bei tiefen Temperaturen ergeben sich entsprechend Zugspannungen.

Der hier gezeigte Querschwellenoberbau hat sich weltweit als Standardbauform durchgesetzt. Die Schwellen bestehen meist aus Holz oder Beton; seltener kommen Stahlschwellen zum Einsatz. Mit Hilfe von Gleisbaumaschinen wird das Gleis ausgerichtet und der Schotter unter den Schwellen verdichtet. Auf den Neubaustrecken der DB kommt auch die so genannte „Feste Fahrbahn“ zum Einsatz. Dabei sind die Betonschwellen in eine durchgehende Betonplatte eingegossen. Der Wartungsaufwand gegenüber dem Schotteroberbau ist geringer, die Herstellungskosten sind allerdings höher.

Abb. 1.15a zeigt den Schotteroberbau mit Betonschwellen, wie er auf Hauptstrecken der DB verwendet wird. In Abb. 1.15b ist die so genannte Y-Stahlschwelle in Schotteroberbau zu sehen (Brockenstrecke der Harzer Schmalspurbahnen). Die Y-Schwelle besteht aus Doppel-T-Profilen und soll durch ihre Y-Form den Querverschiebewiderstand des Gleises erhöhen. Sie wurde von der Salzgitter AG entwickelt und kommt auch auf Normalspurstrecken zum Einsatz.

In Abb. 1.16 ist ein Radsatz dargestellt. Die beiden Räder sind fest mit der Radsatzwelle verbunden; d. h. Räder und Radsatzwelle rotieren mit derselben Drehzahl. Bei der gezeigten Radsatzbauart besteht das Rad aus der Radscheibe und dem Radreifen. Da Letzterer einem Verschleiß an Laufflächen und Spurkranz (Begriffe werden in Abb. 1.17 erklärt)

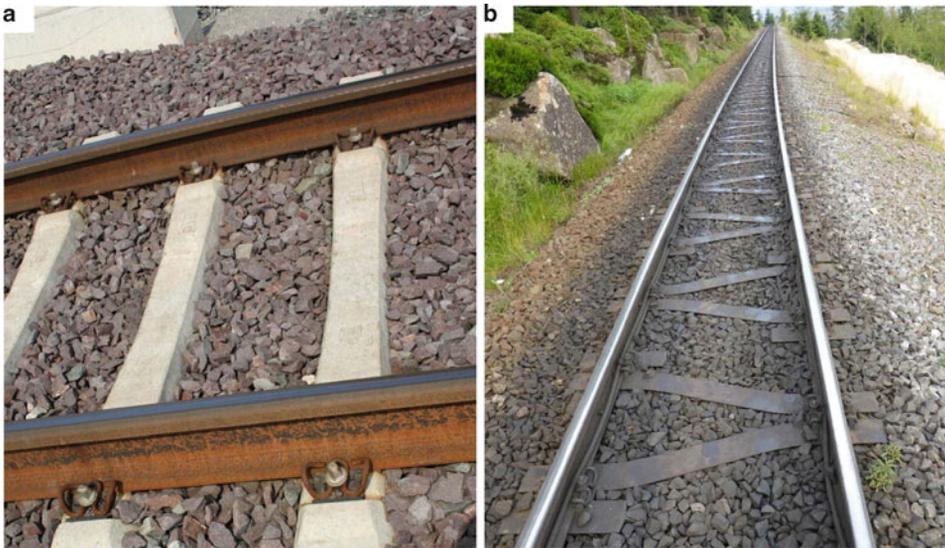


Abb. 1.15 Schotteroberbau mit Betonschwellen (a) und Y-Stahlschwellen (b)

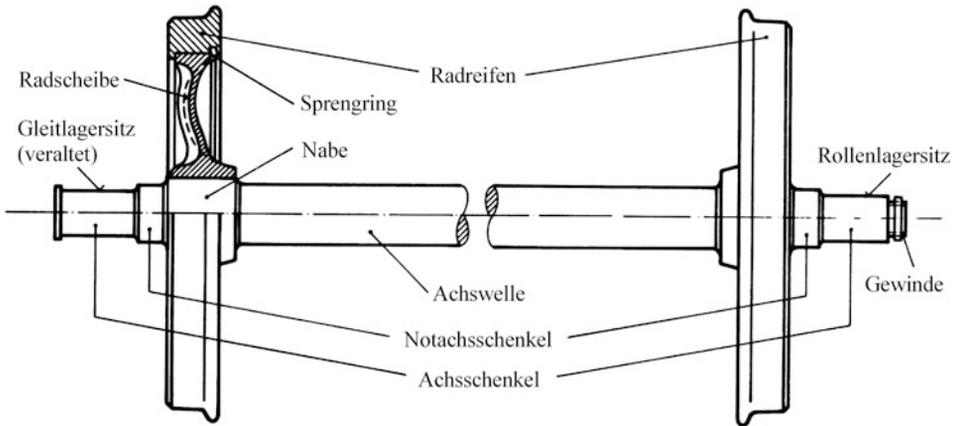


Abb. 1.16 Eisenbahn-Radsatz. (Nach [38])

unterliegt, wird das Radreifenprofil nach einer gewissen Laufleistung spanend bearbeitet und dabei neu profiliert. Wird hierbei ein Grenzmaß der Radreifendicke erreicht, muss das Rad neu bereift werden. Radscheibe und Radreifen sind durch eine Presspassung verbunden und durch einen Sprengring (siehe Abb. 1.16) gesichert. Das Aufziehen der Radreifen erfolgt über Erhitzung in einem Gas-Ringbrenner und Aufschieben auf die kalte Radscheibe. Nach dem Erkalten sitzt der Radreifen fest auf der Radscheibe. Zusätzlich wird die Verbindung anschließend durch den eingerollten Sprengring gesichert.

Da es bei hohen Drehzahlen im Hochgeschwindigkeitsverkehr durch die Fliehkraft zur Aufweitung des Radreifens kommt, besteht die Gefahr, dass die Pressung zwischen Radreifen und Radscheibe verloren geht und sich dadurch der Radreifen lockert. Deshalb werden bei Fahrzeugen für den Hochgeschwindigkeitsverkehr Vollräder verwendet, bei denen Radscheibe und Radreifen aus einem Stück bestehen. Bei entsprechendem Verschleiß des Radprofils muss dann das gesamte Rad ausgetauscht werden. Zum Abziehen der Räder kann ein Hydraulikschlauch stirnseitig am Achsschenkel angeschlossen werden. Mittels einer vorhandenen Bohrung in der Radsatzwelle bis zur Nabe kann damit hydraulisch die Radbohrung aufgeweitet und das Rad maschinell abgezogen werden.

Soweit Straßenbahnen im Straßenplanum verkehren, kann es zur Körperschallübertragung in Gebäude kommen. Zur Minderung des Körperschalls werden Räder für Straßenbahnfahrzeuge oft als gummigefederte Räder ausgelegt, Abb. 1.18. Dadurch wird die Eigenfrequenz des Radreifens herabgesetzt; durch die Materialdämpfung des Gummis werden Schwingungsamplituden vermindert. Allerdings erhöht sich der Rollwiderstand des Rades. Abb. 1.18 zeigt rechts ein Straßenbahndrehgestell mit Innenlagerung der Radsätze (Bauart TATRA).

Kennzeichen von Schienenbahnen ist das Zusammenspiel von Radsatz und Gleis. Daher müssen die Maße der Räder und Radsätze auf die Maße des Gleises abgestimmt

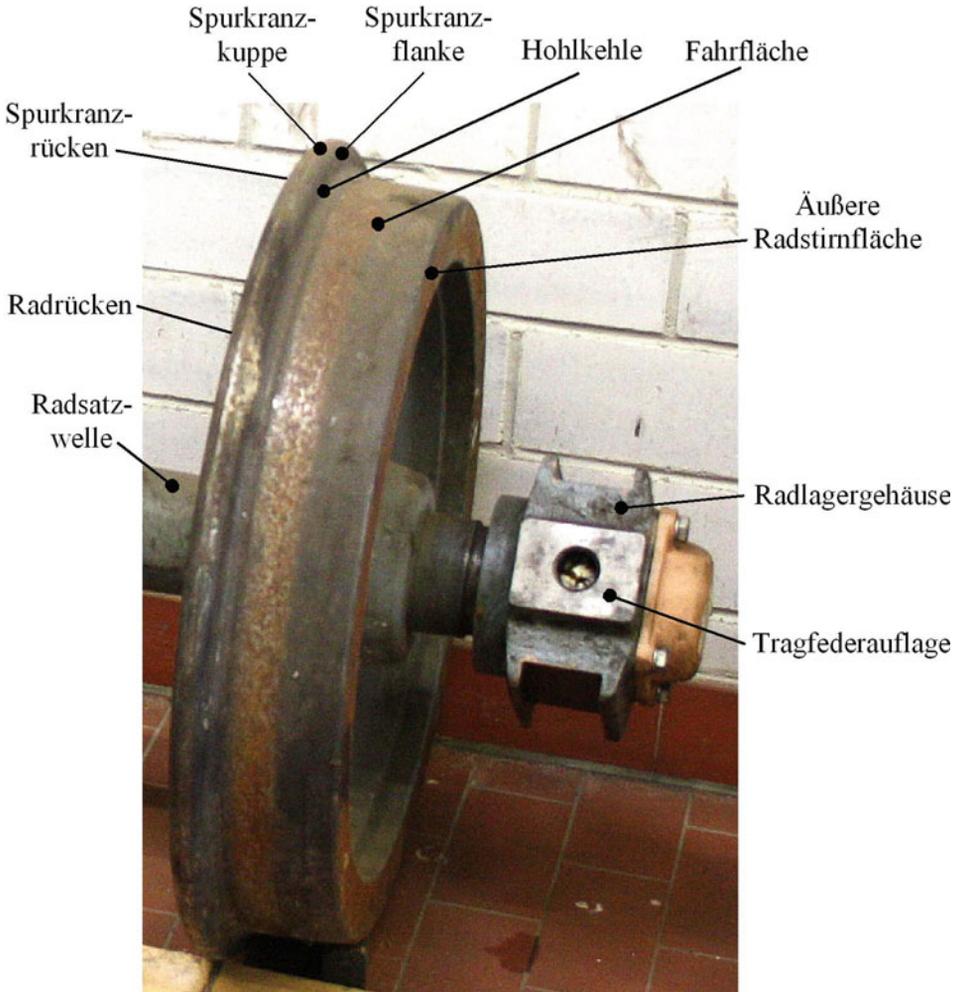


Abb. 1.17 Bezeichnungen am Radsatz und am Radreifenprofil

sein. Den Abstand der beiden Schienen eines Gleises nennt man Spurweite, siehe auch Abb. 1.19.

In Deutschland ist die Spurweite der lichte Abstand der Schienenköpfe, gemessen senkrecht zur Gleisachse 14 mm unter Schienenoberkante [§5 EBO].

Weltweit sind Gleise unterschiedlicher Spurweiten¹¹ in Gebrauch, Abb. 1.20. Dies hat vor allem historische Gründe. Als Normalspur gilt die Spurweite 1435 mm, die auf das engli-

¹¹ Metzeltin, G.H.: Die Spurweiten der Eisenbahnen. Deutsche Gesellschaft für Eisenbahngeschichte e. V., Karlsruhe (1974).

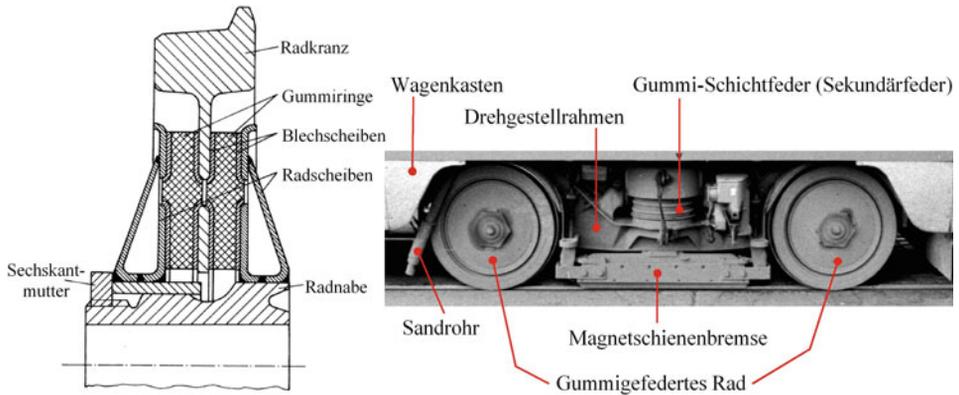


Abb. 1.18 Gummigefedertes Straßenbahnrad und Einbau im Drehgestell. (Nach [47])

sche Maß $4' 8 \frac{1}{2}''$ zurückgeht. Geringere Spurweiten werden als Schmalspur, größere als Breitspur bezeichnet. Wichtigste Spurweiten weltweit sind 1670 mm (ca. 5 % des Welt-eisenbahnnetzes), 1600 mm (1 %), 1520 mm (11 %), 1435 mm (65 %), 1067 mm (7 %), 1000 mm (7 %) und 750/760 mm (1 %). Die Wahl der Spurweite erfolgte zum Teil unter militär-strategischen Gesichtspunkten (z. B. Spanien: Breitspur, Frankreich: Normalspur), aber auch, um Anlagekosten zu sparen (Schmalspur).

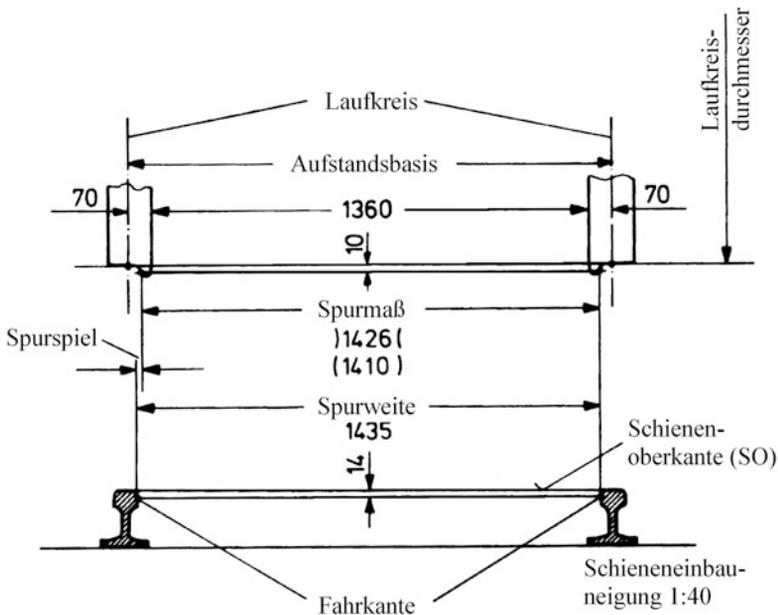


Abb. 1.19 Maße von Gleis und Radsatz bei Normalspur. (Nach [38])

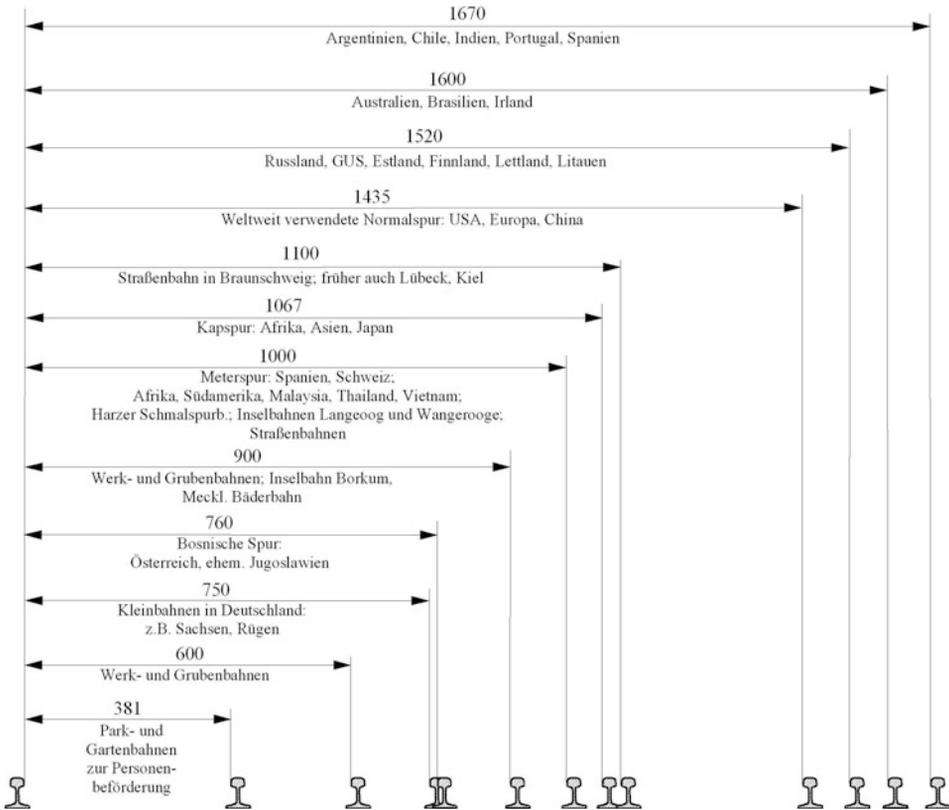


Abb. 1.20 Wichtige Spurweiten von Schienenbahnen

Die Spurweite, also der Abstand der Schienenköpfe ist mit 1435 mm angegeben. Am Radsatz wird als Abstand der Spurkranzflanken das Spurmaß 10 mm unter der Verbindungslinie der Spurkranzkuppen gemessen. Das Spurmaß muss mindestens 1410 mm und darf maximal 1426 mm betragen. Die Toleranz ermöglicht einen gewissen Verschleiß der Spurkränze, bis eine Neuprofilierung der Radreifen notwendig ist. Zwischen Spurweite und Spurmaß besteht also eine Differenz von 9 bis 25 mm je nach Radreifenverschleiß, bei Schienenverschleiß auch mehr. Dies ist das so genannte Spurspiel, das der Radsatz bei seiner Querbewegung im Gleis nutzen kann.

Die Wahl der Spurweite einer Bahnstrecke war oft zufällig. Solange kein Anschluss an fremde Bahnen geplant war, war eine individuelle Spurweite kein Problem. Ein Beispiel für Nachteile bei der Wahl einer ungewöhnlichen Spurweite ist die Straßenbahn in Braunschweig mit 1100 mm. Diese Spurweite ist inzwischen weltweit einmalig. Die Straßenbahn wurde durch eine englische Gesellschaft finanziert; möglicherweise war dies ein Grund für die Spurweitenwahl ($3' 7''$ engl. = 1105 mm). Oder waren $3' 1/2''$ preuß. = 1098,5 mm die Grundlage? Alle Fahrzeugbeschaffungen der Braun-

schweiger Straßenbahn sind durch diese Spurweite mit hohem Engineering-Aufwand verbunden, da keine Standard-Laufwerke verwendet werden können. Auch der Übergang von Straßenbahnwagen als „Regio-Tram“ ins Normalspurnetz der DB wie in Chemnitz, Karlsruhe, Kassel und Saarbrücken ist in Braunschweig nicht möglich.

Da an Weichen (Abb. 1.21) und Kreuzungen eine Rückflankenführung des Radsatzes durch so genannte Radlenker im Bereich der Herzstücke notwendig ist, gilt als Maß für den Abstand der Radrücken der Wert 1360 mm. In Abb. 1.21 ist die Rückflankenführung im Bildteil rechts durch die Verschleißspuren am Radlenker vorne im Bild zu erkennen.

Damit sich der Radsatz im Gleis zentriert und nicht ständig mit einem Spurkranz die Schienenflanke berührt, sind Radprofile kegelig ausgeführt (darauf wird genauer in Kap. 5 eingegangen), Abb. 1.22. Dies soll auch ein Lenken des Radsatzes im Gleisbogen ermöglichen, da das bogenäußere Rad auf einem größeren Durchmesser rollt als das bogeninnere. Beide Räder haben aufgrund der drehfesten Verbindung mit der Radsatzwelle dieselbe Winkelgeschwindigkeit.

Der Radsatz hat daher ein Verhalten wie ein rollender Doppelkegel, wenn er im Rahmen des Spurspiels aus der Gleismitte ausgelenkt wird: Er rollt dann einseitig auf einem größeren Rollkreis-Durchmesser, lenkt damit zur Gleismitte zurück, rollt auf der gegenüber liegenden Seite auf einem größeren Rollkreis-Durchmesser, lenkt zur Mitte zurück usw. Die sich daraus ergebende Bewegungsform eines ungefesselten¹² Radsatzes wird Sinuslauf, Wellenlauf oder Schlingerlauf genannt. Auch der Begriff „Klingel-Lauf“ nach JOHANNES KLINGEL¹³, der 1883 eine mathematische Herleitung der Bahnkurve lieferte, wird verwendet. Mit dieser Eigenbewegung des Radsatzes werden wir uns in Kap. 5 ausführlich beschäftigen.

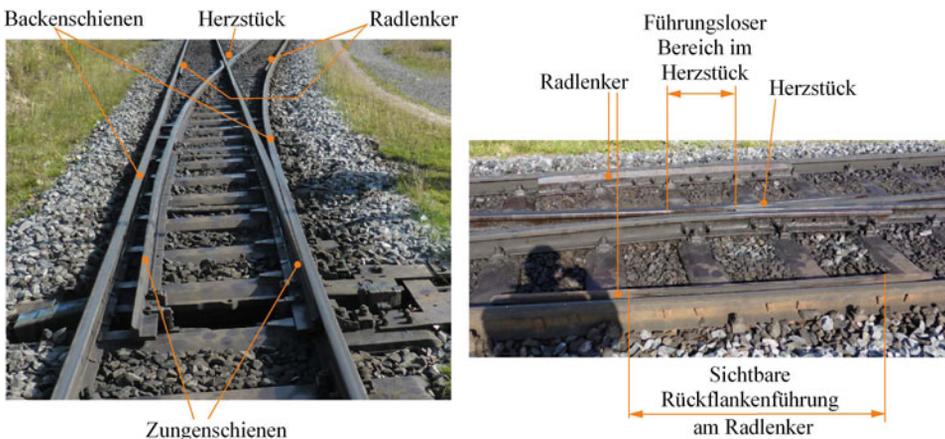


Abb. 1.21 Bauteile einer Weiche (Rechtsweiche)

¹² D. h. nicht über Federn und Dämpfer an ein Fahrzeug gekoppelt.

¹³ Johannes Klingel (1819–1888), Oberbaurat bei der Badischen Staatseisenbahn.

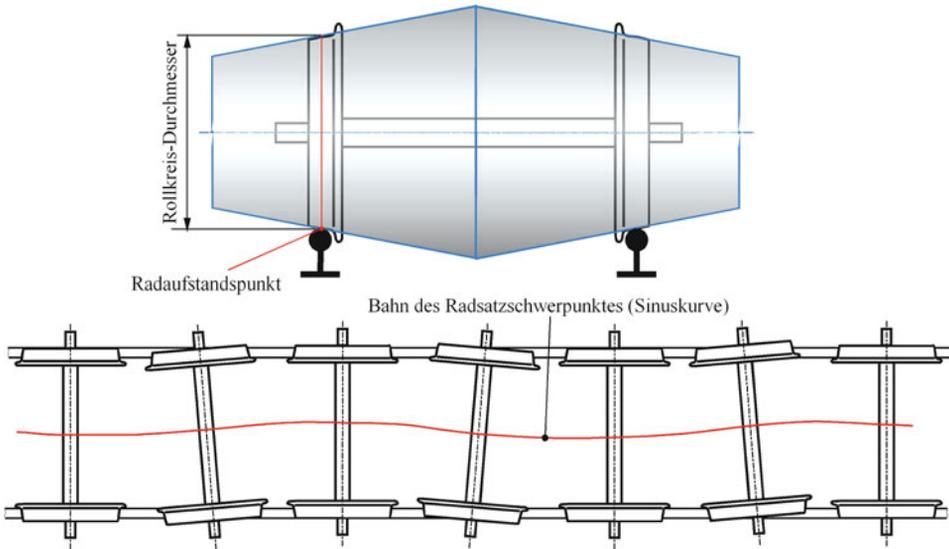


Abb. 1.22 Radsatz als Doppelkegel; Entstehung des Sinus- oder Schlingerlaufs

Zur Fahrbahntechnik gehören auch noch die Schienen. Bei Querschwellenoberbau werden sie durch die Radsatzlasten auf Biegung (und Schub), in den Radaufstandsflächen auch auf Flächenpressung¹⁴ sowie durch Wärmedehnung auf Zug bzw. Druck beansprucht. Bei der DB verwendete Schienenprofile zeigt Abb. 1.23.

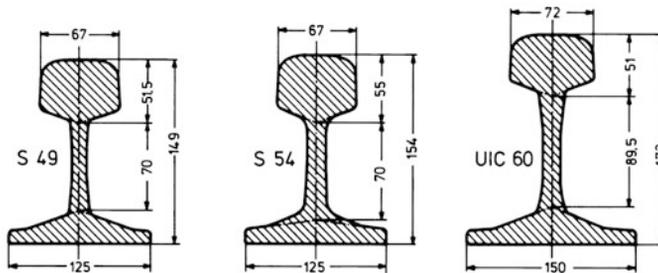


Abb. 1.23 Bei der DB verwendete Schienenprofile. (Nach [38])

¹⁴ Die Radaufstandsfläche eines Schienenfahrzeugrades hat etwa die Größe einer 2-Cent-Münze bei einer Radlast von bis zu 12,5 t in Europa. Über diese Fläche werden Brems- und Spurführungskräfte und bei Triebfahrzeugen auch Antriebskräfte übertragen.

	S 49	S 54	UIC 60
Querschnitt A	6297 mm ²	6948 mm ²	7686 mm ²
Spez. Masse m'	49,43 kg/m	54,54 kg/m	60,34 kg/m
Flächenmoment I_x	1819 cm ⁴	2073 cm ⁴	3055 cm ⁴
Flächenmoment I_y	320 cm ⁴	262 cm ⁴	336 cm ⁴
Widerstandsmoment W_x	240 cm ³	262 cm ³	336 cm ³
Widerstandsmoment W_y	51 cm ³	57 cm ³	68 cm ³

Die Bezeichnung der Schienen leitet sich von der spezifischen Masse ab (S 54: Schiene mit ca. 54 kg/m). Auf Nebenstrecken und in Nebengleisen ist noch die Schiene S 49 eingebaut; Hauptstrecken und Bahnhofsgleise werden mit Schienen S 54 versehen, die aufgrund ihrer Fuß- und Schienenkopfbreite gegen Schienen S 49 ohne Änderung der Schienenplatten auf den Schwellen kompatibel sind. Auf hochbelasteten Strecken mit hohen Radlasten und hohen Geschwindigkeiten wird das Profil UIC 60¹⁵ verwendet. Es erfordert aufgrund der größeren Fußbreite andere Schienenbefestigungen als S 49 und S 54. Um die Durchbiegung der Schienen unter den Radlasten zu begrenzen, ist das Flächenmoment 2. Grades I_x um die waagerechte Achse groß. Dagegen ist das Flächenmoment 2. Grades I_y um die Hochachse deutlich geringer. Dadurch lassen sich die Schienen gut im Bogenradius des Gleises verlegen. Schienen werden z. B. in Längen von 120 m produziert und, verladen über mehrere Flach-Güterwagen, zum Verbauort transportiert. Dabei passen sie sich der Streckenkrümmung an, ohne dass die Güterwagen entgleisen.

Die mögliche Querschnittsform und -größe von Fahrzeugen ist u. A. durch das Lichtraumprofil, den so genannten Regellichraum (in Deutschland nach §9 EBO) Abb. 1.24, bestimmt. Dieser Raum wird um die Gleismitte herum von Gebäudeteilen, Signal- und Oberleitungsmasten freigehalten. Der Regellichraum ist nicht zu verwechseln mit dem Fahrzeugumgrenzungsprofil.

Das Lichtraumprofil ist die Umhüllung des freizuhaltenden Raumes, der für die Durchfahrt von Schienenfahrzeugen und bahnbetriebliche Zwecke nötig ist. Es setzt sich zusammen aus der Grenzlinie fester Anlagen und den zusätzlich erforderlichen Sicherheitsräumen. Die festen Anlagen müssen außerhalb dieser Linie angeordnet sein [32].

Für das Fahrzeugumgrenzungsprofil sind z. B. die Fahrzeuglänge (Kurvenüberhang) sowie Quer- und Wankfederwege u. A. zu berücksichtigen. Bei Fahrzeugen mit Neigetechnik nimmt z. B. die Fahrzeugbreite wegen des möglichen Wankwinkels zum Dach hin stark ab. Das Fahrzeugumrissprofil wird für jeden Fahrzeugtyp durch eine Einschränkungsberechnung¹⁶ (siehe Abb. 1.25) ermittelt. Es ist immer kleiner als das Lichtraumprofil. Trotzdem sind Vollbahnfahrzeuge meist breiter als Straßenfahrzeuge, bei denen 2550 mm nach StVZO¹⁷ zulässig sind.

¹⁵ UIC: Union International des Chemins de Fer – Internationaler Eisenbahnverband, Sitz: Paris.

¹⁶ Die Einschränkungsberechnung erfolgt nach der UIC-Richtlinie 505.

¹⁷ StVZO: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung.

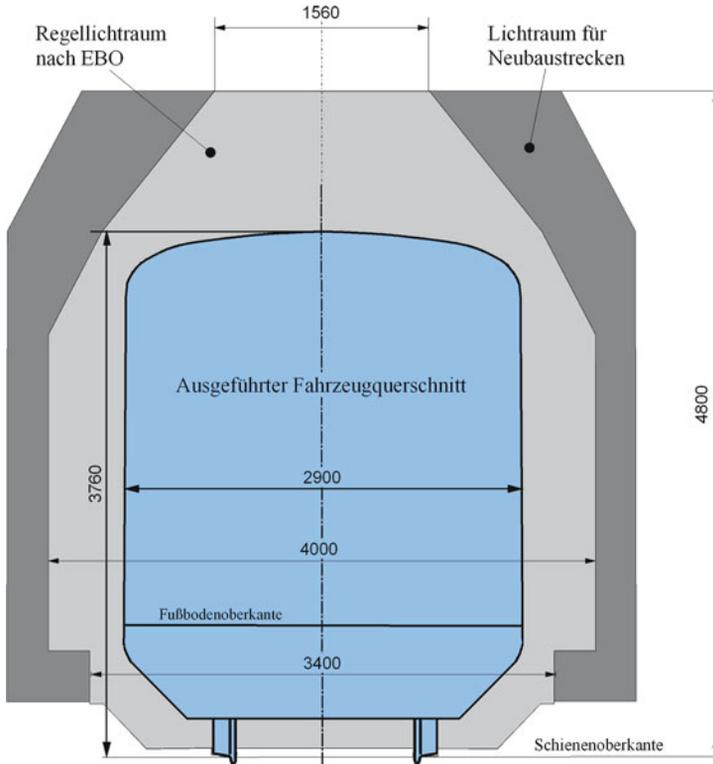


Abb. 1.24 Regellichtraum nach § 9 EBO (vereinfacht) und Fahrzeugquerschnitt

Bei älteren zweiachsigen Straßenbahnwagen wurde wegen der Kurvenläufigkeit meist ein kurzer Radstand gewählt, oft um 3000 mm. Bei 10.000 mm Fahrzeuggesamtlänge ergeben sich dadurch große vordere und hintere Übergänge, so dass die Enden der Wagenkästen sehr stark eingezogen werden mussten, Abb. 1.25b.

Auf den Neubaustrecken der DB wurde ein gegenüber dem Regellichtraum größeres (breiteres) Profil verwirklicht, um z. B. die bei Zugbegegnungen und Tunnellein- und -ausfahrten auftretenden Druckstöße zu begrenzen. Wegen der Fahrleitungshöhe auf dem übrigen Streckennetz ist das Profil in der Höhe nicht verändert worden, damit elektrische Triebfahrzeuge auf dem Alt- und Neubaustreckennetz freizügig eingesetzt werden können.

In anderen Ländern sind andere Lichtraumprofile realisiert: Großbritannien besitzt ein deutlich kleineres Lichtraumprofil, so dass normale kontinental-europäische Fahrzeuge in Großbritannien nicht fahren können. Für den Verkehr z. B. Paris-London durch den Kanaltunnel werden spezielle Triebzüge eingesetzt. Der Kanaltunnel selbst besitzt für den Transport von Lkw auf Eisenbahnwagen ein größeres Lichtraumprofil. Die dafür eingesetzten Schienenfahrzeuge können aber nur zwischen Dover und Calais verkehren. In

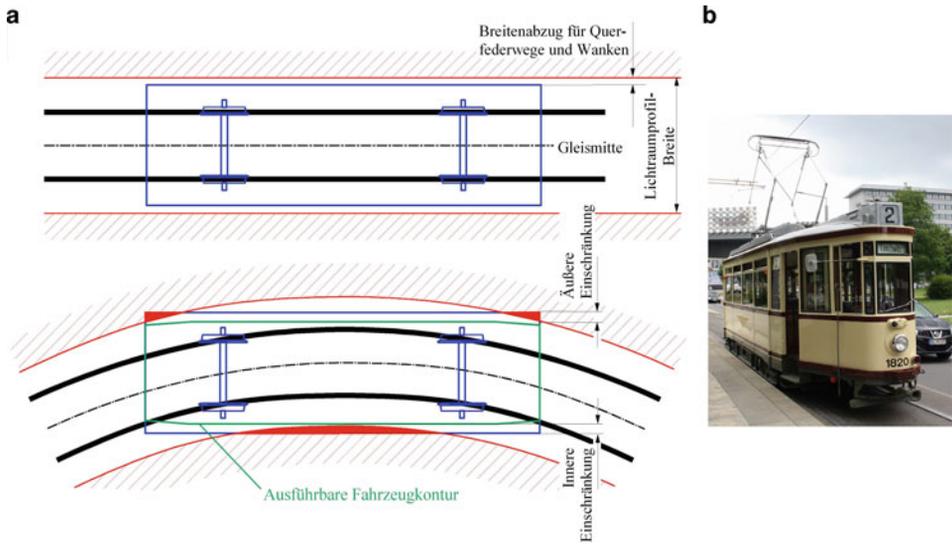


Abb. 1.25 a Einschränkung der Fahrzeugbreite in Gleisbögen, b älterer zweiachsiger Straßenbahn-Triebwagen mit starker äußerer Einschränkung

der Schweiz ist aufgrund der zahlreichen Tunnel das Lichtraumprofil oben schmaler, was schmalere Stromabnehmer bedingt¹⁸. In den USA ist das Lichtraumprofil generell deutlich breiter und höher, so dass z. B. dreistöckige Autotransportwagen eingesetzt werden können. Auf einigen Strecken können Container doppelstöckig transportiert werden.

Zur Energieversorgung der elektrischen Triebfahrzeuge werden bei Vollbahnen überwiegend Fahrleitungen eingesetzt¹⁹. Abb. 1.26 zeigt die konstruktive Gestaltung einer Fahrleitung der DB für 250 km/h. Fahrdraht und Tragseil werden im Zick-Zack verlegt, indem jeweils ein Fahrleitungsmast mit langem Ausleger einem Mast mit kurzem Ausleger folgt. Erreicht wird damit eine gleichmäßige Abnutzung der Schleifstücke der Stromabnehmer. Die Schleifstücke als Verschleißteil bestehen aus Elektrokohle.

Tragseil und Fahrdraht sind über Gewichte an Fahrleitungsmasten gespannt, damit der Stromabnehmer einen dauerhaft sicheren Kontakt zur Fahrleitung behält. Der Fahrdraht soll nicht wie eine Wäscheleine durchhängen. Immerhin müssen über den Kontakt zwischen Fahrdraht und Kohleschleifstück bei einer Lok mit ca. 7500 kW Leistung und 15.000 V Spannung Ströme von etwa 500 A fließen. Trotz kleinerer Leistungen sind die Ströme bei Straßenbahnen aufgrund der niedrigeren Fahrleitungsspannungen (zwischen 500 und 750 V) ähnlich hoch. Stromabnehmer für den Triebkopf des ICE 1 (DB-Baureihe 401) sowie für den ICE-T zeigt Abb. 1.27.

¹⁸ DB-Triebfahrzeuge für den Verkehr in die Schweiz sind deshalb mit zusätzlichen schmaleren Stromabnehmern ausgestattet.

¹⁹ In Großbritannien sind einige Strecken in Südengland, z. B. die Strecke Dover-London, mit Stromschiene elektrifiziert.

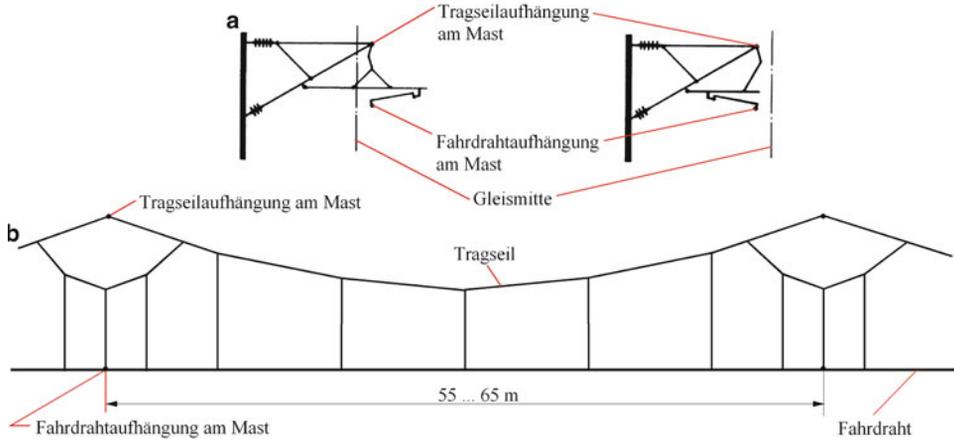


Abb. 1.26 Konstruktive Gestaltung einer Fahrleitung der DB für 250 km/h Fahrgeschwindigkeit: **a** Maste mit langem und kurzem Ausleger, **b** Seitenansicht. (Nach [38])

Der Stromabnehmer des ICE-T ist auf einem Rahmen seitenverschiebbar angebracht, da durch die gleisbogenabhängige Neigeeinrichtung der Wagenkästen der Stromabnehmer nachgeführt werden muss, um den Kontakt zur Fahrleitung nicht zu verlieren.

Bei Straßenbahnen, die meist nur Höchstgeschwindigkeiten von 70 km/h erreichen, werden oft Einfachfahrleitungen ohne Tragseil verwendet. Die Fahrleitung ist ebenfalls im Zick-Zack verlegt.

Um bei S- und U-Bahnen mit langen Tunnelabschnitten den Tunnelquerschnitt klein halten zu können, werden statt Oberleitungen Stromschienen installiert, Abb. 1.28. Auf

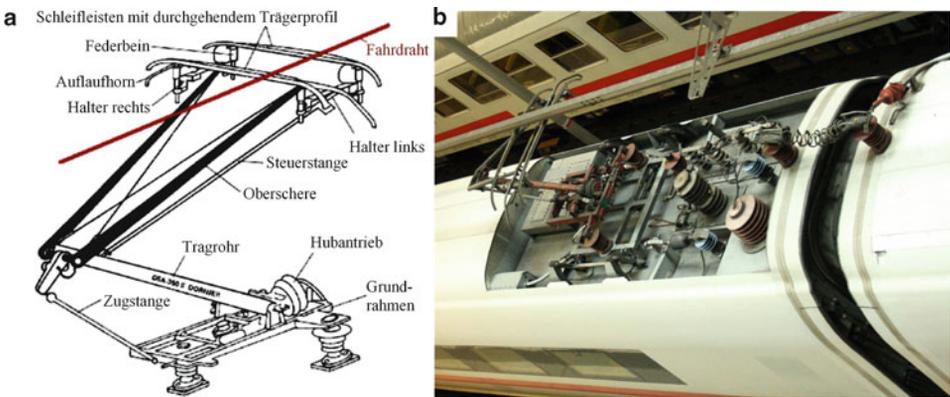


Abb. 1.27 **a** Stromabnehmer des ICE-1 [8], **b** Stromabnehmer des ICE-T (rechts)

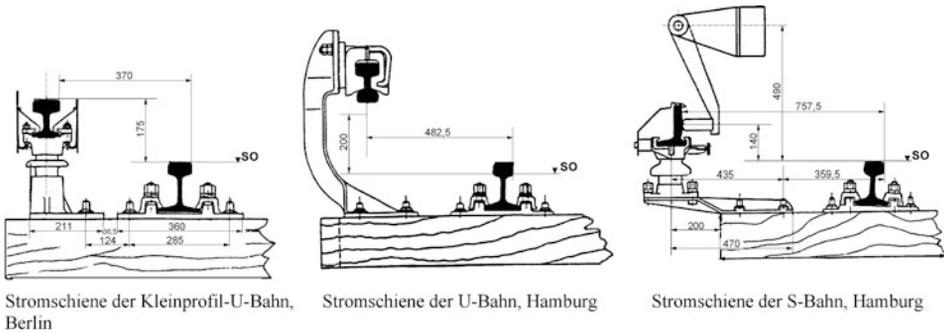


Abb. 1.28 Stromschienensysteme [16]

den „Kleinprofilstrecken“ der Berliner U-Bahn²⁰ wird die Stromschiene von oben bestriichen (Abb. 1.28, links). Auf den Berliner „Großprofilstrecken“, bei der Berliner S-Bahn und bei der Hamburger U-Bahn bestreicht der Stromabnehmer die Stromschiene von unten (besserer Berührungsschutz!). Bei der Hamburger S-Bahn wird der Stromabnehmer seitlich an die Stromschiene geführt. Durch die gegenüber einer Fahrleitung größeren Querschnitte der Stromschiene ist der Spannungsabfall geringer und es werden weniger Speisepunkte bzw. Unterwerke zur Stromversorgung benötigt. Dafür ist die Gestaltung der Stromschienen an Weichen und Kreuzungen kompliziert, Abb. 1.29, oben links.

Zum Schluss dieses einführenden Kapitels soll die Bedeutung der Eisenbahn in Deutschland kurz vorgestellt werden. Abb. 1.30 zeigt den Anteil der Eisenbahn am Personenverkehr („Modal Split“), Abb. 1.31 am Güterverkehr.

Insgesamt betrug die Personenverkehrsleistung im Jahr 2012 (beförderte Personen multipliziert mit Reiseweite) 1068 Mrd. Personen-Kilometer (Pkm). Der Anteil der Eisenbahn betrug 88,4 Mrd. Pkm.

Die Güterverkehrsleistung betrug im Jahr 2013 rund 645 Mrd. tkm (befördertes Frachtgewicht multipliziert mit Beförderungsweite); damit lag der Anteil der Eisenbahn bei rund 109 Mrd. tkm. Sowohl im Personen- wie auch im Güterverkehr dominiert der Verkehrsträger Straße. Dies hängt neben den Transportkosten auch mit dem Netzzugang von Schiene und Straße und mit der Länge des verfügbaren Streckennetzes zusammen (Eisenbahn: 37.900 km, davon DB AG: 33.500 km; Straßen überörtlich: 230.000 km, davon Autobahnen: 12.880 km). Durch politische Entscheidungen haben viele Ortschaften ihre Personenbahnhöfe und Haltestellen verloren. Außerdem haben durch Streckenstilllegungen viele Güterverkehrskunden inzwischen keinen Gleisanschluss mehr.

²⁰ Die älteren U-Bahn-Strecken in Berlin (Linien U1 bis U4) besitzen ein kleineres Lichtraumprofil als die später gebauten Linien U5 bis U9; die Fahrzeuge sind nicht kompatibel.



Kleinprofil-U-Bahn Berlin: Von oben bestrichene Stromschiene



S-Bahn Berlin, Großprofil-U-Bahn Berlin: Von unten bestrichene Stromschiene



S-Bahn Hamburg: Seitlich bestrichene Stromschiene

Abb. 1.29 Stromschiensysteme und Stromabnehmer

Wichtige Märkte und Hersteller weltweit für Personenfahrzeuge des Schienenverkehrs zeigt Abb. 1.32. Der größte Markt für Personen-Schienenfahrzeuge liegt in China²¹. Dort sind auch die größten Hersteller angesiedelt. Die beiden bedeutendsten chinesischen Schienenfahrzeughersteller, CNR und CSR, haben im Juni 2015 zur CRRC (China

²¹ Allein das chinesische Eisenbahnnetz ist in den letzten 30 Jahren von ca. 40.000 km auf über 70.000 km Länge angewachsen. Hinzu kommen u. A. ein erheblicher Ausbau von U-Bahnnetzen und der Neubau von Straßenbahnsystemen.

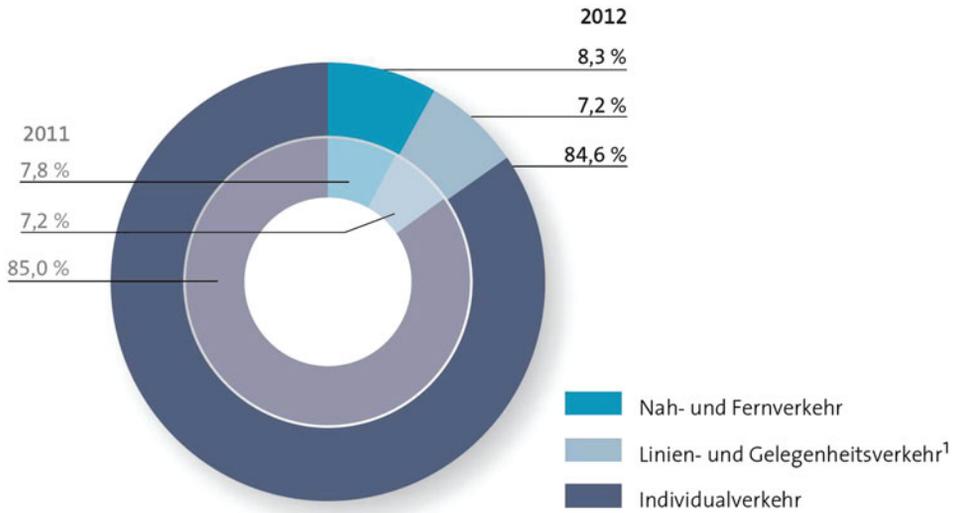


Abb. 1.30 Modal Split im Personenverkehr der Bundesrepublik Deutschland [56]

Railway Rolling Stock Corporation) fusioniert. Dadurch ist der Abstand zu den übrigen Unternehmen auf dem Weltmarkt riesig geworden. Das chinesische Staatsunternehmen zielt auf die Schienenfahrzeugmärkte in Nord- und Südamerika, Afrika, Asien und Australien. Für den Markteintritt in Europa gibt es noch eine Reihe von Hürden, u. A. die komplexen Zulassungsverfahren für Schienenfahrzeuge²².

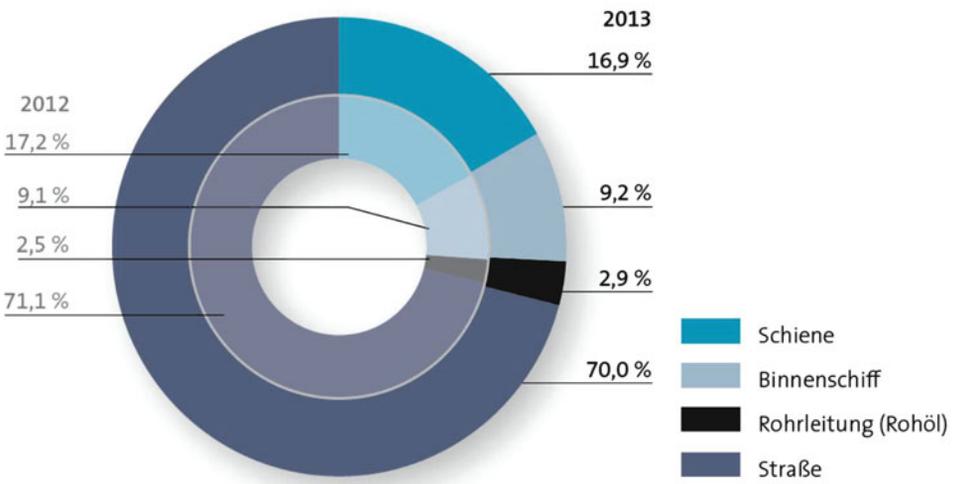


Abb. 1.31 Modal Split im Güterverkehr der Bundesrepublik Deutschland [56]

²² Hinrichs, L.: China Corp. Unlimited. Privatbahn Magazin (2015)H.5, S. 16–19.

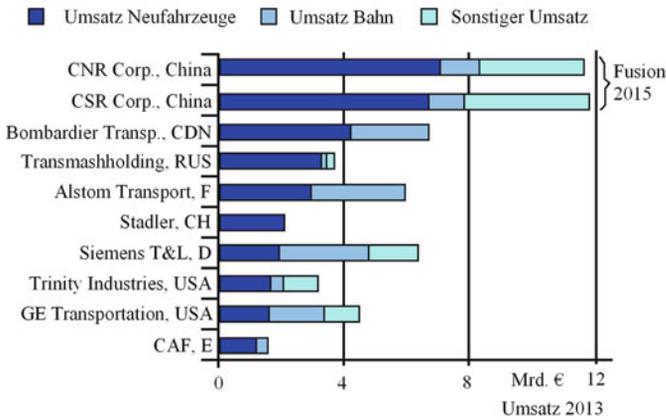
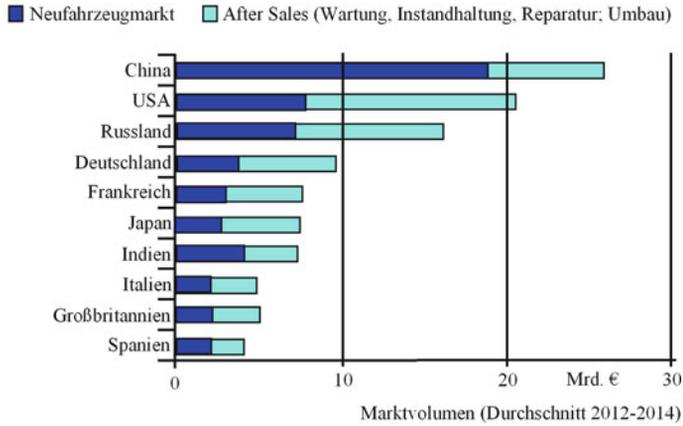


Abb. 1.32 Marktvolumen für Personen-Schienerfahrzeuge (Nah- und Fernverkehr) und Hersteller. (Leenen, M.; Wolf, A.: Stadtverkehr bestimmt das Wachstum der nächsten fünf Jahre. Privatbahn Magazin (2014)H. 5, S. 95/96)

Vier der zehn (neun) größten Hersteller in Abb. 1.32 (Alstom, Bombardier, Siemens, Stadler) betreiben Werke in Deutschland. Im Jahre 2014 waren in der Bahnindustrie in Deutschland ca. 51.000 Personen beschäftigt.

Wie alle Landfahrzeuge besitzen auch Schienenfahrzeuge Fahrwiderstände. Dies sind Kräfte, die der Bewegung des Fahrzeugs entgegengerichtet sind und durch Antriebskräfte (Zugkräfte) überwunden werden müssen, wenn eine Bewegung stattfinden soll. Beim Straßenfahrzeug und beim Schienenfahrzeug treten weitgehend dieselben Widerstandsanteile auf. Lediglich den Stoßwiderstand gibt es bei Straßenfahrzeugen nicht. Die Größenordnung der Widerstandskräfte ist aber unterschiedlich. Abb. 2.1 zeigt den Gesamtwiderstand von Schienenfahrzeugen in seiner systematischen Zusammensetzung.

Der Gesamtwiderstand setzt sich demnach aus dem Fahrwiderstand bei einer bestimmten Geschwindigkeit ($v = \text{const}$) und dem Beschleunigungswiderstand zusammen. Beim Fahrwiderstand unterscheidet man den Laufwiderstand des Fahrzeugs und den Streckenwiderstand. Letzterer ergibt sich aus dem Steigungswiderstand sowie dem Krümmungswiderstand beim Befahren von Gleisbögen. Der Laufwiderstand besteht aus dem Luftwiderstand und dem Zusatzwiderstand. Als Zusatzwiderstand fasst man beim Schienenfahrzeug die Widerstände aus Lagerreibung und Rollwiderstand zusammen. Hinzu kommt noch der Stoßwiderstand, der aus der Schwingungsbewegung eines Schienenfahrzeugs quer zur Fahrtrichtung herrührt. Während beim Straßenfahrzeug im Luftwiderstand der Strömungswiderstand von Bug und Heck sowie die Luftreibung an Dach, Seiten und Unterseite über einen Luftwiderstandsbeiwert zusammengefasst werden, trennt man bei Schienenfahrzeugen den Luftwiderstand in den von Bug und Heck sowie in den der Zugoberfläche auf. Dies ist sinnvoll, da Schienenfahrzeuge weniger als Einzelfahrzeug, sondern im Zugverband verkehren. Der Bug- und Heckwiderstand tritt dabei am ersten bzw. letzten Fahrzeug eines Zugverbandes auf, während die Fahrzeuge dazwischen im Wesentlichen nur zur Oberflächenreibung beitragen.

Für die Bewegung eines (Schienen-)Fahrzeugs gilt:

$$Z = \sum W, \tag{2.1}$$

Zugkraft = Summe der Widerstandskräfte.

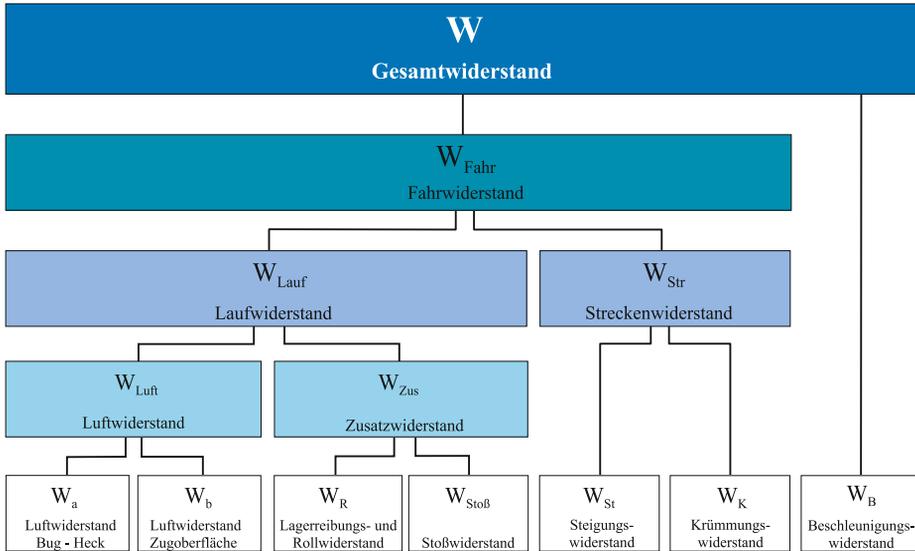


Abb. 2.1 Zusammensetzung des Gesamtwiderstandes von Schienenfahrzeugen. (Nach [38])

Die weiteren Ausführungen zum Gesamtwiderstand beruhen auf der Studie zu einer Hochleistungs-Schnellbahn in Deutschland [43]. Die Berechnung des Gesamtwiderstandes erfolgt dort nach der sogenannten „Synthetischen Formel“. Hierbei wird der Gesamtwiderstand aus einzelnen Anteilen entsprechend Abb. 2.1 zusammengesetzt. Nach den in diesem Kapitel dargestellten Formeln kann für die Konzeption von Schienenfahrzeugen z. B. die zu installierende Leistung für ein vorgegebenes Fahrprogramm bestimmt werden. In der Praxis ist es üblich, den Laufwiderstand experimentell für bestimmte Fahrzeuge oder Fahrzeugverbände z. B. aus Auslaufversuchen zu verifizieren.

2.1 Laufwiderstand

Wir betrachten zunächst den Laufwiderstand des Fahrzeugs. Allgemein setzt sich der Laufwiderstand aus drei Komponenten zusammen. Die erste ist konstant, die zweite linear von der Fahrgeschwindigkeit abhängig und die dritte wächst mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit:

$$W_{\text{Lauf}} = c' + c'' \cdot v + c''' \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (2.2)$$

mit:

W_{Lauf} : Laufwiderstand,
 v : Fahrgeschwindigkeit in [km/h],
 c' , c'' , c''' : konstante Beiwerte.

2.2 Luftwiderstand

Der Luftwiderstand W . Er rührt entsprechend Abb. 2.1 her aus den Luftwiderständen von Bug und Heck sowie der Zugoberfläche. Vor der Bugfläche eines Zugverbandes bildet sich ein Überdruck aus, am Heck ein Sog. Dazwischen ist der Luftwiderstand durch die Luftreibung an der Zugoberfläche (seitlich, oben und unten) bestimmt, siehe Abb. 2.2.

Der Luftwiderstand W_a von Bug und Heck berechnet sich wie folgt:

$$W_a = (c_1 + c_2) \cdot A_1 \cdot q \quad [\text{N}], \quad (2.3)$$

c_1 : Beiwert für Luftwiderstand Bug [-],

c_2 : Beiwert für Luftwiderstand Heck [-],

A_1 : Fahrzeugquerschnittsfläche einschließlich Stromabnehmer [m^2], siehe Abb. 2.3,

q : Staudruck [N/m^2].

Für den Staudruck erhält man:

$$q = \frac{\rho}{2} v^2. \quad (2.4)$$

In der Eisenbahntechnik wird die Geschwindigkeit v in der Regel in km/h eingesetzt. Außerdem wird ein Gegenwindzuschlag von $v_w = 15 \text{ km/h}$ berücksichtigt. Damit ergibt sich für den Staudruck:

$$q = \frac{\rho \cdot (v + 15)^2}{2 \cdot 3,6^2} = 0,048 (v + 15)^2 \quad (2.5)$$

mit

ρ : Luftdichte; $\rho \approx 1,25 \text{ [Ns}^2/\text{m}^4]$,

v : Fahrgeschwindigkeit in [km/h].

Die Beiwerte c_1 und c_2 sind von der Formgebung der Fahrzeuge abhängig (entsprechend dem c_w -Wert bei Kraftfahrzeugen).

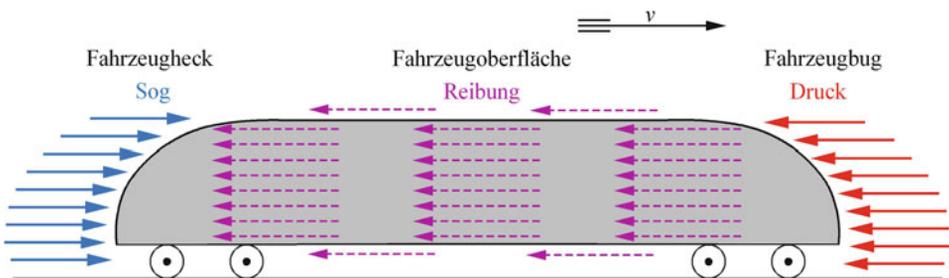
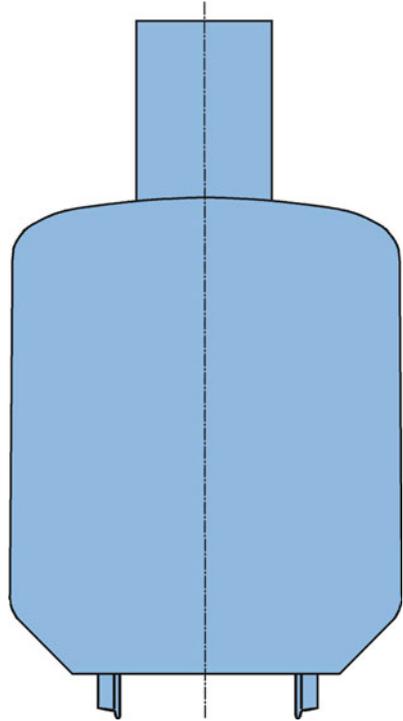


Abb. 2.2 Luftwiderstand aus Druck-, Reibungs- und Sogkräften

Abb. 2.3 Querschnittsfläche A_1 (Querspanfläche) eines Schienenfahrzeugs mit Stromabnehmer



Zum Luftwiderstand gehört auch noch die Luftreibung an der Zugoberfläche (W_b in Abb. 2.1):

$$W_b = (c_3 + c_4 + c_5 + c_6 + c_7) \cdot A_2 \cdot q, \quad (2.6)$$

A_2 : Zugoberfläche [m^2],

q : Staudruck nach Gl. 2.5,

c_3 : Beiwert für Luftwiderstand der Zugoberfläche als zylindrischer Körper, siehe Gl. 2.7,

$c_4 = 0,0004$ Beiwert für kantigen Zugquerschnitt,

$c_5 = 0,0002$ Beiwert für technische Rauigkeit der Zugoberfläche,

$c_6 = 0,0020$ Beiwert für Bodeneffekt zwischen Zug und Fahrweg,

$c_7 = 0,0005$ Beiwert für Trennfugen zwischen den Zuggliedern sowie für Laufwerk und hervorstehende Teile.

Der Beiwert c_3 wird nach dem PRANDTL-SCHLICHTING'schen¹ Widerstandsgesetz für zylindrische Körper berechnet:

$$c_3 = \frac{0,455}{(\log Re)^{2,58}}, \quad (2.7)$$

Re : REYNOLD'sche Zahl; $Re = 1,9 \cdot 10^4 \cdot L \cdot v_m [-]$,

L : Zuglänge [m],

v_m : mittlere Fahrgeschwindigkeit [km/h]; $v_m \approx v_{\max} / 2$.

Für den Luftwiderstand insgesamt erhält man damit:

$$W_{\text{Luft}} = W_a + W_b. \quad (2.8)$$

2.3 Zusatzwiderstand

Der Zusatzwiderstand (Abb. 2.1) besteht aus dem Lagerreibungs- und Rollwiderstand sowie dem Stoßwiderstand. Der Lagerreibungs- und Rollwiderstand ist proportional zum Gewicht des Fahrzeugs [41]:

$$W_R = f_R \cdot m \cdot g. \quad (2.9)$$

Der Rollwiderstand ergibt sich, weil die Radaufstandskraft des Rades F_{GR} aufgrund der Kontaktflächenbildung in der Radaufstandsfläche um den Hebelarm der Rollreibung e vor der Radmitte angreift, Abb. 2.4.

Dadurch errechnet sich die Rollwiderstandskraft F_{WR} aus dem Momentengleichgewicht:

$$F_{WR} \cdot r_R = F_{GR} \cdot e. \quad (2.10)$$

Zusätzlich bezieht man auch noch das Lagerreibmoment im Rad- bzw. Achslager ein:

$$F_{WR} \cdot r_R = F_{GR} \cdot e + M_{RL}. \quad (2.11)$$

Das Lagerreibmoment ergibt sich aus dem Produkt aus der Lagerlast F_{GR} und dem Lagerreibbeiwert μ_L :

$$M_{RL} = F_{GR} \cdot \mu_L. \quad (2.12)$$

Schließlich erhält man für die Radwiderstandskraft:

$$F_{WR} = \frac{F_{GR} \cdot e + M_{RL}}{r_R} = \frac{F_{GR} \cdot e + F_{GR} \cdot \mu_L}{r_R} = \frac{e + \mu_L}{r_R} F_{GR} = f_R \cdot F_{GR}.$$

¹Ludwig Prandtl (1875–1953), deutscher Physiker und Strömungstechniker. Hermann Schlichting (1907–1982), deutscher Strömungsmechaniker, Professor an der TU Braunschweig.

Üblicherweise wird der Rollwiderstandsbeiwert für alle Räder gleich angenommen, so dass man vereinfacht schreiben kann (s. o.):

$$W_R = f_R \cdot m \cdot g.$$

Der Rollwiderstandsbeiwert f_R ist für die Paarung Stahlrad/Stahlschiene etwa eine Zehnerpotenz kleiner als beim Straßenfahrzeug mit der Paarung Reifen/Fahrbahn:

$$f_R = 0,001 \dots 0,0015 \dots 0,002 \text{ (Schienenfahrzeug),}$$

$$f_R = 0,015 \dots 0,03 \text{ (Straßenfahrzeug auf Asphalt oder Betonfahrbahn),}$$

$$f_R = 0,3 \text{ (Straßenfahrzeug auf losem Sand).}$$

Das hat seine Ursache auch in der Größe der Kontaktfläche und damit in der Größe des Hebelarms e in Abb. 2.4: Während sie bei der Paarung Stahlrad-Stahlschiene etwa die Größe einer 2-Cent-Münze hat, entspricht sie bei der Paarung Reifen-Fahrbahn etwa der Größe einer Postkarte.

In der Eisenbahntechnik rechnet man üblicherweise mit dem Fahrzeug- bzw. Zuggewicht in t (in Tonnen, obwohl das die Einheit der Masse ist) und mit der Fahrgeschwindigkeit in km/h. Daher ergeben sich etwas andere Formeln und Beiwerte als aus der Kraftfahrzeugtechnik bekannt. Für den Lagerreibungs- und Rollwiderstand erhält man dann:

$$W_R = f_R \cdot m \tag{2.13}$$

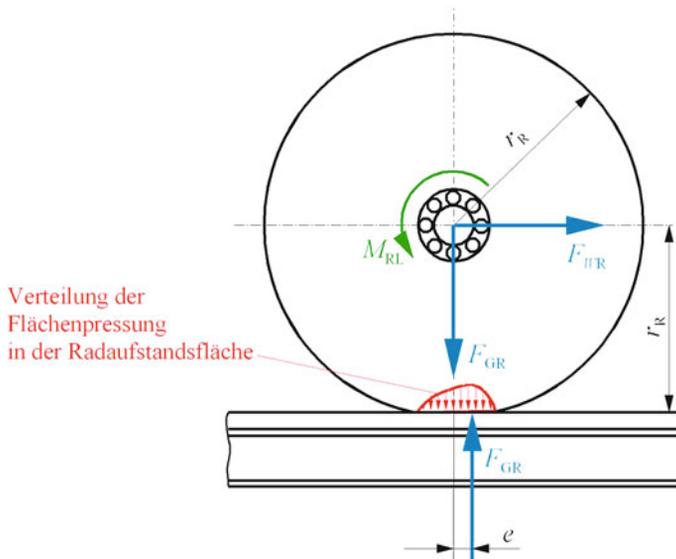


Abb. 2.4 Zur Herleitung des Rollwiderstandes

mit

f_R : Rollwiderstandsbeiwert; $f_R = 15$ [N/t],

m : Zugmasse in [t].

Der Rollwiderstand wird also als unabhängig von der Geschwindigkeit und proportional zum Fahrzeug- bzw. Zuggewicht angenommen. Linear abhängig von der Geschwindigkeit ist der Stoßwiderstand. Er wurde experimentell aus Fahrversuchen ermittelt und fasst alle geschwindigkeitsabhängigen Anteile des Laufwiderstandes zusammen. Physikalisch lässt sich der Stoßwiderstand wie folgt erklären: Schienenfahrzeuge werden durch das Gleis quergeführt. Deshalb besitzen sie auch eine Querverfederung und führen quer zur Bewegungsachse Schwingungen aus. Die Schwingungsenergie kommt aus der Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs.

$$W_{\text{Stoß}} = c_d \cdot m \cdot v \quad (2.14)$$

mit

m : Zugmasse in [t],

v : Fahrgeschwindigkeit in [km/h].

Für den Beiwert c_d gibt es den Erfahrungswert:

$$c_d \approx 0,025 \left[\frac{N}{t \cdot \frac{\text{km}}{\text{h}}} \right].$$

Aus den Gln. 2.8, 2.13 und 2.14 folgt schließlich für den Laufwiderstand:

$$W_{\text{Lauf}} = W_R + W_{\text{Stoß}} + W_{\text{Luft}}, \quad (2.15a)$$

$$W_{\text{Lauf}} = 15 \cdot m + 0,025 \cdot m \cdot v + [(c_1 + c_2) \cdot A_1 + (c_3 + 0,00031) \cdot A_2] \cdot 0,048 \cdot (v + 15)^2 \text{ [N]}. \quad (2.15b)$$

2.4 Streckenwiderstand

Als nächstes behandeln wir jetzt den Streckenwiderstand. Nach Abb. 2.1 setzt er sich aus dem Steigungswiderstand (Abb. 2.5) und dem Krümmungswiderstand zusammen:

$$W_{\text{Str}} = W_{\text{St}} + W_{\text{K}}. \quad (2.16)$$

Steigungen bei Eisenbahnstrecken sind durch die EBO begrenzt und deutlich niedriger als bei Straßen: Für Hauptbahnen gilt nach § 7 EBO $s = 12,5\%$, für Nebenbahnen $s = 40\%$ (s : Steigung; 40% entsprechen 4% , d. h. auf 100 m Längentwicklung gibt es

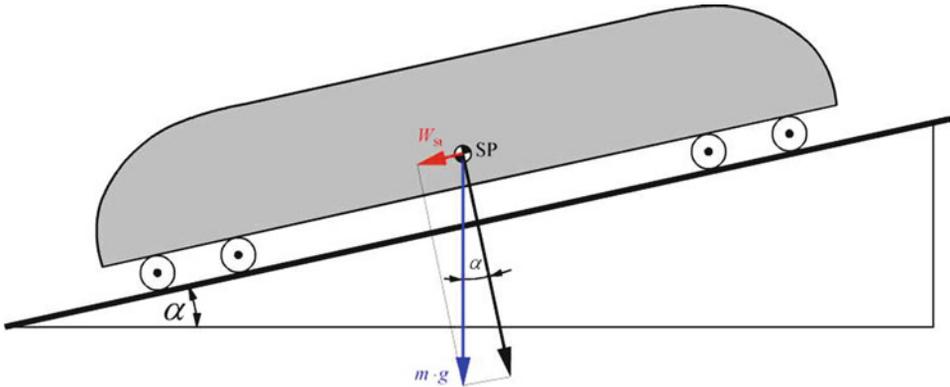


Abb. 2.5 Steigungswiderstand

4 m Höhenunterschied). Bei Straßenbahnen kommen Steigungen um 100‰ vor (z. B. in Würzburg).

$$W_{St} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \approx m \cdot g \cdot \tan \alpha \approx m \cdot g \cdot s \quad [\text{N}] \quad (2.17)$$

mit

m : Masse in [t],

s : Steigung in [‰].

Den Krümmungswiderstand für Eisenbahnfahrzeuge auf Gleisen mit Normalspur ermittelt man nach den experimentell gefundenen Überschlagsformeln von RÖCKL²:

$$W_K = m \cdot g \cdot \frac{650}{R - 55} \quad [\text{N}] \quad \text{für } R < 300 \text{ m}, \quad (2.18a)$$

$$W_K = m \cdot g \cdot \frac{500}{R - 30} \quad [\text{N}] \quad \text{für } R \geq 300 \text{ m}, \quad (2.18b)$$

m : Masse in [t],

R : Bogenradius in [m].

Für Straßenbahnfahrzeuge, die wesentlich kleinere Bogenradien³ durchfahren müssen als Eisenbahnfahrzeuge, gilt nach [59] auf Rillenschienen:

$$W_K = m \cdot g \cdot \frac{0,158 \cdot a + 0,033 \cdot s_R}{R}, \quad (2.19)$$

² Alois von Röckl (1822–1885), Jurist, Mediziner und Ingenieur; bayerischer Eisenbahndirektor.

³ Einzelne Straßenbahnbetriebe haben Bogenradien bis herab zu 12 bis 15 m.

a : Radsatzabstand im Fahrzeug bzw. im Drehgestell in [m],

s_R : Laufkreisabstand des Radsatzes in [m]; gleich Spurweite plus 0,05 m.

Damit sind alle Anteile des Fahrwiderstands bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit bekannt.

2.5 Beschleunigungswiderstand

Bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit – im Beschleunigungszustand – müssen die translatorischen und die rotatorischen Massen beschleunigt werden. Für den Beschleunigungswiderstand der rotatorischen Massen spielt neben der Drehmasse, dem Massenträgheitsmoment, die Übersetzung zwischen dem Radsatz (Umfangsgeschwindigkeit \approx Fahrgeschwindigkeit) und der jeweils betrachteten Masse eine Rolle. Je höher die Übersetzung zur zu beschleunigenden Masse ist und je größer das Massenträgheitsmoment, umso größer ist das Beschleunigungsmoment. Zur Vereinfachung bezieht man die rotatorischen Massen durch den so genannten Drehmassenzuschlagsfaktor λ auf die translatorischen Massen [16, 38, 59]. Dann erhält man für den Beschleunigungswiderstand:

$$W_B = 10^3 \cdot m \cdot b \cdot \lambda \quad [\text{N}], \quad (2.20)$$

m : Masse des Zuges oder des Fahrzeugs in [t],

b : Beschleunigung in [m/s^2],

λ : Drehmassenzuschlagsfaktor:

$\lambda \approx 1,15 \dots 1,30$ für elektrische Lokomotiven,

$\lambda \approx 1,20 \dots 1,30$ für Diesellokomotiven,

$\lambda \approx 1,04$ für ICE 3,

$\lambda \approx 1,03 \dots 1,10$ für Wagen,

$\lambda \approx 1,06 \dots 1,08$ für lange, lokbespannte Züge,

$\lambda \approx 1,09 \dots 1,11$ für kurze, lokbespannte Züge,

$\lambda \approx 1,15$ für leere Güterzüge,

$\lambda \approx 1,06$ für beladene Güterzüge.

Der Drehmassenzuschlagsfaktor ist umso größer, je höher der Anteil rotatorischer Massen ist (Triebfahrzeuge!) und je höher die Drehzahl rotatorischer Massen ist. Bei Fahrzeugen mit veränderlichen Übersetzungen zwischen Motor und Antriebsrädern (Dieseltriebfahrzeuge) ist der Drehmassenzuschlagsfaktor bei großen Übersetzungen („niedriger Gang“) höher als bei kleinen Übersetzungen („hoher Gang“). Ein beladenes Fahrzeug hat einen niedrigeren Drehmassenzuschlagsfaktor als dasselbe Fahrzeug im unbeladenen Zustand, da die rotatorischen Massen auf die translatorische Masse bezogen werden. Damit können wir schließlich den Gesamtwiderstand W angeben:

$$W = W_{\text{Lauf}} + W_{\text{Str}} + W_B. \quad (2.21)$$

2.6 Luftwiderstand nach Hannoverscher Formel

Neben der gerade behandelten „Synthetischen Formel“ wird auch die „Hannoversche Formel“⁴ zur Berechnung des Luftwiderstandes herangezogen. Sie geht zunächst von der auch für Straßenfahrzeuge verwendeten Gleichung aus [41]:

$$W_{\text{Luft}} = \frac{\rho}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot v^2, \quad (2.22)$$

c_W : Luftwiderstandsbeiwert für Anströmwinkel $\tau = 0$.

Wie schon dargestellt, gibt es bei Zügen drei Komponenten des Luftwiderstandes (siehe Abb. 2.2):

- Potentialströmung (Druckwiderstand an der Zugspitze),
- Grenzschichtströmung (Luftreibung am mittleren Zugteil),
- Nachlaufströmung (Sogwiderstand am Zugende).

Da Züge unterschiedlich zusammengestellt sein können, ist die Bestimmung des Gesamt-Luftwiderstandsbeiwertes schwierig. Obendrein spielt auch der Anströmwinkel eine Rolle. Der Anströmwinkel τ ergibt sich als Winkel zwischen Fahrtrichtung und dem Vektor der resultierenden Windgeschwindigkeit, Abb. 2.6.

Der Luftwiderstandsbeiwert c_W wird aufgeteilt auf die Fahrzeuge eines Zugverbandes, also auf Lokomotive, ersten Wagen, mittlere Wagen und letzten Wagen. Außerdem werden die Luftwiderstandsbeiwerte auf eine Normfläche von $A_{\text{norm}} = 10 \text{ m}^2$ bezogen. Abweichungen der Querschnittsfläche von Fahrzeugen werden also über die c_W -Werte berücksichtigt. Damit erhält man für den Luftwiderstand eines Fahrzeugverbandes:

$$W_{\text{Luft}} = \left[c_{W,L} + c'_{W,L} + c_{W,W1} + c'_{W,W1} + (n-2) \cdot c_{W,Wm} + (n-2) \cdot c'_{W,Wm} + c_{W,Wn} + c'_{W,Wn} \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_{\text{norm}} \cdot v_{\text{res}}^2 \quad (2.23)$$

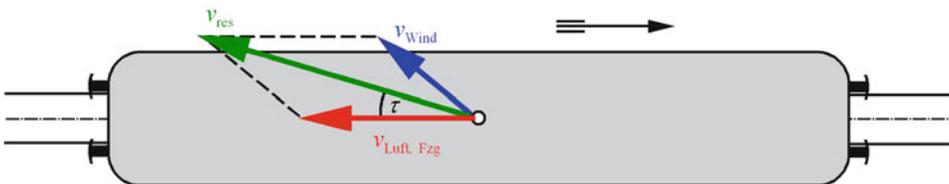


Abb. 2.6 Fahrzeuganströmung bei Seitenwind. $v_{\text{Luft, Fzg}}$ Anströmgeschwindigkeit aufgrund der Fahrzeugbewegung, v_{Wind} Windgeschwindigkeit, v_{res} resultierende Anströmgeschwindigkeit, τ Anströmwinkel

⁴ Voß, G.; Gackenholtz, L.; Wiebels, R.: Eine neue Formel (Hannoversche Formel) zur Bestimmung des Luftwiderstandes spurgebundener Fahrzeuge. Glasers Annalen-ZEV 96(1972)H. 6, S. 166–171.

mit

- A_{norm} : Normierte Bezugs-Querschnittsfläche eines Fahrzeugs; $A_{\text{norm}} = 10 \text{ m}^2$,
 $c_{\text{W,L}}$: Luftwiderstandsbeiwert der Lokomotive,
 $c_{\text{W,W1}}$: Luftwiderstandsbeiwert des ersten, der Lokomotive folgenden Wagens,
 $c_{\text{W,Wm}}$: Luftwiderstandsbeiwert eines mittleren Wagens,
 $c_{\text{W,Wn}}$: Luftwiderstandsbeiwert des letzten Wagens,
 c'_{W} : Zuschlag zum c_{W} -Wert infolge Schräganströmung ($\tau \neq 0$),
 ρ : Luftdichte; $\rho \approx 1,25 \text{ [Ns}^2/\text{m}^4]$,
 v_{res} : Resultierende Anströmgeschwindigkeit,
 n : Anzahl der Wagen im Zugverband.

Bezieht man die Durchschnittswerte von c'_{W} auf die Durchschnittswerte von c_{W} ,

$$K_{\text{W}} = \frac{\overline{c'_{\text{W}}}}{\overline{c_{\text{W}}}},$$

so ergibt sich schließlich für den Luftwiderstand eines Fahrzeugverbandes:

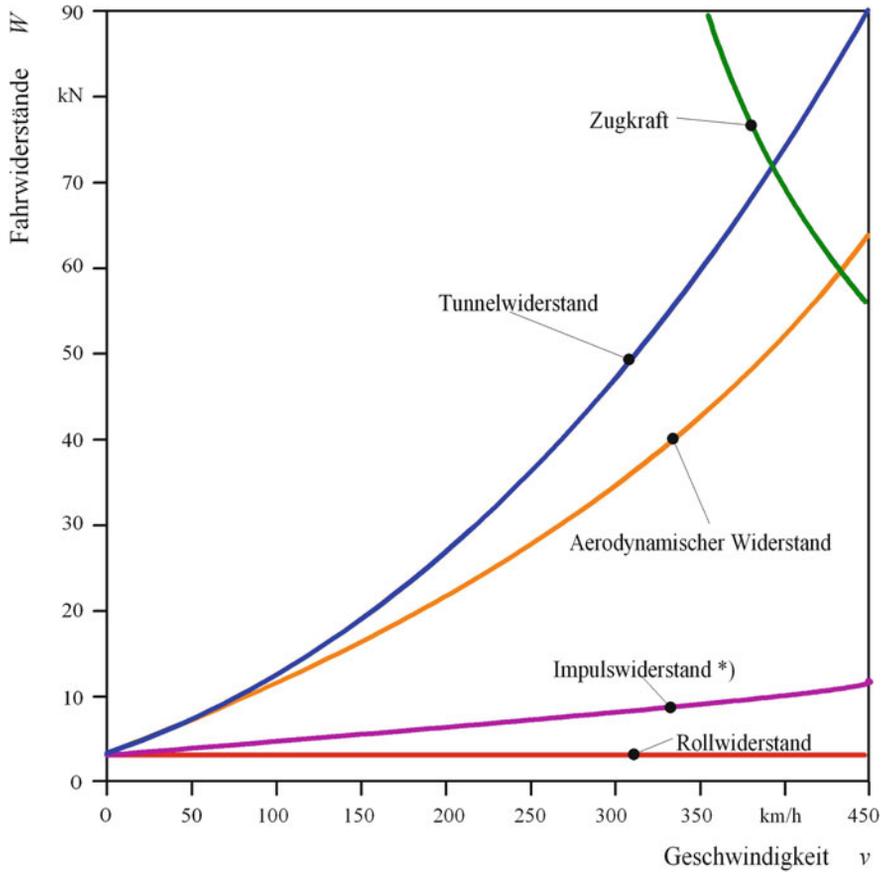
$$W_{\text{Luft}} = [c_{\text{W,L}} + c_{\text{W,W1}} + (n - 2) \cdot c_{\text{W,Wm}} + c_{\text{W,Wn}}] \cdot (1 + K_{\text{W}}) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_{\text{norm}} \cdot v_{\text{res}}^2. \quad (2.24)$$

Beispiele für c_{W} -Werte:

Elektr. Schnellzuglokomotive BR 103	$c_{\text{W,L}} = 0,26$
Intercity-Wagen als erster Wagen	$c_{\text{W,W1}} = 0,13$
Intercity-Wagen als 2. bis $(n - 1)$. Wagen:	$c_{\text{W,Wm}} = 0,10$
Intercity-Wagen als letzter Wagen:	$c_{\text{W,Wn}} = 0,23$
Dreiteiliger Dieseltriebzug:	$c_{\text{W}} = 0,75$
Diesellok mit Mittelführerhaus:	$c_{\text{W,L}} = 0,45$
Elektr. Güterzuglokomotive BR 151:	$c_{\text{W,L}} = 0,48$
Gedeckter Güterwagen als erster Wagen:	$c_{\text{W,W1}} = 0,30$
Gedeckter Güterwagen als 2. bis $(n - 1)$. Wagen:	$c_{\text{W,W1}} = 0,10$
Gedeckter Güterwagen als letzter Wagen:	$c_{\text{W,Wn}} = 0,30$

2.7 Gesamtwiderstand

Abb. 2.7 zeigt die gemessenen Fahrwiderstände für den vierteiligen ICE-Versuchszug. Der Luftwiderstand (in Abb. 2.7 „Aerodynamischer Widerstand“ genannt) überwiegt die übrigen Widerstandsanteile bei unbeschleunigter Fahrt in der Ebene bereits ab ca. 40 km/h. Bei Tunnelfahrten kommt noch der Tunnelwiderstand dazu. Trotz der auf den DB-Neubaustrecken großen Tunnelquerschnitte wirkt ein Fahrzeug im Tunnel wie ein Kolben im Zylinder und schiebt eine Luftsäule vor sich her.



*) Impuls- und Rollwiderstand aufgrund Kühlluftansaugung und -ausbläsung

Abb. 2.7 Aufteilung der Fahrwiderstände des vierteiligen ICE-Versuchsträgers. (Peters, J. L.: Bestimmung des aerodynamischen Widerstandes des ICE/V im Tunnel und auf freier Strecke durch Auslaufversuche. ETR 39(1990)H. 9, S. 559–564)

Der Impuls- und Rollwiderstand rührt aus der Kühlluftansaugung- und -ausbläsung her, die durch seitlich am Triebkopf befindliche Lüftungsgitter und damit senkrecht zur Längsanströmung erfolgt. Die Kühlung der Fahrmotoren, der Transformatoren und der Umrichter der Triebköpfe erfolgt durch elektrisch angetriebene Gebläse. Für den Impuls- und Rollwiderstand liegen keine Berechnungsformeln vor.

Um eine Vorstellung von der notwendigen Kühlleistung zu bekommen, kann man aus Abb. 2.7 den Fahrwiderstand (orange Linie) am Schnittpunkt mit der Zugkraft (grüne Linie) auf der senkrechten Achse des Diagramms ablesen: ca. 58 kN. Dieser Schnittpunkt gehört zur höchsten erreichbaren Fahrgeschwindigkeit (siehe dazu Kap. 3) von ca. $v_{\max} \approx 430 \text{ km/h} \approx 120 \text{ m/s}$. Die Leistung beträgt bei v_{\max} also rund $P \approx W \cdot v_{\max} \approx$

$58.000 \text{ N} \cdot 120 \text{ m/s} = 6960 \text{ kW}$, also rund 7 MW Leistung an den Treibrädern. Setzt man den Wirkungsgrad der Fahrmotoren mit $\eta \approx 0,94$ an, so müssen ca. 417 kW Verlustleistung der Motoren als Wärme an die Umwelt abgeführt werden. Hinzu kommt eine ähnlich große Verlustleistung der Transformatoren und Umrichter. Daher werden über die Lüftungsgitter erhebliche Kühlluftströme nach außen geführt.

2.8 Beispiele und Aufgaben zu Kap. 2

Beispiel 2.1

In der Vergangenheit wurden in Sandgruben und Steinbrüchen häufig sogenannte Feldbahnen eingesetzt, d. h. der Transport fand mit Loren auf Schienen statt. Meist wurden die Loren mit Muskelkraft bewegt. Eine beladene Lore hat eine Masse von ca. 1200 kg .

Da die Geschwindigkeit gering ist, tritt nur der Lagerreibungs- und Rollwiderstand auf, der nach Gl. 2.9 mit $f_R = 0,0015$ ermittelt werden kann: $W_R \approx 18 \text{ N}$. Diese Kraft für die Bewegung in der Ebene kann von einer Person schiebend problemlos aufgebracht werden. Bei Verwendung von Wagen auf Straßenfahrbahnen wäre die Kraft bei $f_{R,\text{Straße}} \approx 0,02$ etwa 240 N , was eine Person beim Schieben anstrengt. Auf losem Sand ist $f_{R,\text{Straße}} \approx 0,3$ und der Rollwiderstand beträgt $W_R \approx 3600 \text{ N}$. Damit ist eine einzelne Person überfordert.

Beispiel 2.2

Der Diesel-Nahverkehrstriebwagen LINT 54 (Abb. 2.8) der Fa. ALSTOM besitzt folgende Daten:

Masse besetzt mit 75 % Vorräten⁵: $m = 125 \text{ t}$

Luftwiderstandsbeiwert: $c_W = 0,33$

Ermittelt werden die Fahrwiderstände in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und der Streckensteigung ($s_{\max} = 40\%$).

Wir verwenden die Gl. 2.15a und berechnen den Luftwiderstand nach Gl. 2.22, da der c_W -Wert aus Versuchen für das zweiteilige Fahrzeug vorliegt.

Dann ermitteln wir nach Gl. 2.17 für $s = 1, 2, 3, 4, 10$ und 40% den Steigungswiderstand (z. B.: $W_{St} (s = 10\%) = 12,5 \text{ kN}$; $W_{St} (s = 40\%) = 50,0 \text{ kN}$). Das Ergebnis zeigt Abb. 2.9. Um die senkrechte Achse der Abb. 2.9 nicht zu groß darstellen zu müssen, wurde als größte Steigung nur $s = 10\%$ berücksichtigt.

Man erkennt, dass besonders das Beschleunigungsvermögen den Gesamtwiderstand bestimmt. Bei einer geforderten Beschleunigung von z. B. $b = 1,75 \text{ m/s}^2$ (geschätzt: $\lambda \approx 1,1$) beträgt der Beschleunigungswiderstand für das betrachtete Fahrzeug $W_B = 240 \text{ kN}$. Das ließe sich beim LINT 54 mit sechs angetriebenen Achsen (Achslast ca. 16 t) bei trockenen Schienen ($\mu \approx 0,3$) als Anfahrbeschleunigung gerade noch erreichen (siehe Kap. 3). Das Fahrzeug benötigt auf einer Steigung $s = 10\%$ bei



Abb. 2.8 Zweiteiliger Dieseltriebswagen LINT 54 (Baureihe 622)

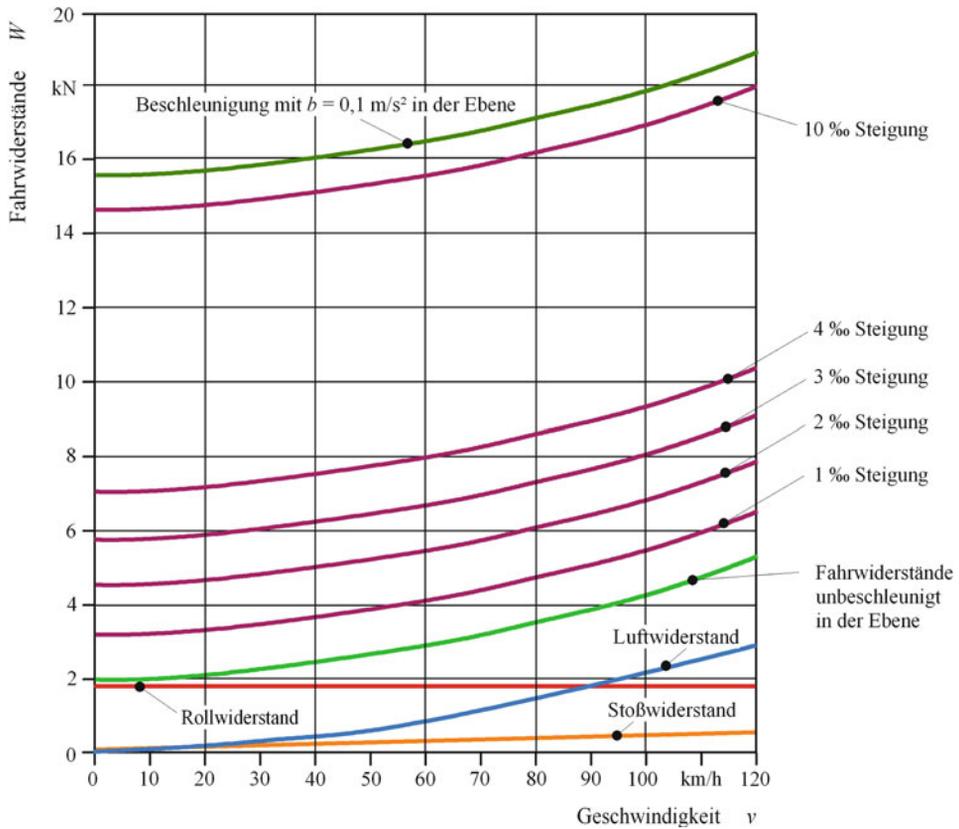


Abb. 2.9 Fahrwiderstandslinien für den zweiteiligen Dieseltriebzug LINT 54

Höchstgeschwindigkeit $v_{\max} = 120 \text{ km/h}$ eine Radleistung von ca. 583 kW ($P_R = W \cdot v$). Die installierte Antriebsleistung beträgt jedoch dreimal 335 kW (drei Antriebsanlagen), um hohe Beschleunigungen zu erreichen.

Aufgabe 2.1

- Zu berechnen ist der Laufwiderstand eines Güterzuges aus einer Ellok Baureihe 151 und 60 zweiachsigen Schiebewagen. Der Zug soll mit 80 km/h konstanter Geschwindigkeit fahren. Es herrscht kein Wind.
- Ermitteln Sie die notwendige Leistung und den Energieverbrauch für eine Strecke von 80 km .
- Welche Energie wäre notwendig, wenn man die gleiche Nutzlast mit Lkw transportieren wollte?

Gegeben: Masse Lok: 120 t ; Gesamtmasse je Wagen: 40 t , davon Nutzlast 25 t
 Masse Lkw: 40 t , davon Nutzlast 25 t ; Rollwiderstandsbeiwert $f_R = 0,01$;
 $c_W \cdot A = 9 \text{ m}^2$;

Ergebnis

Der Laufwiderstand in der Ebene beträgt für den Güterzug (mit Luftwiderstand nach Hannoverscher Formel $W_{\text{Luft}} \approx 21,24 \text{ kN}$): $W_{\text{L,Ebene}} \approx 102 \text{ kN}$. Die Radleistung dafür beträgt $P_R \approx 2270 \text{ kW}$, der Energieverbrauch bei 1 h Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit: $E_{\text{Zug}} \approx 2270 \text{ kWh}$.

Um dieselbe Nettolast per Lkw zu transportieren, sind 60 Lkw mit Anhänger notwendig. Pro Lkw mit Anhänger beträgt der Fahrwiderstand $W_{\text{Lkw}} \approx 6,8 \text{ kN}$, die Leistung $P_{\text{Lkw}} \approx 151 \text{ kW}$ und der Energieverbrauch $E_{\text{Lkw}} \approx 151 \text{ kWh}$. 60 Lkw benötigen also $E_{\text{ges}} \approx 9060 \text{ kWh}$.

Das Verhältnis der Energieverbräuche beträgt also $E_{\text{Lkw}} / E_{\text{Zug}} \approx 4$. Um 1500 t Last bei der gleichen Geschwindigkeit zu transportieren, ist in diesem Beispiel der Energieverbrauch auf der Straße etwa viermal so hoch wie auf der Schiene.

Aufgabe 2.2

Ermitteln Sie den Luftwiderstand des Zuges aus Beispiel 2.1 für $v = 80 \text{ km/h}$ nach

- Hannoverscher Formel
- Synthetischer Formel

Gegeben: Lok BR 151: Länge über Puffer (LüP) 19.490 mm ; Kastenlänge 18.200 mm ,
 Breite 3129 mm , Höhe 3570 mm
 Wagen: LüP 14.020 mm ; Kastenlänge 12.780 mm ; Breite 2676 mm , Höhe
 2290 mm

Ergebnis

Nach Hannoverscher Formel beträgt der Luftwiderstand des Zuges $W_{\text{Luft}} \approx 21,24 \text{ kN}$ (siehe Aufg. 2.1). Nach Synthetischer Formel ergeben sich: $W_a \approx 2,4 \text{ kN}$; $W_b \approx 11,55 \text{ kN}$ (mit $A_2 \approx 7860 \text{ m}^2$; $Re = 6,54 \cdot 10^8$; $c_3 \approx 0,00166$), mithin $W_{\text{Luft}} \approx 13,95 \text{ kN}$.

Die Hannoversche Formel liefert einen um ca. 50 % größeren Wert als die synthetische Formel. Der Grund liegt wahrscheinlich darin, dass die Hannoversche Formel für Güterzüge die entsprechenden experimentell gefundenen Luftwiderstandsbeiwerte berücksichtigt, während die Synthetische Formel für Hochgeschwindigkeitszüge mit glatterer Fahrzeugoberfläche aus der Strömungstheorie hergeleitet wurde. In diesem Fall liefert die Hannoversche Formel den wahrscheinlich realistischeren Wert.

Nachdem wir uns in Kap. 2 mit den Fahrwiderständen beschäftigt haben, ist jetzt zu klären, welche Antriebsmaschinen in der Lage sind, Zugkräfte am Rad bereitzustellen, damit eine Fortbewegung des Fahrzeugs möglich ist.

Abb. 3.1 zeigt die Fahrwiderstandslinien über der Fahrgeschwindigkeit (grün: unbeschleunigte Fahrt in der Ebene; violett: Steigungsfahrt bzw. Fahrt mit konstanter Beschleunigung). In dieses Diagramm sind rot Grenzlinien des Fahrzeugantriebs eingezeichnet: Weil die Antriebsmomente an den Rädern bei Landfahrzeugen üblicherweise über den Kraftschluss zwischen Rad und Fahrbahn (Ausnahme: Zahnradbahnen) übertragen werden, bestimmen die Radlasten auf den Antriebsrädern und der Kraftschlussbeiwert die Kraftschlussgrenze (waagrecht oben in Abb. 3.1 eingezeichnet):

$$Z_{\max} = \mu \cdot F_R \quad (3.1)$$

mit:

- Z_{\max} : max. Zugkraft,
- μ : Kraftschlussbeiwert zwischen Rad und Schiene,
- F_R : Radlasten auf den Antriebsrädern.

Weil Fahrzeuge in Breite, Länge und Höhe sowie im Gewicht eingeschränkt sind, ist die installierbare Antriebsleistung ebenfalls nicht beliebig¹. Da in Abb. 3.1 die Zugkräfte aufgetragen sind, gilt $Z = P/v$ (Zugkraft gleich Leistung durch Fahrgeschwindigkeit). Nimmt man an, dass die Antriebsanlage über einen größeren Bereich der Fahrgeschwindigkeit ihre Maximalleistung abgeben kann, ergibt sich als weitere Grenze die eingezeichnete Hyperbel rechts („Leistungsgrenze“). Schließlich erreicht jede Antriebsmaschine eine bestimmte Höchstdrehzahl. Dies ergibt die senkrechte rote Linie ganz rechts.

¹ Bei Diesellokomotiven in Europa liegt die Grenze z. B. bei etwa 4000 kW Motorleistung aufgrund des Fahrzeugumgrenzungsprofils und der zulässigen Radsatzlasten.

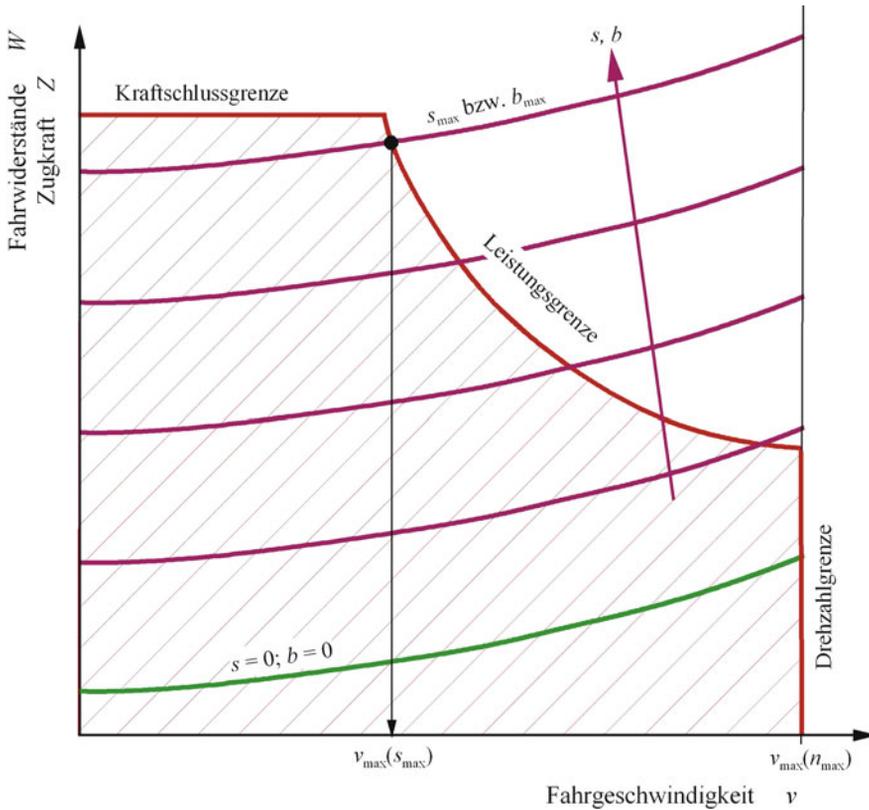
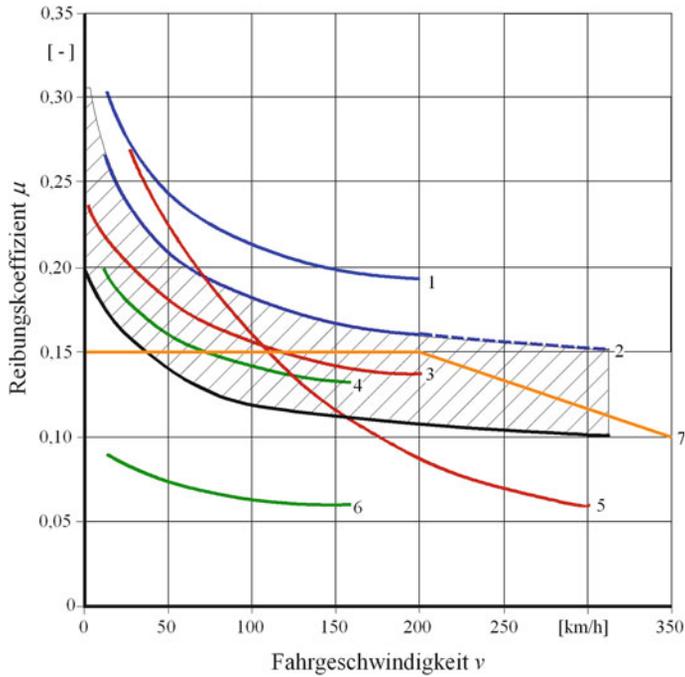


Abb. 3.1 Bedarfskennfeld eines Landfahrzeugs

Alle Fahrzustände innerhalb des rot schraffierten Bereichs können damit erreicht werden. Das bedeutet aber auch, dass z. B. die maximale Steigung (obere violette Parabel) nicht mit v_{\max} bei maximaler Drehzahl n_{\max} befahren werden kann, da für den Schnittpunkt mit der roten Hyperbel gilt: $W(s_{\max}) = Z_{\max}(v)$. Das in Abb. 3.1 rot schraffierte „Wunsch“-Kennfeld der Antriebsmaschine eines Landfahrzeugs wird auch als „Ideales Lieferkennfeld“ bezeichnet [41].

In Abb. 3.2 wird die Kraftschlussgrenze näher untersucht. Die dort eingetragenen Verläufe des Haftbeiwertes zwischen Rad und Schiene in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit stammen aus Versuchen. Üblicherweise rechnet man mit den Werten im schraffierten Bereich; Formeln sind in Abb. 3.2 angegeben.

Wie man aus Abb. 3.1 erkennt, bestimmt die Kraftschlussgrenze die Zugkraft von Schienenfahrzeugen nur im unteren Geschwindigkeitsbereich; bei höheren Geschwindigkeiten ist die installierte Leistung die Grenze und der Kraftschlussbeiwert wird nicht mehr ausgenutzt. Um die Zugkräfte beim Anfahren (und die Bremskräfte beim Bremsen) zu erhöhen, ist „Sanden“ üblich. Triebfahrzeuge sind dazu mit Sandstreu-Einrichtungen aus-



1 Curtius-Kniffler für trocken, gesandet: $\mu = 0,161 \cdot \frac{7,5}{v+44}$

2 Curtius-Kniffler für nass, gesandet: $\mu = 0,24 \cdot \frac{8+0,1 \cdot v}{8+0,2 \cdot v}$

3 SNCF*) für Schleuderschutz ohne Sanden $\mu = 0,13 \cdot \frac{7,5}{v+44}$

4 DB für nass, sauber

5 Minimal-Messwerte SNCF

6 DB für schmierig, Laubfall (niedrigste gemessene Werte)

7 Ausnutzbar für Hochgeschwindigkeitszüge nach [Schi14]

//// für Berechnungen infrage kommend

*) SNCF: Société Nationale des Chemins de Fer Francais
(Französische Staatsbahn)

Abb. 3.2 Haftreibungskurven für Rad/Schiene-System. (Nach Lehmann [38] und Schindler [51]; Curtius, E. W.; Kniffler, A.: Neue Erkenntnisse über die Haftung zwischen Rad und Schiene. Elektrische Bahnen 21(1950)H. 9, S. 201–210)

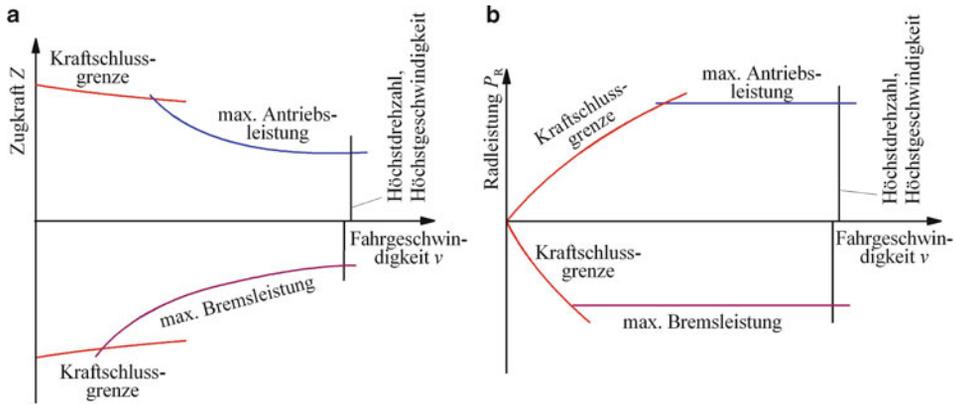


Abb. 3.3 Ideale Lieferkennung. **a** Zugkraft bzw. Bremskraft über Fahrgeschwindigkeit, **b** Radleistung über Fahrgeschwindigkeit. (Nach [41])

gerüstet. Feinkörniger, trockener Sand wird über Rohre direkt vor die Antriebsräder auf die Schienen gestreut und erhöht den Haftreibungswert.

Abb. 3.3 zeigt die ideale Lieferkennung in Zugkraft- und in Leistungsdarstellung. Die Kraftschlussgrenze ist entsprechend Abb. 3.2 keine Gerade mehr, sondern fällt mit wachsender Fahrgeschwindigkeit ab. Ergänzt wurde die Darstellung um die idealen Bremskennlinien: Zur Schonung der Reibungsbremsen im Fahrzeug ist eine Bremsung über die Antriebsanlage wünschenswert. Die meisten Antriebsmaschinen erzeugen im Schubbetrieb ein Bremsmoment und damit eine Bremsleistung.

Entsprechend Abb. 3.4 ergibt sich für die Leistungen:

$$\text{Leistung an den Antriebsrädern: } P_R = \eta_K \cdot P_M, \quad (3.2)$$

$$\text{Verlustleistung: } P_V = (1 - \eta_K) \cdot P_M \quad (3.3)$$

mit

P_M : Motorleistung,

η_K : Wirkungsgrad des Kennungswandlers.

Wir werden jetzt untersuchen, welche Antriebsmaschinen ein dem idealen Lieferkennungsfeld entsprechendes Kennfeld besitzen. Da das nicht bei allen bekannten Antriebsmaschinen der Fall ist, besteht die Aufgabe auch darin, das Kennfeld der Antriebsmaschine über einen so genannten Kennungswandler an das ideale Lieferkennungsfeld anzupassen [41], Abb. 3.4.

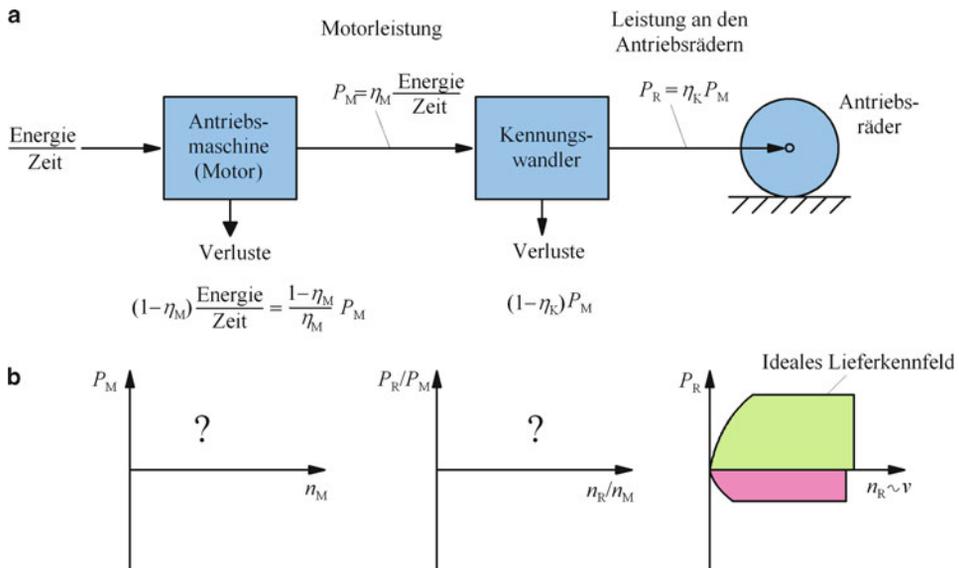


Abb. 3.4 **a** Blockschaltbild der Antriebsanlage, **b** Suche nach Motor- und Wandlerkennfeldern, um das ideale Lieferkennfeld zu erhalten. (Nach [41])

3.1 Dampfmaschine

Seit dem Betrieb der ersten Eisenbahnlagen im 19. Jahrhundert bis weit in das 20. Jahrhundert hinein war die Dampfmaschine ein gebräuchlicher Antrieb für Schienenfahrzeuge². Abb. 3.5 zeigt das Lieferkennfeld einer Dreizylinder-Dampflokomotive der Baureihe 011³ (die Lok ist in Abb. 3.6 dargestellt).

Im linken Diagramm ist anstelle der Zugkraft das auf das Drehmoment bei maximaler Leistung bezogene Drehmoment $M/M(P_{\max})$ aufgetragen; Zugkraft und Drehmoment sind aber proportional. Auf der waagerechten Achse ist die Drehzahl bezogen auf die Drehzahl bei maximaler Leistung aufgetragen. Man erkennt, dass beide Diagramme der idealen Lieferkennung nahekommen, da die Dampfmaschine eine Antriebsmaschine (fast) konstanter Leistung ist (solange der Dampfkessel ausreichend Dampf liefert). Deswegen benötigen Dampfloks keinen Kennungswandler, also kein Getriebe. Dass sie trotzdem nicht mehr eingesetzt werden, hängt mit ihrer mangelnden Wirtschaftlichkeit zusammen: Sie erfordern hohen Wartungsaufwand, benötigen zwei Mann Personal (Triebfahrzeugfüh-

² Bei der Deutschen Bundesbahn endete der Dampfbetrieb im Jahre 1977; in China und Südafrika wurden Dampfloks noch bis zur Jahrtausendwende eingesetzt. Innerhalb der EU sind Dampflokmotiven heute nur noch bei Touristik- und Museumsbahnen anzutreffen.

³ Die Baureihe 011 war eine kohlegefeuerte Dreizylinder-Schnellzugdampflok mit $v_{\max} = 140$ km/h und einer Leistung von ca. 1500 kW. Die als Lokdenkmal am Braunschweiger Hauptbahnhof aufgestellte Lok der Baureihe 012 ist deren ölgefeuerte Variante.

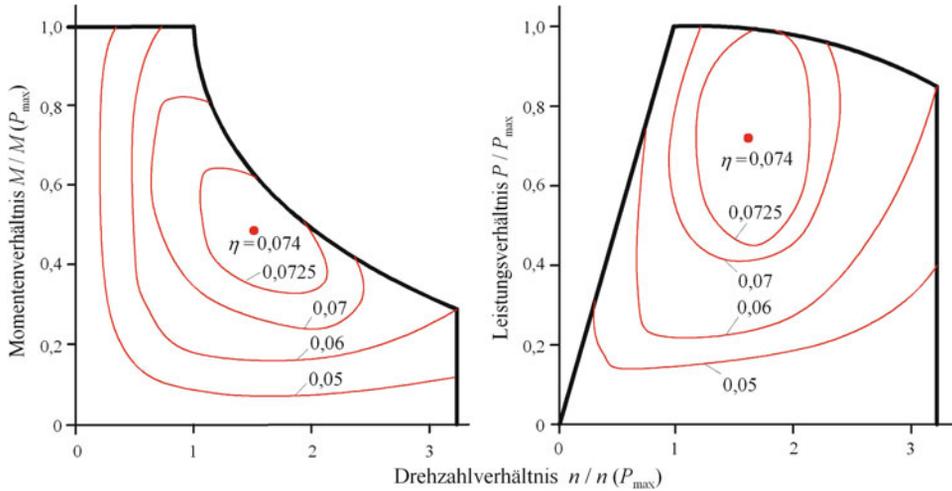


Abb. 3.5 Kennfelder der Dreizylinder-Schnellzugdampflok Baureihe 011 der DB. (Nach Unterlagen des Bundesbahn-Zentralamtes Minden)

rer und Heizer) und haben einen begrenzten Fahrbereich, da sie Brennstoff und vor allem Wasser⁴ nachfassen müssen. Wie man anhand der roten Linien in Abb. 3.5 erkennt, haben sie obendrein einen schlechten Wirkungsgrad, der im Bestpunkt hier bei 7,4 % liegt. Die in Abb. 3.4 eingezeichneten roten Linien konstanten Wirkungsgrades werden aufgrund ihrer Form „Muschelkurven“ genannt. Sie sind bei allen Antriebsmaschinen in ähnlicher Form zu finden.

Aus Abb. 3.5 entnimmt man auch, dass der Wirkungsgrad im Teillastbereich sehr schlecht ist (<5 %). Beim Rangieren werden Lokomotiven überwiegend im Teillastbereich betrieben. Darum wurden Rangier-Dampflokomotiven bereits vor langer Zeit ausgemustert. Bei ihnen kommt noch hinzu, dass aufgrund der Kessel-Wärmeverluste auch im Stillstand Energie verbraucht wird. Schließlich ist auch die in Dampflokomotiven installierbare Leistung bei den westeuropäischen Fahrzeugabmessungen auf rund 1800 kW begrenzt. Dies reicht für schwere Züge und hohe Geschwindigkeiten heute nicht mehr aus.

Im idealen Lieferkennfeld nach Abb. 3.2 wird auch ein Bremskennfeld gefordert. Dampfloks z. B. für Bergstrecken wurden dazu mit der so genannten RIGGENBACH⁵-Gegendruckbremse ausgerüstet. Damit konnte die Dampfmaschine im Bremsbetrieb als Kompressor arbeiten: Luft wurde angesaugt, verdichtet und über eine Drossel ausgesto-

⁴ Die Tender von Dampflokomotiven werden von Laien oft fälschlicherweise als „Kohlenwagen“ bezeichnet. Der Tender der in Abb. 3.6 gezeigten Lokomotive fasst z. B. 10 t Kohle und 38 m³ ($\hat{=}$ 38 t) Wasser, ist also weniger ein Kohlen- denn ein Wasserwagen. Wasser muss während einer längeren Fahrt je nach Anstrengung der Lok mehrfach nachgefasst werden. Der Kohlenvorrat wird meist erst am Endbahnhof ergänzt.

⁵ Nikolaus Riggenschach (1817–1899), Schweizer Ingenieur und Erfinder der Zahnradbahn.



Abb. 3.6 Dreizylinder-Schnellzugdampflok Baureihe 011 (August 1972)

ßen. So war das in Abb. 3.7 rot gekennzeichnete Bremskennfeld möglich, das allerdings nur teilweise dem idealen Kennfeld entspricht, da z. B. das Bremsmoment mit abnehmender Drehzahl kleiner wird und für die Drehzahl $n=0$ ebenfalls null ist. Mit der Gegendruckbremse kann also nicht bis zum Stillstand abgebremst werden, sondern es ist zusätzlich eine Reibungsbremse erforderlich. Bei Gefällefahrten kann die RIGGENBACH-Gegendruckbremse aber als Dauerbremse für die Beharrungsbremse⁶ eingesetzt werden. Dadurch wird der Verschleiß der Reibungsbremse erheblich vermindert. Zur Kühlung der sich durch die Luftkompression erhaltenden Dampfzylinder kann in diese Speisewasser aus dem Tendervorrat eingespritzt werden. Die RIGGENBACH-Gegendruckbremse wird heute noch bei dampfbetriebenen Zahnradbahnen verwendet.

Die Kennung der Dampfmaschine entspricht zwar weitgehend der idealen Kennung. Die Dampflokomotive benötigt aber lediglich deswegen kein Getriebe, weil auf Eisenbahnstrecken nur geringe Steigungen vorkommen und die geforderten Beschleunigungswerte mit Rücksicht auf stehende Passagiere und Speisewagengäste niedrig sind. Ein Dampffahrzeug im Straßenverkehr würde dagegen ein Mehrganggetriebe benötigen, um einerseits Rampen mit größerer Steigung (z. B. im Parkhaus) befahren zu können, hohe Beschleunigungen zu ermöglichen und andererseits Autobahngeschwindigkeit zu erreichen.

⁶ Beharrungsbremse: Bremsung, um im Gefälle die Geschwindigkeit konstant zu halten.

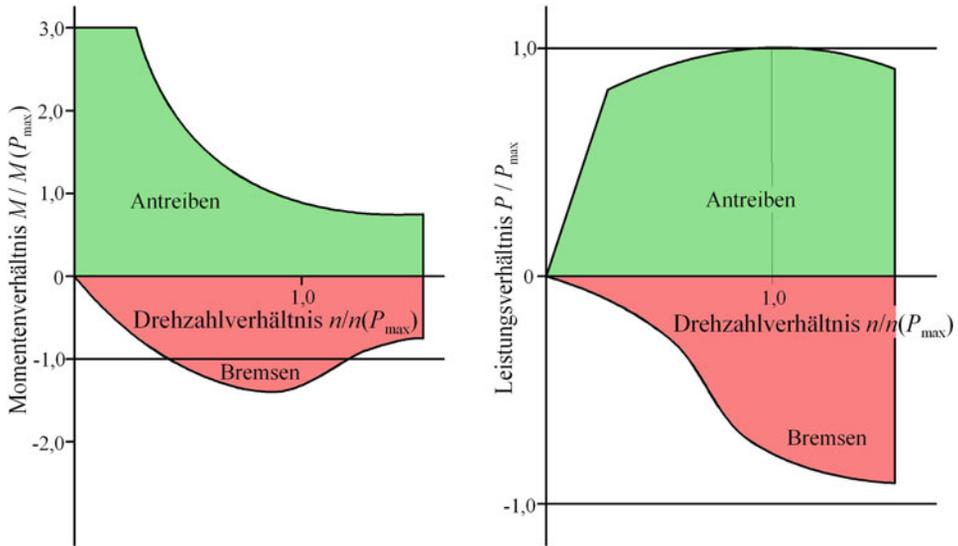


Abb. 3.7 Kennfeld der Dreizylinder-Güterzugdampflok mit RIGGENBACH-Gegendruckbremse Baureihe 044. (Nach Unterlagen des Bundesbahn-Zentralamtes Minden)

3.2 Elektromotor

Der Elektromotor als Bahnantrieb kann nicht ohne das Energieversorgungssystem betrachtet werden, da bei elektrischen Schienenfahrzeugen die Energiequelle nicht als Batterie mitgeführt wird, sondern die Stromzuführung über Fahrleitung oder Stromschiene erfolgt. Die Deutsche Bundesbahn hatte bis in die achtziger Jahre des 20. Jahrhunderts Akkutriebwagen im Einsatz, die aber letztlich wegen der hohen Batterie-Wartungskosten ausgemustert wurden. Eine erneute Beschaffung rein über Akkumulatoren gespeister Triebfahrzeuge ist in absehbarer Zeit nicht zu erwarten. Bei Batterie-elektrischen Fahrzeugen, auch im Straßenverkehr, müssen die Verluste in Ladegerät und Batterie von ca. 30 % berücksichtigt werden. Bei Speisung des Fahrzeugs durch Oberleitung oder Stromschiene entfallen diese Verluste.

Im Jahre 1866 entdeckte WERNER VON SIEMENS⁷ das elektrodynamische Prinzip, das den Bau des Elektromotors ermöglichte. Schon 1879 zeigte SIEMENS auf der Berliner Gewerbeausstellung die erste elektrische Lokomotive (Abb. 3.8). Die Stromzuführung erfolgte über eine mittlere Schiene, die Rückleitung über die beiden Fahrschienen. 1881 wurde die erste elektrische Straßenbahn in Berlin eröffnet; 1882 lieferte die Firma Siemens & Halske die erste elektrische Grubenlokomotive, deren Stromzuführung bereits über Fahrleitung erfolgte.

⁷ Werner (von) Siemens (1816–1892), deutscher Ingenieur-Offizier, Erfinder und Unternehmer.



Abb. 3.8 Erste elektrische Lokomotive auf der Berliner Gewerbeausstellung 1879. (Siemens-Archiv)

Die erste elektrische Fernbahn verkehrte 1895 in den USA mit Gleichspannung 650 Volt. Da Gleichstrom nicht transformiert werden kann, erfordern Fernbahnen entweder zahlreiche Unterwerke zur Energieeinspeisung oder einen großen Fahrleitungsquerschnitt, um den Spannungsabfall durch den elektrischen Widerstand der Fahrleitung zu begrenzen. Nach dem OHM'schen Gesetz ist der Spannungsabfall $U_A = R \cdot I$. Da die übertragene Leistung $P_{el} = U \cdot I$ bei gegebener Netzspannung von der Stromstärke I abhängt, bestimmt der Leitungswiderstand R den Spannungsabfall.

Deshalb wurden in Deutschland auch Versuche mit Wechselstrom und Drehstrom durchgeführt. Hier ist eine hohe Spannung in der Fahrleitung möglich, die bei gleicher Leistung durch geringere Ströme den Spannungsabfall gering hält. Auf den Triebfahrzeugen wird durch einen Transformator die Spannung auf einen für die Fahrmotoren günstigen Wert herabgesetzt. Die Drehstromzuführung erfordert allerdings eine mehrpolige Fahrleitung, Abb. 3.9. Der dargestellte Schnelltriebwagen erreichte im Jahre 1903 bereits eine Höchstgeschwindigkeit von 210 km/h [11].

Schließlich konnte sich in Deutschland die Wechselstrom-Elektrifizierung mit 15 kV Spannung und einer Frequenz von $16 \frac{2}{3}$ Hz (heute 16,67 Hz) durchsetzen. Einphasenwechselstrom lässt sich auf dem Triebfahrzeug transformieren und benötigt nur eine einpolige Fahrleitung. Die Frequenz von $16 \frac{2}{3}$ Hz ist ein Kompromiss zwischen der üblichen Netzfrequenz von 50 Hz und Gleichstrom. Hintergrund ist das bei Wechselstrom auftre-

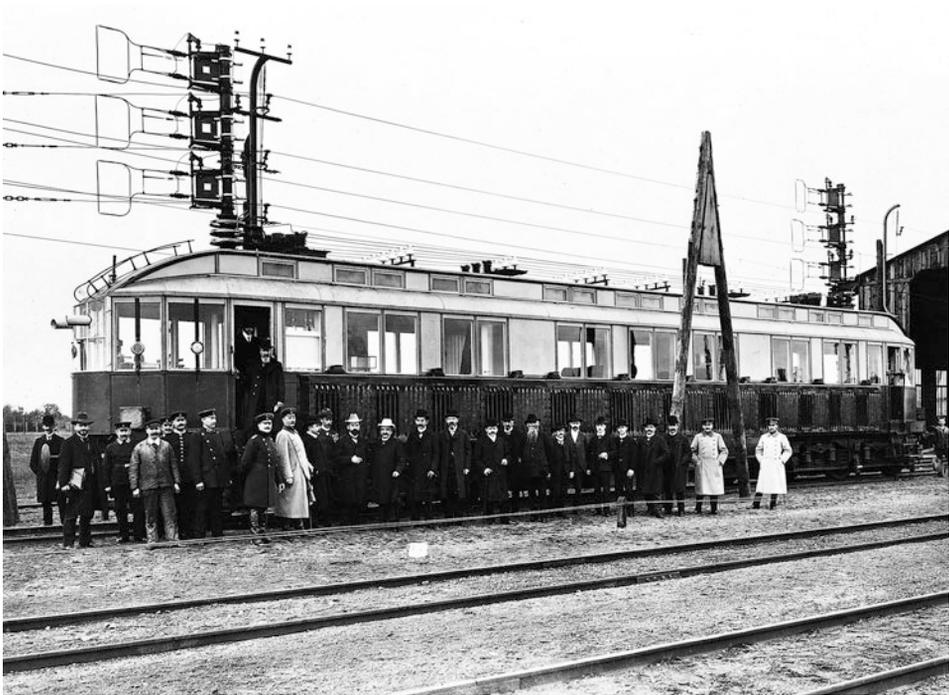


Abb. 3.9 Elektrischer Schnelltriebwagen für Drehstrom 1903. (Siemens-Archiv)

tende „Bürstenfeuer“ am Kommutator des Motors, das hohen Verschleiß hervorruft. Mit niedriger Frequenz kann es begrenzt werden. Andererseits wird mit abnehmender Frequenz der Transformator schwerer, da das Eisengewicht etwa umgekehrt proportional der Frequenz ist. Die Frequenz des Bahnstroms mit $16\frac{2}{3}$ Hz ist ein Drittel der Frequenz von 50 Hz. Damit kann im Kraftwerk bei derselben Turbinendrehzahl wie für Netzstrom ein Generator dreifacher Polteilung für Bahnstrom betrieben werden. Heute ist zwar die Frequenzumrichtung mittels Halbleiterschaltungen kein technisches Problem mehr, aber die Grundlagen der heutigen Bahnstromversorgung wurden bereits Anfang des 20. Jahrhunderts geschaffen.

Aufgrund der notwendigen Isolation in den Motoren lag die Motorspannung meist bei maximal 1500 V. Bei Gleichstromversorgung ist also die Fahrleitungsspannung auf diesen Wert begrenzt, wenn die Motoren direkt gespeist werden; bei Hintereinanderschaltung zweier Motoren sind auch 3000 V möglich. Für Straßenbahnen liegt heute die Fahrleitungsspannung zwischen 500 und 750 V Gleichspannung; U-Bahnen und einige S-Bahnen werden zum Teil auch mit 800, 1200 bzw. 1500 V Gleichspannung betrieben.

Abb. 3.10 zeigt eine Europakarte mit den verwendeten Stromsystemen bei den Fernbahnen. In Norwegen, Schweden, Deutschland, Österreich und der Schweiz wird das Einphasen-Wechselstromsystem mit 15 kV Spannung und einer Frequenz von 16,67 Hz

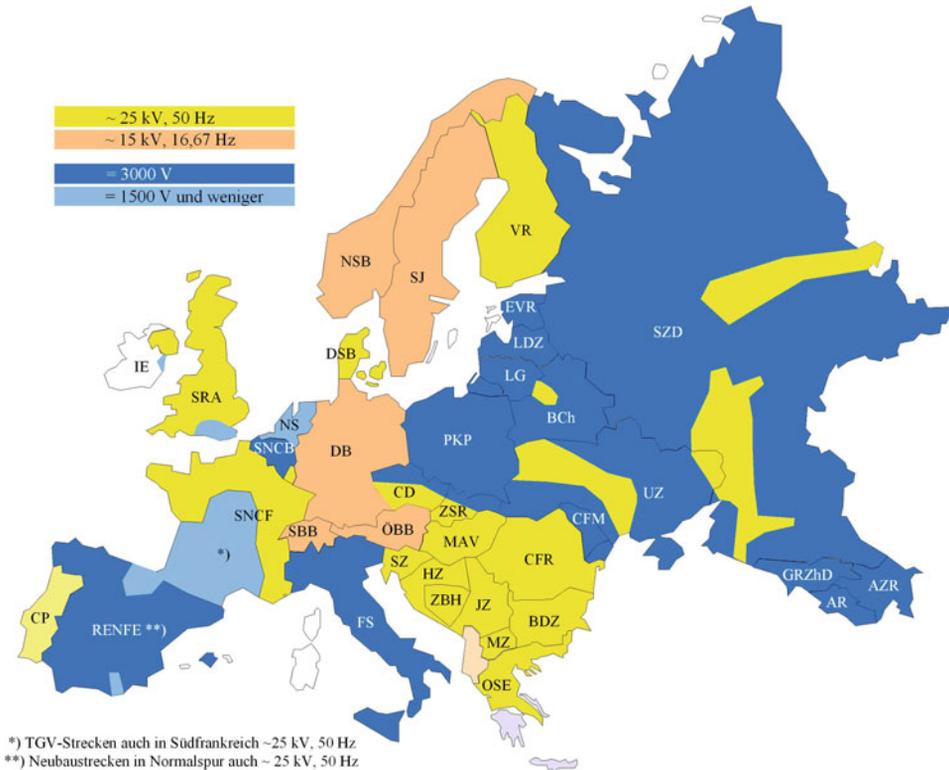


Abb. 3.10 Stromsysteme der Fernbahnen in Europa

angewendet. In Südfrankreich und den Niederlanden wird Gleichstrom 1500 V verwendet, in Spanien, Italien, Belgien und in vielen Ländern Osteuropas 3000 V, in Südengland 800 V. In diesen Ländern wurde relativ früh mit der Elektrifizierung begonnen. Länder, die erst nach dem 2. Weltkrieg ihre Eisenbahnstrecken elektrifizierten, konnten aufgrund der Weiterentwicklung Einphasen-Wechselstrom mit 25 kV und 50 Hz einsetzen⁸ und so ein eigenes Versorgungsnetz vermeiden. In den USA werden einigen Strecken auch mit Einphasen-Wechselstrom 25 Hz betrieben.

⁸ Die Rübelandbahn im Harz (Blankenburg – Elbingerode) ist ebenfalls mit 25 kV, 50 Hz elektrifiziert. Auf dieser Gebirgsbahn wird ein erheblicher Güterverkehr abgewickelt; zur Rationalisierung wurde die Strecke ab 1965 von der Deutschen Reichsbahn elektrisch betrieben. Da es sich um einen Inselbetrieb ohne Verbindung zum übrigen elektrifizierten Bahnnetz handelt, wurde das abweichende Stromsystem gewählt, um eine lange Bahnstrom-Speiseleitung zu vermeiden.

3.2.1 Gleichstrommotor

Während vor 30 Jahren fast jeder Übergang von einem Stromsystem zum anderen einen Wechsel des Triebfahrzeugs erforderte, sind heute aufgrund der Halbleitertechnik und des Drehstrommotors Universallokomotiven denkbar und teilweise auch ausgeführt, s. Abschn. 3.2.3 Zunächst wollen wir jedoch den klassischen Gleichstrom-Bahnmotor betrachten. Für einen Straßenbahnmotor sind in Abb. 3.11 die Kennlinien dargestellt.

Im Antriebskennfeld werden bei diesem Motor drei Kennlinienverläufe unterschieden:

- die Anfahrleistung (P_{Anfahr}) und das dazugehörige Anfahrmoment,
- die Stundenleistung ($P_{1\text{h}}$) und das Stundenmoment und
- die Dauerleistung (P_{Dauer}) mit dem Dauermoment.

Für Bahnmotoren werden häufig diese drei Leistungen unterschieden, die über unterschiedliche Zeitdauern abgegeben werden können. Da jede Elektromaschine einen elektrischen Widerstand besitzt, erwärmt sie sich bei Leistungsaufnahme bzw. -abgabe. Der Temperaturanstieg im Motor muss begrenzt werden, damit die Isolation der Wicklungen nicht beschädigt wird oder sich die Anschlüsse am Kommutator entlöten. Straßenbahnmotoren sind meist selbstbelüftete Motoren, d. h. die Kühlluftzuführung erfolgt über ein auf der Motorwelle befestigtes Ventilatorrad (vergleichbar mit der Kühlung einer elektrischen Handbohrmaschine). Damit ist die Kühlleistung von der Motordrehzahl abhängig. Elektromotoren für Vollbahnfahrzeuge sind meist fremdgekühlt, d. h. sie werden von Lüftern mit Kühlluft versorgt, die unabhängig vom Fahrmotor angetrieben werden. Bei hoch belasteten Motoren gibt es auch Flüssigkeitskühlung.

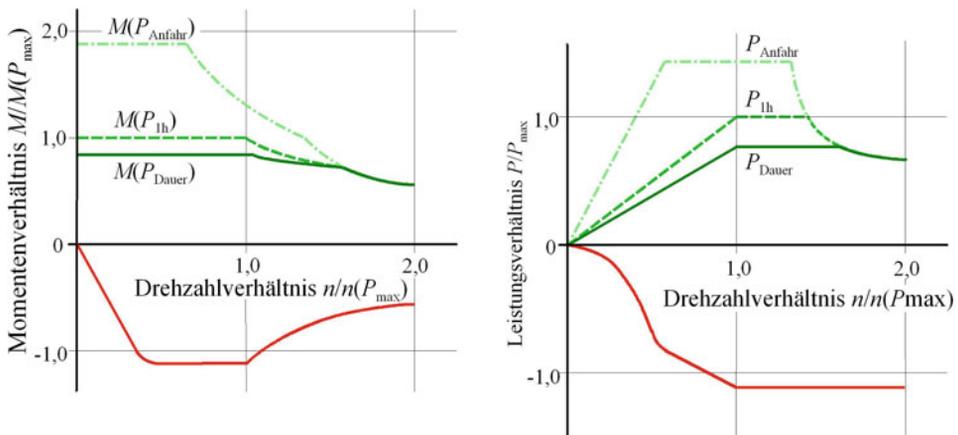


Abb. 3.11 Momenten- und Leistungskennlinien eines Gleichstrommotors mit Widerstandsbremse für Straßenbahnen. (Nach Siemens-Firmenunterlagen)

Muss also der selbstbelüftete Motor nach Abb. 3.11 beim Anfahren ein hohes Moment bei niedriger Drehzahl abgeben, erwärmt er sich stark und braucht anschließend Zeit zum Abkühlen. Daher kann die Anfahrleistung nur kurzzeitig aufgebracht werden, je nach Anwendungsfall meist 5 oder 10 Minuten. Über eine Stunde wäre der Motor in der Lage, die etwas über der Dauerleistung liegende Stundenleistung abzugeben, z. B. zum Befahren längerer Steigungsstrecken. Unbegrenzte Zeit sind die Dauerleistung und das entsprechende Moment verfügbar. Insgesamt erkennt man, dass auch die Kennlinien des Elektromotors weitgehend der idealen Kennlinie entsprechen. Elektrische Triebfahrzeuge benötigen daher nur eine feste Übersetzung zwischen Motor und Radsatz; weitere Kennungswandler sind nicht erforderlich.

Die Bremskennlinie entspricht nicht völlig der idealen Kennlinie, da das Bremsmoment mit abnehmender Drehzahl gegen null geht. Bei der Bremsung wird der Motor als Generator betrieben und setzt die kinetische Energie des Fahrzeugs um. Die erzeugte elektrische Energie wird in Widerständen in Wärme umgewandelt. Straßenbahntriebwagen besitzen dazu Bremswiderstände auf dem Dach. Im Winter kann auf Heizwiderstände im Wageninneren umgeschaltet werden. Sind netzseitig die entsprechenden Voraussetzungen vorhanden, kann die Bremsenergie auch ins Netz zurück gespeist werden.

Die Steuerung von Gleichstrommotoren bei Speisung aus einer Gleichstrom-Fahrleitung oder -Stromschiene geschieht entweder über Vorschaltwiderstände oder einen Gleichstromsteller, Abb. 3.12. Bei älteren Gleichstromfahrzeugen werden mit Hilfe des Fahr Schalters dem Motor Widerstände vorgeschaltet, so dass der Motor über den Spannungsabfall am Vorschaltwiderstand nur mit einer geringeren als der Speisespannung U_L betrieben wird. An den Vorschaltwiderständen wird allerdings ein Teil der zugeführten

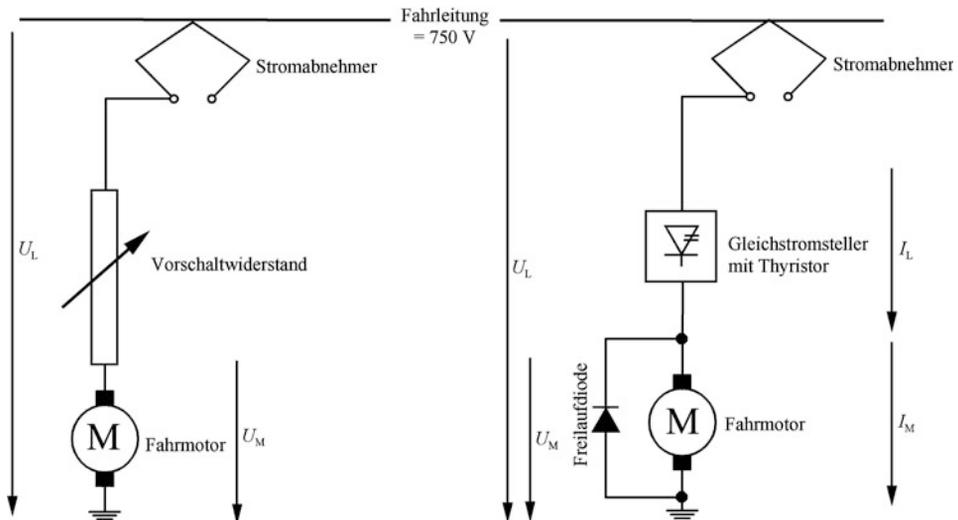


Abb. 3.12 Steuerung von Gleichstrommotoren am Gleichstromnetz. (Nach [17])

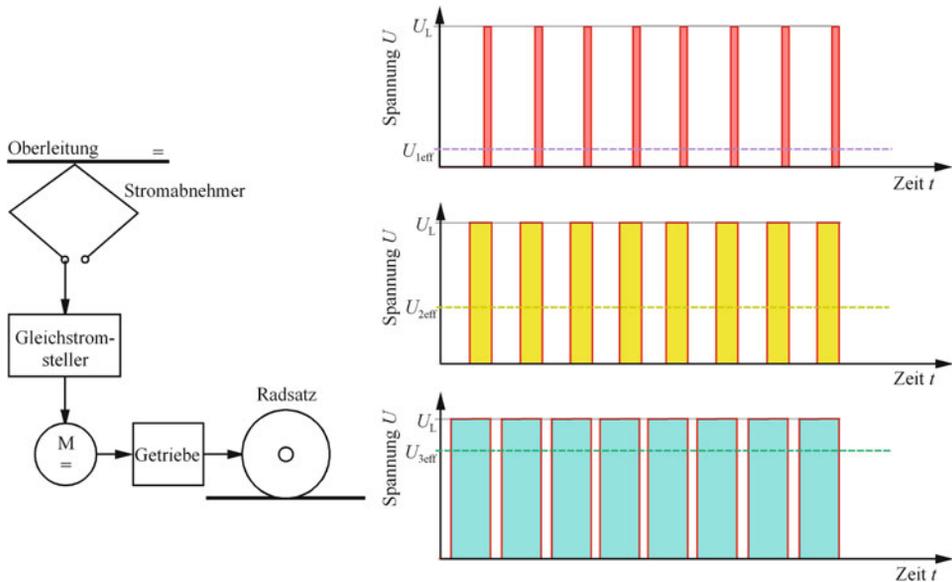


Abb. 3.13 Verlauf der Spannung beim Gleichstromsteller (Pulsweitensteuerung). (Nach [17])

Leistung in Wärme umgewandelt. Eine Art „Gleichstromtransformator“ [17] stellt der Gleichstromsteller dar. Er sperrt bzw. gibt den Stromdurchgang in kurzen Intervallen frei, wirkt also wie ein schneller Schalter. Den Spannungsverlauf bei unterschiedlicher Taktung des Gleichstromstellers zeigt Abb. 3.13.

3.2.2 Einphasen-Wechselstrommotor

Als nächstes befassen wir uns jetzt mit dem Einphasen-Wechselstrommotor. Lokomotiven und Triebwagen mit Wechselstrommotoren sind bei der DB noch im Einsatz; die zuletzt beschaffte Baureihe war ab 1979 die BR 111. Danach setzte sich in Deutschland generell der Drehstrom-Asynchronmotor als Antrieb in Schienenfahrzeugen durch, weil der Frequenzumrichter serienreif war. In Frankreich z. B. spielt auch der Synchronmotor als Bahnantrieb eine Rolle.

Abb. 3.14 zeigt das Kennfeld der Elektro-Güterzuglokomotive Baureihe 194 der DB. Diese Lokomotivbaureihe wird zwar nur noch in wenigen Exemplaren eingesetzt, aber das veröffentlichte Kennfeld beinhaltet als eines der wenigen die bereits erwähnten Muschelkurven gleichen Wirkungsgrads. Die Lokomotive mit Achsanordnung Co'Co' besitzt sechs Wechselstromfahrmotoren. Der Wirkungsgrad der Lokomotive ab Fahrdraht beträgt zwischen 77,7 % im „Bestpunkt“ und 70 % im Teillastbereich – der Elektroantrieb ist damit deutlich besser als die Dampfmaschine, wobei der Wirkungsgrad im Teillastbereich nur wenig abfällt. Obwohl Wechselstrommotoren der betrachteten Leistungsklasse (Stundenleistung je

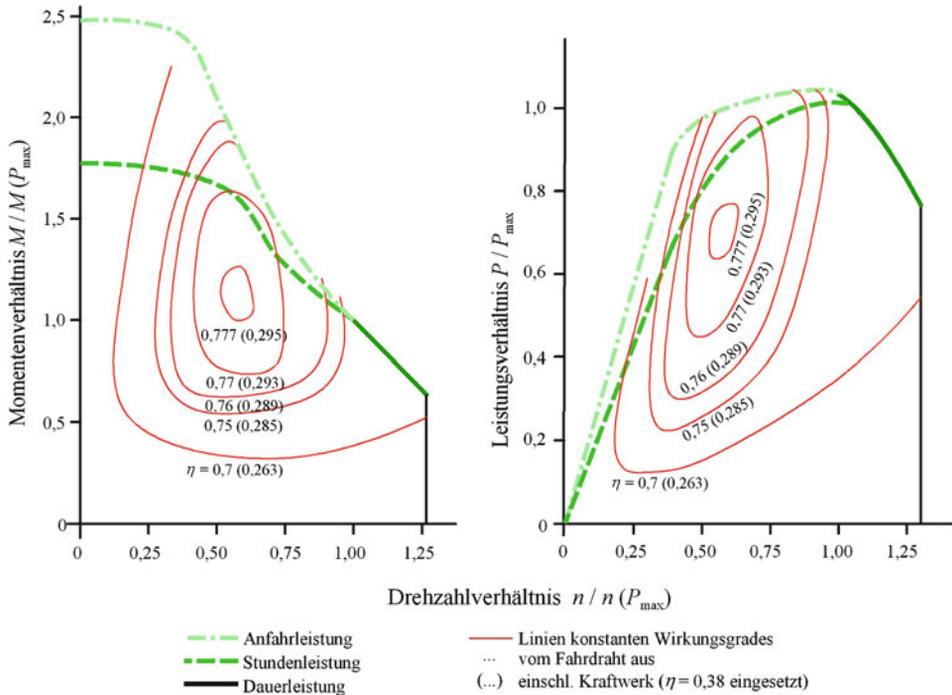


Abb. 3.14 Kennfeld der sechsachsigen Elektro-Güterzuglok Baureihe 194 der DB. (o. Verf.: Das Kennlinienfeld der elektrischen Lokomotive. Eisenbahntechn. Rundschau 3(1954)H. 11)

Motor 550 kW) Wirkungsgrade um 85 % erreichen, liegt der Gesamtwirkungsgrad niedriger, da den Motoren der Transformator vorgeschaltet ist und auch Nebenaggregate Energie benötigen, z. B. die Fahrmotorlüfter und der Kompressor für die Druckluftbremse.

Berücksichtigt man den Wirkungsgrad eines thermischen Kraftwerks, das die elektrische Energie erzeugt, und den Wirkungsgrad der Energieübertragung bis zur Lokomotive, so liegt der höchste Wirkungsgrad knapp unter 30 %. Unterschiede zum Dieseltriebfahrzeug sind dabei kaum noch vorhanden; lediglich im Teillastbereich ist die Elektrolok besser. Zu berücksichtigen ist allerdings, dass 1 kWh Bahnstrom niedrigere Kosten verursacht als 1 kWh Energie aus Dieselöl⁹. Bahnstrom wird bei der DB nicht nur in thermischen Kraftwerken erzeugt, sondern auch in Wasser- und Windkraftwerken; eine vollständige Versorgung mit Ökostrom wäre bei entsprechenden Investitionen möglich.

Die Steuerung der Fahrzeuge mit Wechselstrommotoren geschieht entweder über Transformatoren mit mehreren Anzapfungen oder über Stromrichter. In Abb. 3.15 ist die Amplitudensteuerung einer Einphasen-Wechselstromlok dargestellt. Die Fahrleistungs-

⁹ Für Dieselöl müssen Bahnunternehmen in Deutschland Mineralöl- und Ökosteuer bezahlen wie Straßenfahrzeuge. Bei der DB ist der Dieselpreis nur aufgrund des Großeinkaufs günstiger als an der Straßentankstelle. Ein Liter Dieselöl hat einen Energieinhalt von ca. 11 kWh.

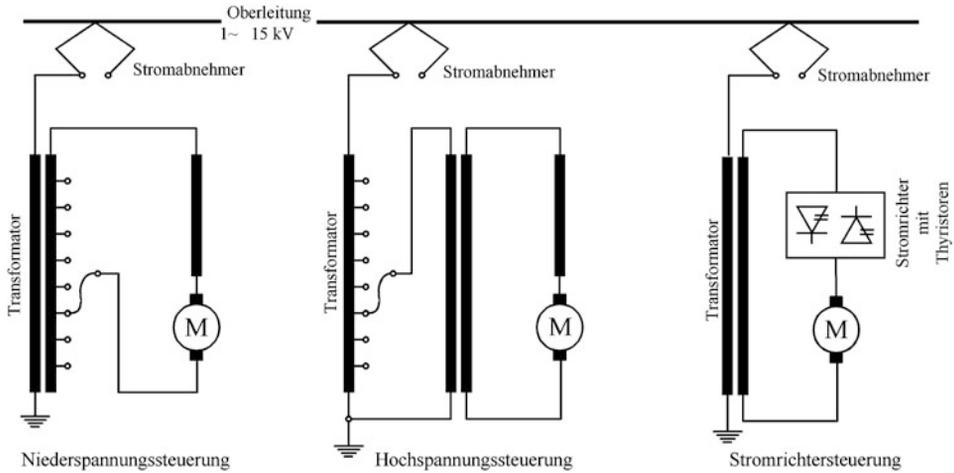


Abb. 3.15 Steuerung von Einphasen-Wechselstromfahrzeugen

spannung von 15 kV wird auf der Lok auf eine Motorspannung von maximal 1000 bis 1500 V transformiert. Bei Lokomotiven kleinerer Leistung kam die Niederspannungssteuerung zum Einsatz (z. B. DB-Baureihe 141). Hierbei besitzt der Transformator auf der Sekundärseite Anzapfungen der Wicklung, so dass die Motoren mit verschiedenen Spannungen betrieben werden können. Aufgrund der niedrigen Spannung müssen hier vom Schaltwerk hohe Ströme übertragen werden, was nur bei insgesamt kleineren Leistungen möglich ist. Die Hochspannungsteuerung schaltet die Primärseite des Transformators. Dadurch müssen zwar höhere Spannungen, aber selbst bei größeren installierten Leistungen nur kleinere Ströme geschaltet werden. Abb. 3.16a zeigt den Spannungsverlauf am

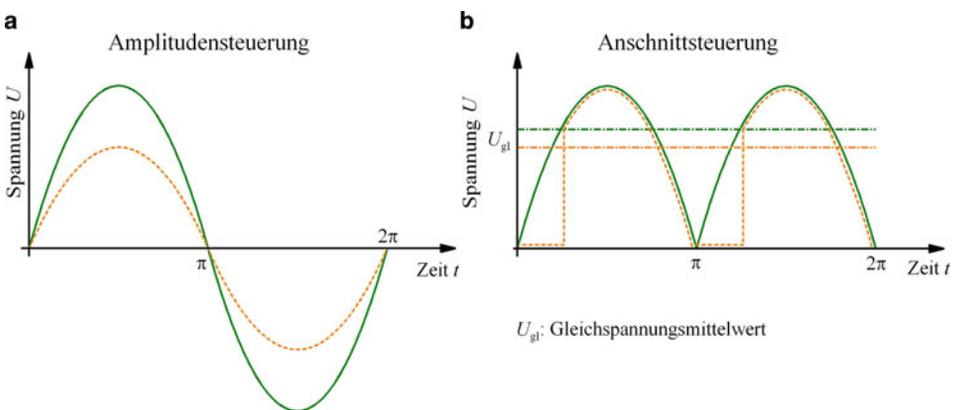


Abb. 3.16 Motorspannungsverlauf bei Amplituden- (a) und Anschnittsteuerung (b). (Nach [38])

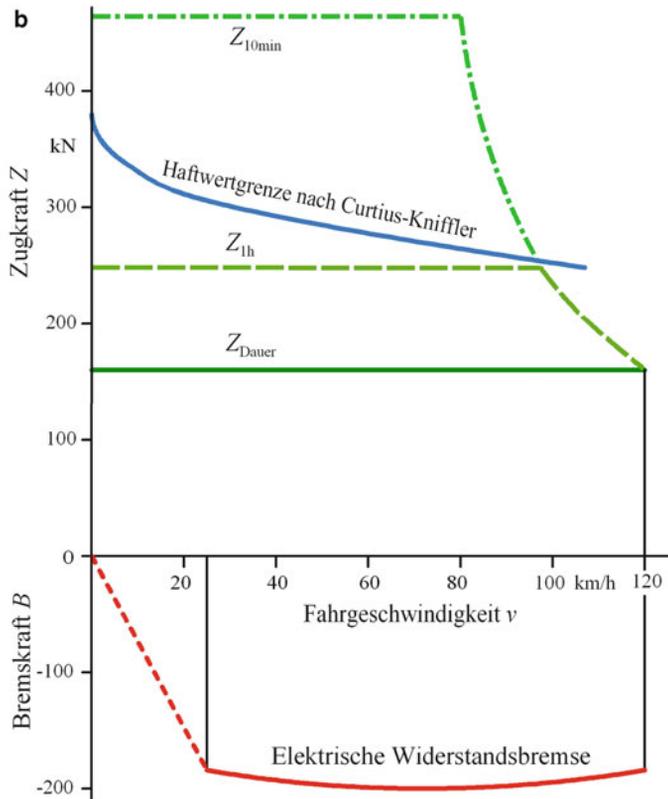


Abb. 3.17 **a** Elektrische Güterzuglokomotive Baureihe 151 der DB in Doppeltraktion, **b** Kennfeld einer Lokomotive der BR 151. (Kennfeld nach Unterlagen des BZA München)

Motor bei Niederspannungs- und Hochspannungssteuerung. Es handelt sich bei beiden um eine Amplitudensteuerung.

Die Stromrichtersteuerung mit Thyristoren (Anschnittsteuerung; Abb. 3.15c) benötigt nur einen Transformator mit festem Wicklungsverhältnis. Im Stromrichter wird der Wechselstrom gleichgerichtet. Es ergibt sich ein welliger Gleichstrom, Abb. 3.16b. Der Zeitpunkt, zu dem der Stromrichter innerhalb einer Halbwelle schaltet, bestimmt den

Gleichspannungsmittelwert der Motorspannung. Der Stromrichter für Wechselstromfahrzeuge wurde in Schweden zur Serienreife entwickelt; die schwedische Staatsbahn setzt noch Stromrichterlokomotiven ein.

Abb. 3.17 zeigt das Zugkraft-Geschwindigkeits-Kennfeld der sechsachsigen Co'Co'-Güterzuglokomotive Baureihe 151 der DB. Diese Lokomotive ist mit einer Widerstandsbremse ausgestattet, d. h. sie kann verschleißfrei bremsen, indem die Fahrmotoren als Generatoren geschaltet sind und die erzeugte Energie in Widerständen in Wärme umgewandelt wird. Die Widerstandsbremse wird im Betrieb zwischen 120 und 25 km/h eingesetzt.

Beim Anfahren an der Haftwertgrenze kann die Lok eine Zugkraft von etwa 400 kN im Bereich der 10-min-Leistung aufbringen. Zwischen dem Hansaport in Hamburg und dem Bhf. Salzgitter-Beddingen (Übergabe zum Stahlwerk Salzgitter) verkehren die zurzeit schwersten Züge der DB AG. Bei 6000 t Bruttogewicht werden 4300 t Eisenerzpellets transportiert. Die Züge sind mit zwei Elloks der Baureihe 151 bespannt. Aufgrund der hohen Zugkräfte sind Wagen und Loks mit Mittelpufferkupplung ausgestattet.

Statt die bei einer Bremsung über die Fahrmotoren erzeugte Energie in Widerständen in Wärme umzuwandeln, ist es sinnvoll, die Energie ins Netz zurück zu speisen. Bei Wechselstrommotoren ist das aufwändig, da Speise- und Netzfrequenz übereinstimmen müssen. Erst mit den Fahrzeugen mit Drehstrommotoren und Frequenzumrichter ist das serienmäßig möglich. Die DB hat an einem älteren Elektrotriebwagen sowohl Widerstandsbremse als auch Nutzstrombremse untersucht, Abb. 3.18. Die Nutzstrombremse wurde nicht in weitere Fahrzeuge mit Einphasen-Wechselstrommotoren übernommen.

Abb. 3.18 Kennfeld des Elektrotriebwagens ET 45.01 der DB. (Nach Unterlagen BZA München)

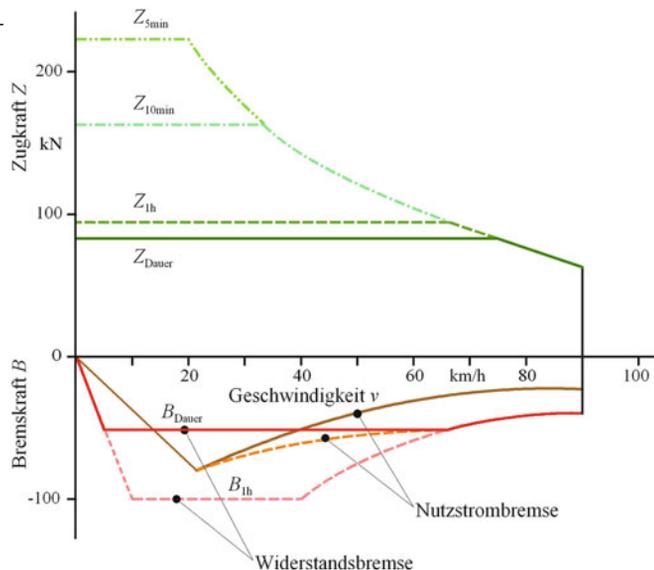




Abb. 3.19 Einphasen-Wechselstrommotor einer Ellok Baureihe 141 der DB; Dauerleistung des Motors 578 kW

Einen Eindruck von der Größe eines Wechselstromfahrmotors gibt Abb. 3.19. Der dargestellte Motor aus einer Ellok Baureihe 141 der DB ist mit 578 kW der kleinste Fahrmotor einer Nachkriegs-Neubaulok. Die größten Einphasen-Wechselstrommotoren bei der DB besaßen rund 1300 kW Dauerleistung (Baureihe 103).

3.2.3 Drehstrommotor

Weder Gleichstrommotor noch Einphasen-Wechselstrommotor sind ideale Bahnmotoren, da sie durch den Kommutator relativ lang bauen und wartungsaufwändig sind (siehe Abb. 3.20). Der Dreiphasen-Asynchronmotor hat demgegenüber den Vorteil, dass er ohne Kommutator auskommt. Damit sind die einzigen Verschleißteile die Wälzlager der Ankerlagerung. Der Drehstrommotor hat kompakte Abmaße (Länge und Durchmesser) und damit auch eine geringere Masse, Abb. 3.21 und Tab. 3.1. Aufgrund des kleineren Durchmessers sind höhere Drehzahlen möglich (Fliehkräfte!). Allerdings benötigt er zum Betrieb an einem Einphasenwechselstrom- oder Gleichstromnetz einen Umrichter, der ihn mit Dreiphasen-Drehstrom veränderlicher Frequenz versorgt. Statische Umrichter für den

Abb. 3.20 Anker (Rotor) eines eigenbelüfteten Straßenbahn-Gleichstrommotors 600 V, 120 kW



Bahnbetrieb stehen erst mit der Weiterentwicklung der Halbleitertechnik seit Mitte der siebziger Jahre des letzten Jahrhunderts zur Verfügung¹⁰.

Wesentlicher Vorteil der Drehstromantriebstechnik ist, dass mit denselben Komponenten sowohl Fahrzeuge für Gleichstrom- als auch für Wechselstromspeisung gebaut werden können. Die Technik ist auch für die Leistungsübertragung in Dieseltriebfahrzeugen

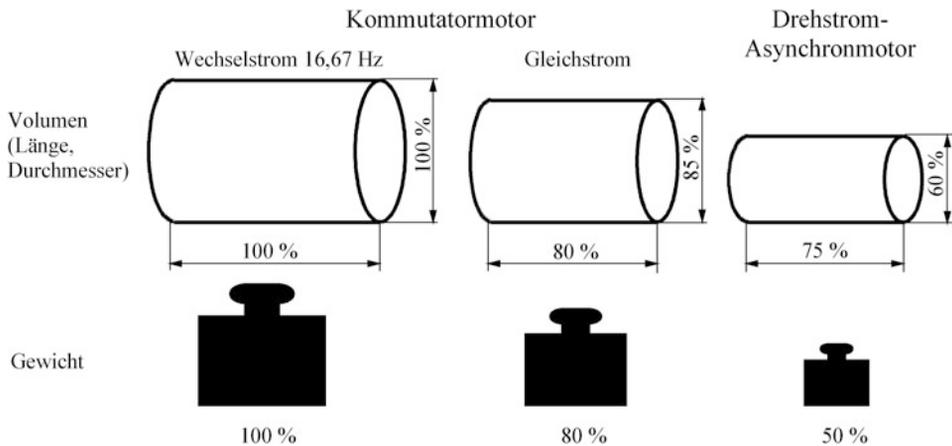


Abb. 3.21 Vergleich von Einphasen-Wechselstrom-, Gleichstrom- und Drehstrom-Asynchronmotor. (Nach Werkbild Siemens)

¹⁰ Vorher wurde mit rotierenden Umformern gearbeitet: An einem Wechselstromnetz trieb ein Wechselstrommotor einen Gleichstromgenerator an, der die Fahrmotoren mit Gleichstrom versorgte. Mittels Phasenumformer- und Frequenzumformergruppe konnten auch frequenzgesteuerte Drehstrommotoren versorgt werden. Diese Technik, die vor etwa 60 Jahren in Nordfrankreich erprobt wurde, konnte sich nicht durchsetzen [17, S. 96/97].

Tab. 3.1 Daten unterschiedlicher Fahrmotoren für Vollbahnlokomotiven. (Baur, K. G.: Die Geschichte der Drehstromlokomotiven. Eisenbahnkurier Verlag, Freiburg (2005))

Erstes Baujahr	1956	1975	1979	1999
Lokomotivtyp	DB 110, 140	DB 181.2	DB 120	DB 182 (Taurus)
Motorbauart	1 ~ Reihenschluss	Mischstrom	Drehstrom	Drehstrom
Max. Spannung	585 V	1050 V	2200 V	2027 V
Dauerstrom	2250 A	830 A	360 A/Phase	690 A
Dauerleistung	0,95 MW	0,8 MW	1,4 MW	1,64 MW
Max. Drehzahl	1525 min ⁻¹	2210 min ⁻¹	3600 min ⁻¹	3900 min ⁻¹
Durchmesser	1164 mm	950 mm	930 mm	810 mm
Masse	3,9 t	3,1 t	2,4 t	2,8 t

geeignet. Abb. 3.22 zeigt Prinzipschaltpläne elektrischer Triebfahrzeuge mit Asynchronmotoren. Bei Wechselstromeinspeisung existiert im Fahrzeug ein Gleichstrom-Zwischenkreis, an dem der Frequenzumrichter angeschlossen ist. Dazu wird der Wechselstrom zunächst transformiert auf Motorspannung (max. ca. 2000 V) und anschließend gleichgerichtet. Bei Dieseltriebfahrzeugen wird vom Dieselmotor meist ein Synchrongenerator angetrieben, der über den Gleichrichter den Gleichstromzwischenkreis versorgt.

Bei Schienenfahrzeugen am Gleichstromnetz wird der Frequenzumrichter direkt mit Gleichstrom versorgt. Diese Technik hat den Vorteil, dass auch Mehrsystemfahrzeuge relativ einfach realisiert werden können. Die Einspeisung erfolgt z. B. bei Wechselstrom 50 oder 16,67 Hz vor dem Transformator, bei Gleichstrom 1500 oder 3000 V direkt in den Gleichstromzwischenkreis. Damit spielen die in Abb. 3.10 dargestellten Systemgrenzen

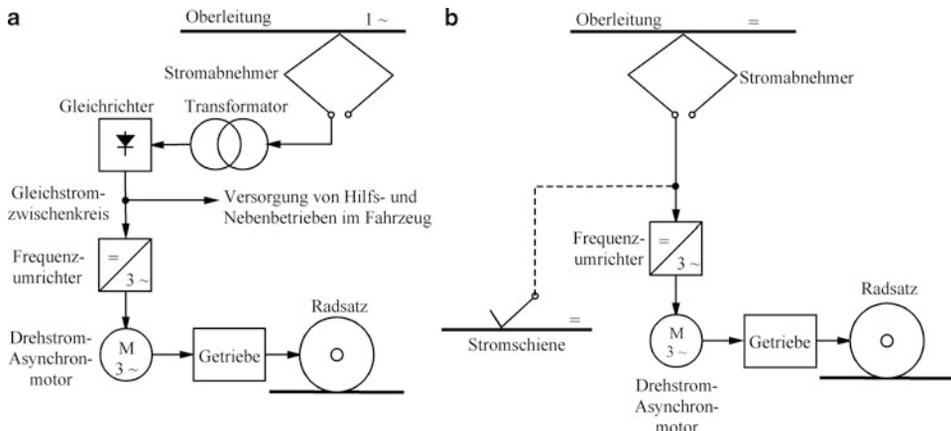


Abb. 3.22 Prinzipschaltbilder für Schienenfahrzeuge mit Drehstrom-Asynchronmotoren. **a** am Einphasen-Wechselstromnetz, **b** am Gleichstromnetz

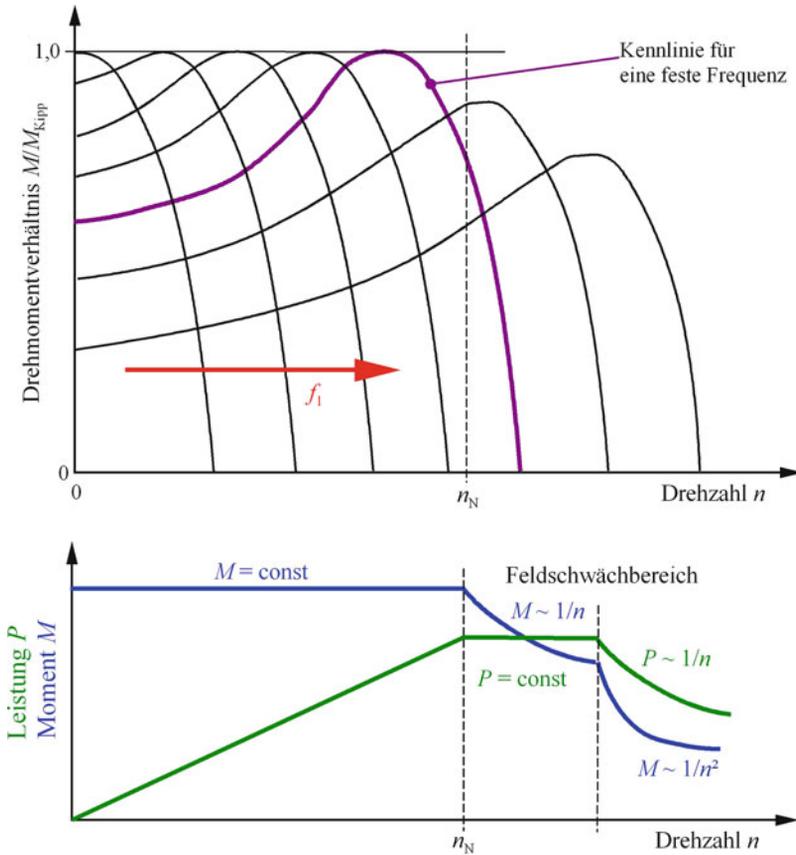


Abb. 3.23 Kennlinien der frequenzgesteuerten Asynchronmaschine [2]

durch die unterschiedlichen Stromsysteme in Europa keine Rolle mehr, d. h. an Ländergrenzen muss kein Lokwechsel mehr erfolgen¹¹.

In Abb. 3.23 ist im oberen Bild in lila die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie bei einer festen Speisefrequenz dargestellt. Wird dem Motor Drehstrom variabler Frequenz zugeführt, kann das abgegebene Moment bis zur Drehzahl n_N konstant gehalten werden. Darüber muss das Feld der Maschine geschwächt werden, z. B. durch Vorschaltwiderstände. Dabei ist die Asynchronmaschine eine Maschine konstanter Leistung. Bei noch höheren Drehzahlen nimmt die Leistung mit der Drehzahl ab.

Abb. 3.24 zeigt das Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm der DB-Baureihe 120.1. Sie war die erste Serien-Elektrolokomotive mit Drehstrom-Antriebstechnik. Eingezeichnet

¹¹ Leider unterscheiden sich Europa nicht nur die Stromsysteme. Ein besonderes Hindernis bei der Fahrt über Ländergrenzen stellen auch die unterschiedlichen Strecken-Sicherungssysteme dar. Daher ist ein Verkehr ohne Lokwechsel heute in Europa nicht über alle Ländergrenzen möglich.

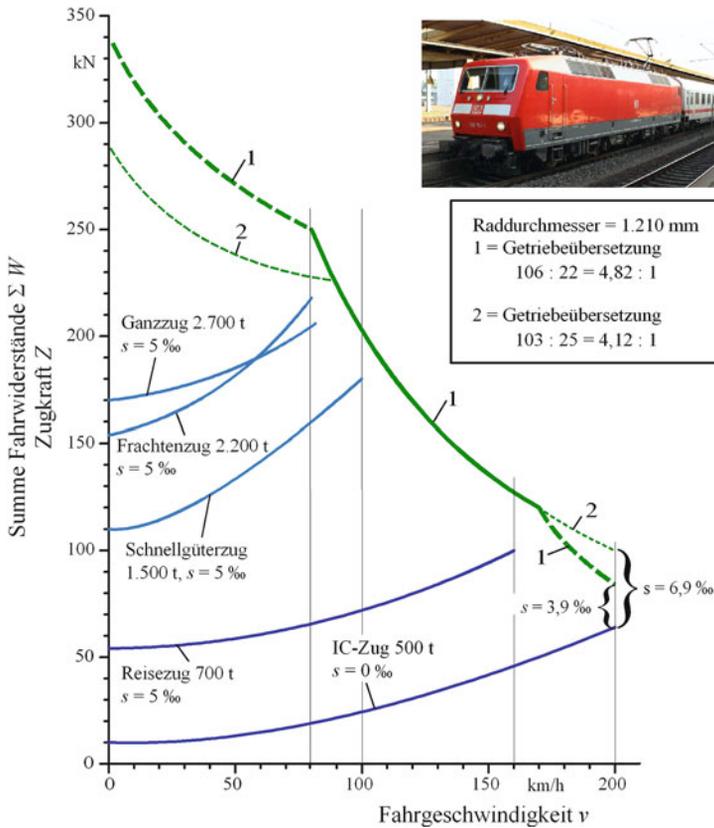


Abb. 3.24 Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm der Bo'Bo'-Ellok Baureihe 120.1 mit Drehstrom-Antriebstechnik. (Kennfeld nach: Rappenglück, W.: Die Serienlokomotive Baureihe 120.1. Eisenbahn Ingenieur Kalender '90, Tetzlaff-Verlag, Darmstadt (1989), S. 247–266)

sind neben den Zugkraftlinien auch die Fahrwiderstandslinien verschiedener Zuggattungen. Die Baureihe 120 war als Universal-Lokomotive geplant. Es wurden Lokomotiven mit zwei unterschiedlichen Übersetzungen zwischen Motor und Rad beschafft (nicht umschaltbar!). Allerdings ließ sich der Gedanke von nur noch einem Lokomotivtyp für alle Zuggattungen nicht realisieren. Betrieblicher Vorteil einer Universal-Lokomotive wäre der Einsatz vor schnellen Reisezügen tagsüber und vor schweren Güterzügen nachts. Damit wären eine hohe Auslastung gegeben und ein geringerer Bedarf an Lokomotiven.

Abb. 3.24 unterscheidet nicht mehr zwischen Kurzzeit-, Stunden- und Dauerleistung. Im Fernverkehrsnetz der DB wird heute aufgrund der Neu- und Ausbaustrecken häufiger mit hoher oder Höchstgeschwindigkeit gefahren, so dass die Motoren etwa 2/3 der Fahrzeit mit Höchstleistung laufen müssen. Vor 40 Jahren wurden nur 20 % der Zeit mit Höchstleistung zurückgelegt [38]. Eine Unterscheidung nach Dauerleistung und Kurzzeitleistung ist daher nicht mehr sinnvoll.

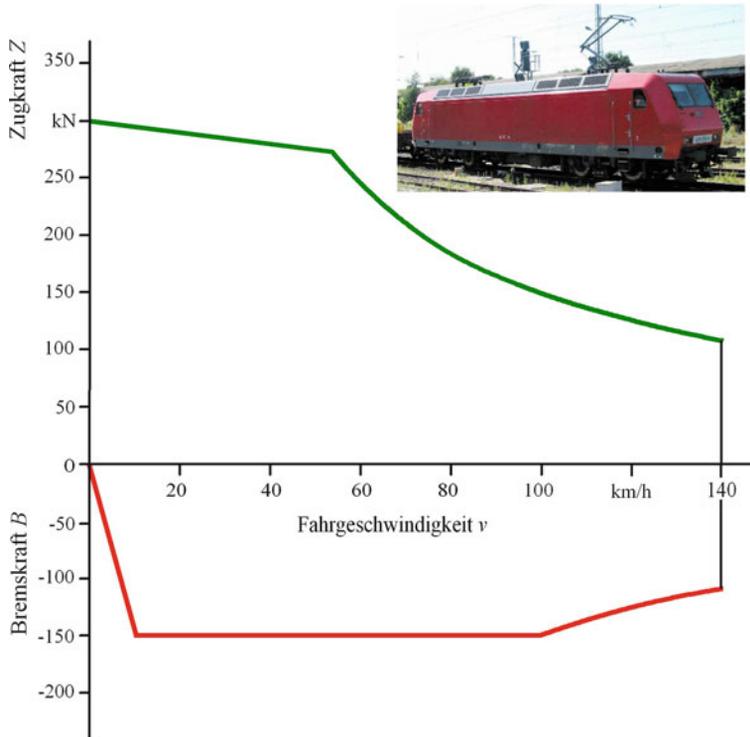


Abb. 3.25 Zugkraft- und Bremskraft-Kennlinie der Bo'Bo'-Elektrolok Baureihe 145 der DB. (Kennfeld nach Werksunterlagen Bombardier)

In Abb. 3.25 ist das Kennfeld einer Elektrolok aus der TRAXX¹²-Familie der Fa. Bombardier dargestellt. Die Baureihe 145 wird im Personen- und Güterverkehr eingesetzt. Auf der Basis von TRAXX-Komponenten baut Bombardier Elloks für verschiedene Stromsysteme (auch als Mehrsystemloks) und dieselelektrische Lokomotiven. Die Lokomotiven sind in Europa und in den USA vertreten. Für die Baureihe 145 ist nur noch die Dauerleistungs-Kennlinie angegeben. Die Lokomotive besitzt eine Nutstrombremse, d. h. beim Bremsen wird kinetische in elektrische Energie umgewandelt und ins Fahrleitungsnetz zurückgespeist.

3.2.4 Mechanischer Teil der elektrischen Antriebe

Es wurde schon erwähnt, dass bei elektrischen Schienenfahrzeugantrieben nur eine feste Übersetzung zwischen Motor und Treibradsatz notwendig ist. Durch die Schwingungsan-

¹² TRAXX steht lt. Definition der Fa. Bombardier für „Locomotives Platform for Transnational Railway Applications with Extreme Flexibility“.

regung aufgrund horizontaler und vertikaler Gleisunebenheiten (siehe Kap. 5) führt die Radsatzmasse Schwingungen aus. Daraus resultieren Kräfte auf das Gleis. Um diese zu begrenzen, muss die Radsatzmasse möglichst klein sein. Ein ungefedert an den Radsatz angebundener Motor sollte daher eine möglichst kleine Masse besitzen oder die Fahrgeschwindigkeit darf nicht zu hoch sein. Deshalb wird konstruktiv versucht, den elektrischen Fahrmotor von der Radsatzmasse zu entkoppeln. In Abb. 3.26 werden die wichtigsten Konstruktionsprinzipien des mechanischen Teils elektrischer Antriebe vorgestellt.

Der Tatzlagerantrieb stellt die älteste und einfachste Art der Motoranbindung an den Radsatz dar. Dabei stützt sich der Fahrmotor mit der Hälfte seiner Masse direkt über Wälzlager auf der Radsatzwelle ab. Auf der gegenüberliegenden Seite ist der Motor meist federnd im Drehgestellrahmen (bzw. bei Fahrzeugen ohne Drehgestelle im Fahrzeugrahmen) aufgehängt. Bei einer Vollbahnlokomotive liegt damit die ungefederte Masse bei 4,5 bis 5 t je Radsatz. Der Tatzlagerantrieb wurde bei Straßenbahnwagen und bei Lokomotiven und Triebwagen mit niedrigen bis mittleren Höchstgeschwindigkeiten verwendet. Aufgrund der geringeren Masse von Drehstrommotoren wird der Tatzlagerantrieb heute wieder z. B. bei der TRAXX-Lokfamilie bei Loks bis zu 140 km/h Höchstgeschwindigkeit eingesetzt. Abb. 3.27 zeigt den konstruktiven Aufbau des Tatzlagerantriebs der Baureihe 145.

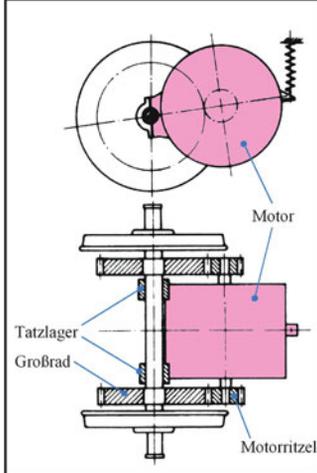
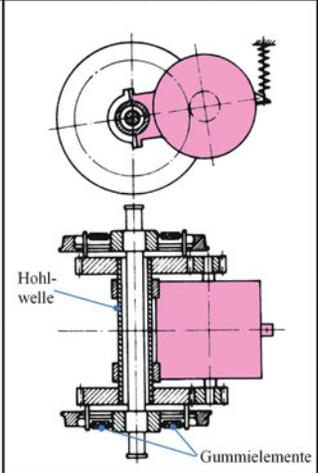
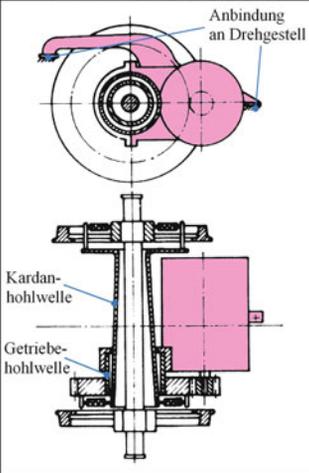
Tatzlagerantrieb	Hohlwellentatzlagerantrieb (Gummiringfederantrieb)	Kardanhohlwellenantrieb (Gummigelenkkardanantrieb)
		
Tatzlagermotor	Schwebender Motor	Gestellmotor
Große ungedeferte Masse	Senkrecht und axial voll abgedefert	Senkrecht voll abgedefert Axial nur kleine Abdefertung möglich

Abb. 3.26 Konstruktionsprinzipien des mechanischen Teils elektrischer Antriebe [38]

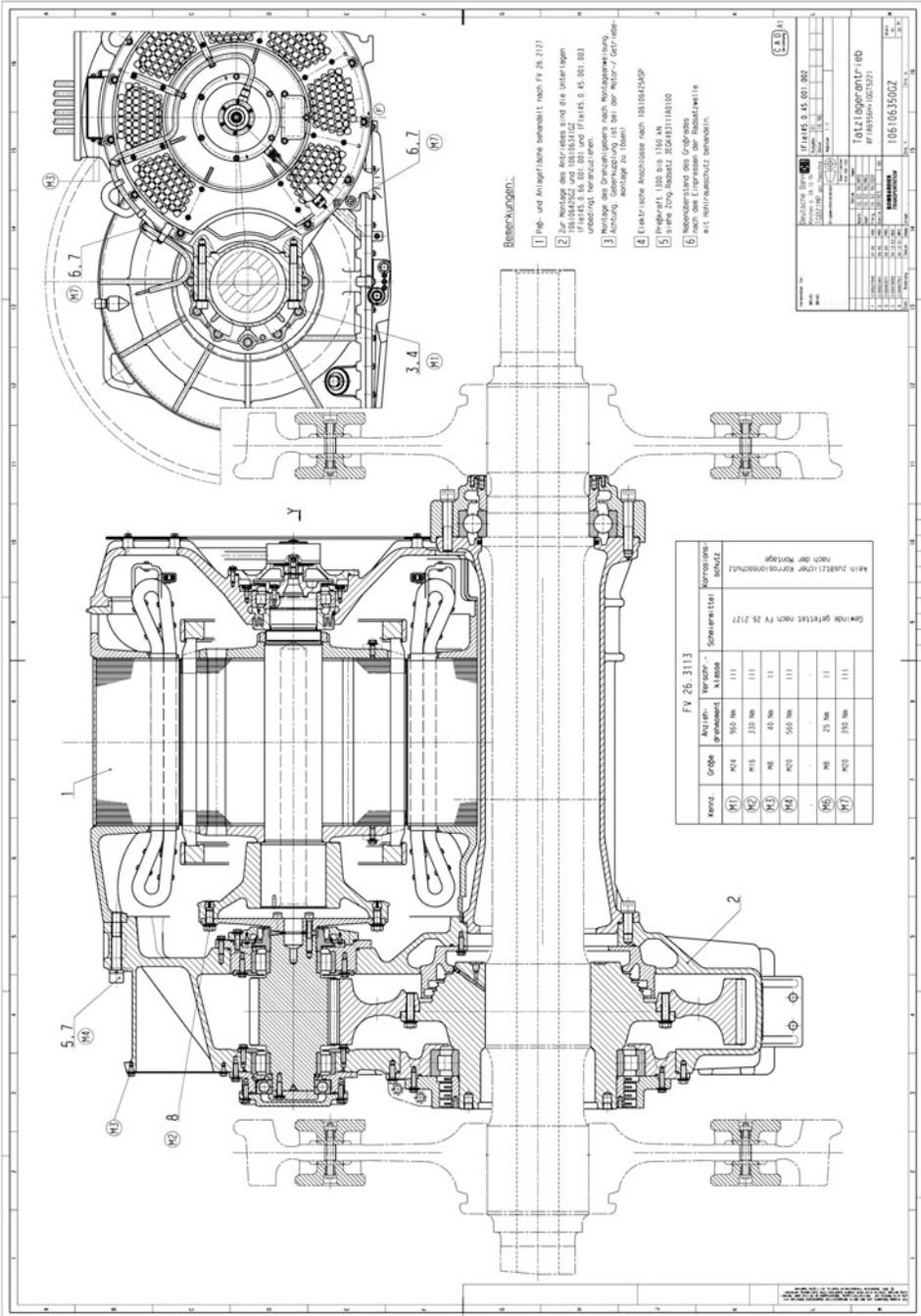


Abb. 3.27 Tatzlagerantrieb der TRAXX-Ellok Baureihe 145. (Werkbild: Bombardier)

Eine Weiterentwicklung des Tatzlagerantriebs ist der Hohlwellentatzlagerantrieb (Abb. 3.26 Mitte), der bei DB-Lokomotiven als Gummiringfederantrieb verwendet wird. Hierbei ist der Motor radsatzseitig auf einer Hohlwelle gelagert, durch die die Radsatzwelle hindurchführt. Die Hohlwelle besitzt an beiden Seiten außen sternförmige Ausleger, mit denen sie über Gummielemente mit den Treibrädern verbunden ist (Abb. 3.28). Die Gummielemente lassen senkrechte und axiale Federwege zu; der Motor ist also gegenüber dem Radsatz voll abgedeutert. Durch die Materialdämpfung des Gummis werden Schwingungen gedämpft. Außerdem sind Drehwinkel zwischen Hohlwelle und Treibrädern möglich. Dadurch kann bei schweren Anfahrvorgängen der Motor bereits kleine Drehwinkel ausführen, auch wenn die Treibräder noch in Ruhe sind. Eine zu hohe Belastung einzelner Motorwicklungen mit hohen Motorströmen wird damit vermieden.

Eine ähnliche konstruktive Lösung der Motorankopplung an die Radsätze stellt der Zweiachs-Längsantrieb für Straßenbahnen und U-Bahnen dar, Abb. 3.29. Der längsliegende Gleichstrommotor treibt über zwei Winkelgetriebe je eine Hohlwelle an, die mittels einer so genannten Keilpaketkupplung über Gummielemente mit der Radsatzwelle verbunden ist. Der Motor ist dadurch gegenüber den Radsätzen gefedert. In Abb. 3.29 ist außerdem noch die gummigefederte Bauweise des Rades zu erkennen (siehe Kap. 1).

Bei Triebfahrzeugen hoher Höchstgeschwindigkeiten ($> 200 \text{ km/h}$) werden die Fahrmotoren meist im Drehgestellrahmen gelagert. Aufgrund der Federung zwischen Radsätzen und Drehgestellrahmen (Primärfederung; siehe Kap. 5) gibt es Relativbewegungen zwischen Drehgestellrahmen und Radsatz, die durch die Verbindung Motor-Radsatz ausgegli-

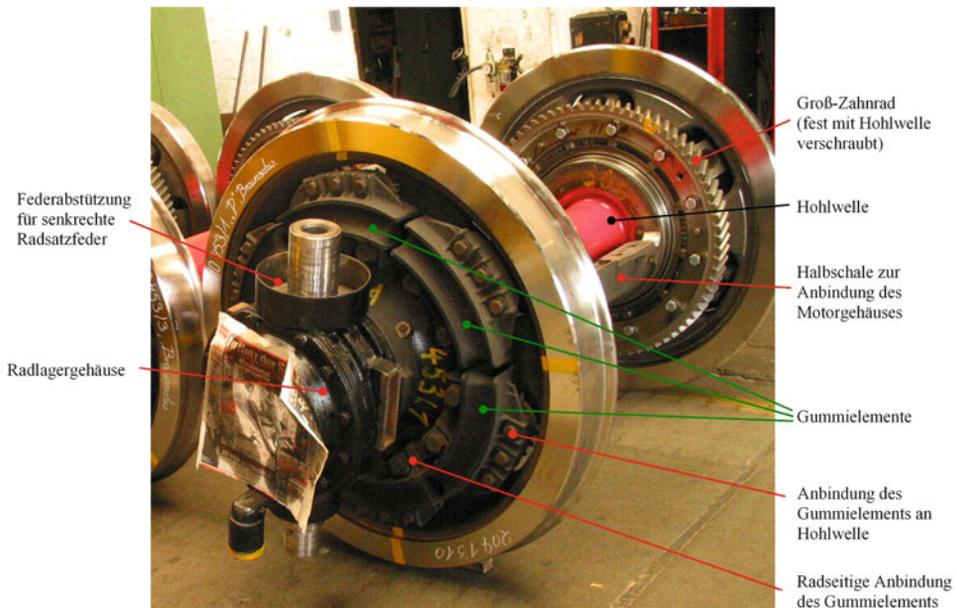


Abb. 3.28 Gummiringfederantrieb der Ellok Baureihe 110 der DB

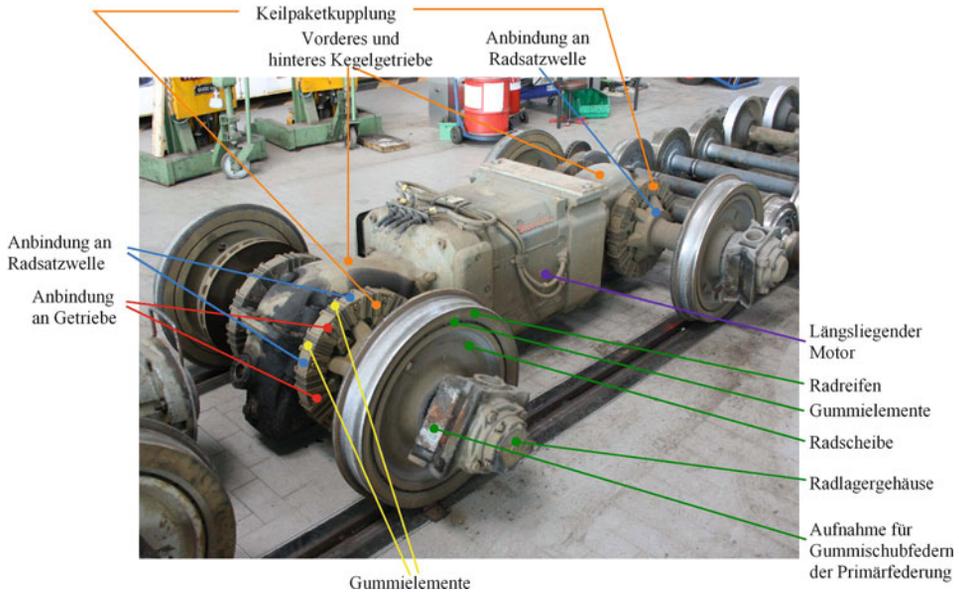


Abb. 3.29 Zweiachs-Längsantrieb für Straßenbahnen mit Keilpaketkupplung; selbstbelüfteter Gleichstrommotor 120 kW

chen werden müssen. Dafür wurde der Kardanhohlwellenantrieb entwickelt. Zwischen der als Hohlwelle ausgeführten Abtriebswelle des Getriebes und der Radsatzwelle ist eine Kardanwelle angeordnet, die aus Platzgründen als Hohlwelle ausgebildet ist. Sie umfasst die Radsatzwelle und ist auf einer Seite über Gelenkhebel mit einem Treibrad, auf der anderen Seite über Gelenkhebel mit der Getriebehohlwelle des Motorabtriebs verbunden, Abb. 3.30. Die Kardanhohlwelle liegt innerhalb der Getriebehohlwelle, siehe auch Abb. 3.26. Die ICE-1-Triebköpfe besitzen Voll-Bremsscheiben aus Stahl; die Bremsbeläge bestehen aus Sintermetall. Die Zahnräder zwischen Motorwelle und Getriebewelle sind pfeilverzahnt: Durch Schrägverzahnung ergeben sich schmalere Räder als bei Geradverzahnung. Allerdings ergibt sich bei Schrägverzahnung eine Axialkraft. Durch die gegensätzliche Richtung der Verzahnungen bei Pfeilverzahnung heben sich die Axialkräfte auf.

In Abb. 3.31 wird die Antriebsanordnung des TGV¹³ gezeigt. Der TGV besitzt zwei Triebköpfe mit der Achsanordnung Bo'Bo', zwischen denen die Mittelwagen auf Jakobsdrehgestellen (siehe Kap. 5) eingereiht sind. Die Fahrmotoren sind im Drehgestellrahmen gelagert. Die Relativwege zwischen Radsatz und Motor werden durch eine Kardanwelle mit zwei Kreuzgelenken und einem Tripode-Längenauszug ausgeglichen. Zwischen Motor und Kardanwelle ist ein zweistufiges Untersetzungsgetriebe angeordnet. Dadurch ist die Drehzahl der Kardanwelle kleiner als die des Motors. Die Kardanwelle überträgt ein Drehmoment von 3000 Nm. Sie treibt in das Radsatzgetriebe ein, das eine weitere

¹³ TGV: Train à Grande Vitesse – Hochgeschwindigkeitszug der französischen Staatsbahn.

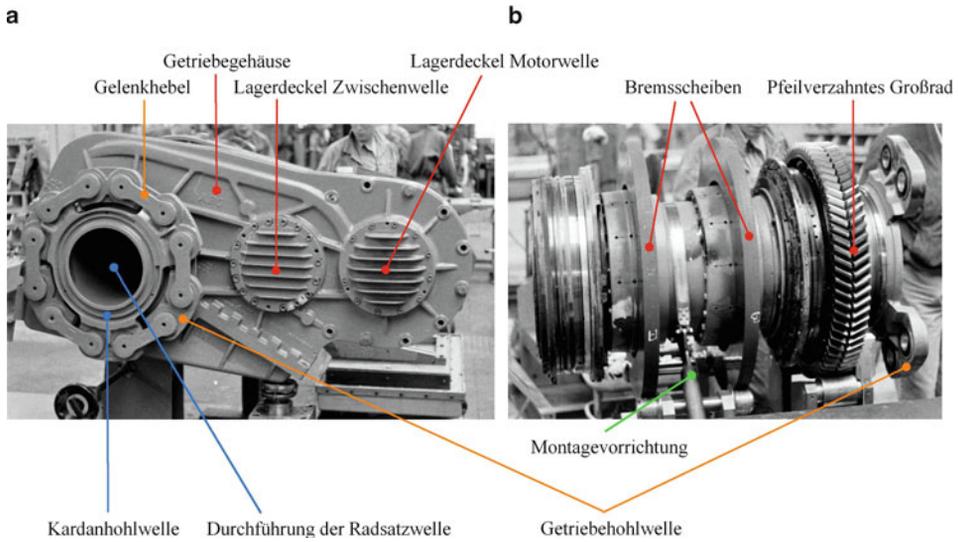


Abb. 3.30 Kardanhohlwellenantrieb des ICE 1. **a** Seitenansicht des ausgebauten Getriebes, **b** Blick auf die äußere Hohlwelle des Getriebeabtriebs

Untersetzungsstufe enthält und das Drehmoment vergrößert. Lediglich die Masse des Radsatzgetriebes und die halbe Masse der Gelenkwelle liegen ungefedert auf dem Radsatz. Der Tripode-Längenauszug stellt geringe axiale Auszugskräfte (ca. 500 N) der Gelenkwelle sicher.

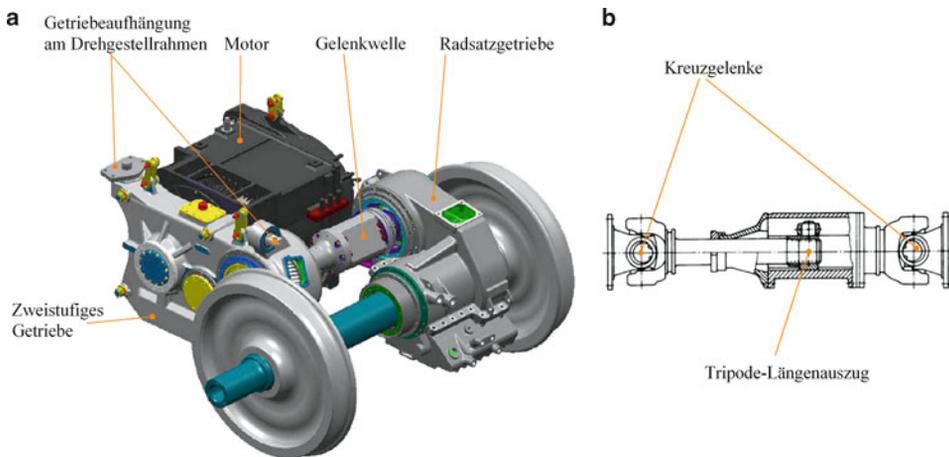


Abb. 3.31 Kardantrieb des TGV. **a** Motor-, Getriebe- und Radsatzanordnung (nach Werkbild Alstom), **b** Kardanwelle mit Tripode-Längenauszug. (Aus: von Seher-Thoss, H.-Chr.; Schmelz, F.; Aucktor, E.: Gelenke und Gelenkwellen. Berechnung, Gestaltung, Anwendungen. Vieweg Verlag, Wiesbaden (2002), S. 325)

3.3 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor mit Fremdzündung wurde 1867 durch NIKOLAUS OTTO¹⁴ erfunden. Die nach ihrem Erfinder Otto-Motor genannte Verbrennungskraftmaschine war zunächst als Stationärantrieb mit Stadtgas als Treibstoff vorgesehen. GOTTLIEB DAIMLER¹⁵ baute den ersten Viertakt-Ottomotor für Flüssigtreibstoff und ermöglichte damit den Fahrzeugantrieb mittels Verbrennungsmotor. Als Antrieb für Schienenfahrzeuge konnte sich der Ottomotor nicht durchsetzen, obwohl es in den zwanziger und dreißiger Jahren des 20. Jahrhunderts zahlreiche Triebwagen und (Klein-)Lokomotiven mit Ottomotor gab. Ein Beispiel zeigt Abb. 3.32: Der von der Waggonfabrik Wismar 1932 entwickelte Schienenomnibus besaß zwei Ford-Vierzylinder-Benzinmotoren aus dem Automobilbau, die in Vorbauten am Wagenkasten untergebracht waren. Jeder Motor trieb über ein Viergang-Schaltgetriebe den jeweils vorderen Radsatz an. Die Kupplung wurde vom Triebwagenführer per Fußpedal betätigt. Da auch die Getriebe aus dem Automobilbau stammten und nur einen Rückwärtsgang besaßen, war je ein Motor für die beiden Fahrrichtungen vorhanden. Es wurden Motoren mit 40 oder mit 50 PS (29 bzw. 37 kW) Leistung eingebaut. Die Waggonfabrik Wismar warb damit, dass jede Ford-Werkstatt die passenden Ersatzteile liefern könne und dass die Motoren jeweils nur die halbe Fahrstrecke des Fahrzeugs im Betrieb seien. Mit diesen Triebwagen konnte auf Neben- und Kleinbahnen der teure Dampftrieb abgelöst werden. Es konnten immerhin 78 Fahrzeuge dieser Bauart ver-



Abb. 3.32 Schienenomnibus Bauart „Hannover“ der Waggonfabrik Wismar mit je einem Ford-Benzin-Vorbaumotor an jedem Wagenende

¹⁴ Nikolaus Otto (1832–1891), deutscher Erfinder und Unternehmer, Mitgründer der Gasmotorenfabrik Deutz, heute Deutz AG.

¹⁵ Gottlieb Wilhelm Daimler (1834–1900), deutscher Ingenieur und Unternehmer, gründete die Daimler-Motoren-Gesellschaft, heute Daimler AG.

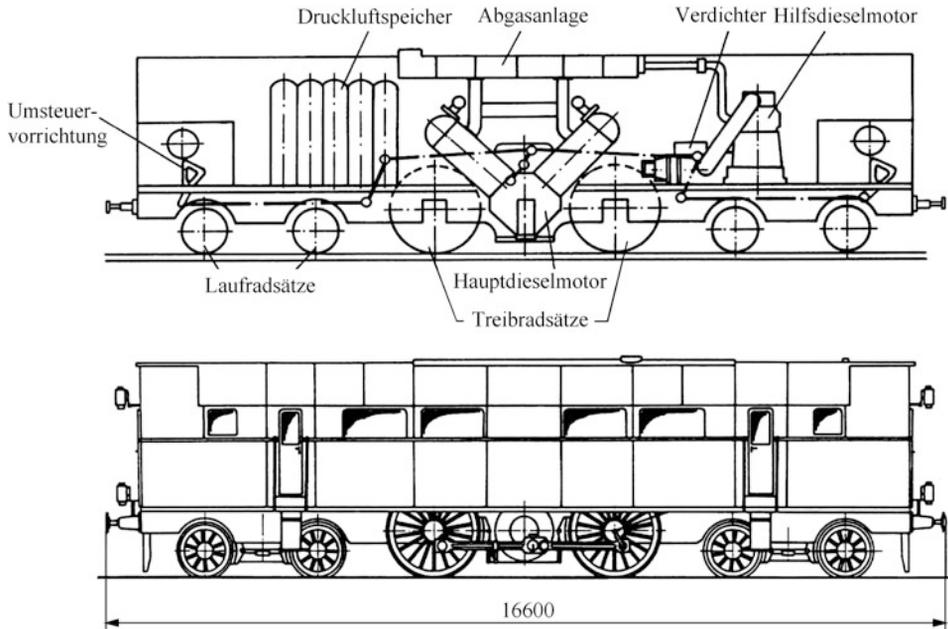


Abb. 3.33 Erste Großdiesellokomotive der Welt (mit Direktantrieb) von Diesel und Klose. **a** Schema, **b** Skizze der Lokomotive. (Nach [15])

kaufte werden; die letzten waren bis Ende der 1960er Jahre im Einsatz. Mehrere sind bei Museumsbahnen noch vorhanden¹⁶.

1892 baute RUDOLF DIESEL¹⁷ bei MAN in Augsburg den ersten Verbrennungsmotor mit Selbstzündung. Schon 1913 wurde die erste Diesellokomotive nach Plänen von DIESEL und KLOSE¹⁸ von den Borsig-Lokomotivwerken in Berlin und der Gebr. Sulzer AG in Winterthur abgeliefert, Abb. 3.33. Bei dieser Lokomotive hatte man den Direktantrieb gewählt, d. h. die Kurbelwelle des Hauptdieselmotors war über Treibstangen mit den Antriebsrädern der Lokomotive verbunden. Da der Dieselmotor nicht aus dem Stand anfahren kann (kein Moment bei Drehzahl null; s. Abb. 3.34), wurde mit Druckluft angefahren, die von einem vom Hilfsdieselmotor angetriebenen Verdichter erzeugt wurde. Bei ca. 8 bis 10 km/h Geschwindigkeit wurde der Hauptdieselmotor durch Kraftstoffeinspritzung gezündet. Die Lokomotive bewährte sich nicht. Durch die Expansion der Druckluft beim Anfahrvorgang in den Arbeitszylindern kühlten diese so stark ab, dass die Zündung

¹⁶ Bohlmann, D. Th.: Die Wismarer Schienenomnibusse der Bauart Hannover. Zeunert-Verlag, Gifhorn (1976).

¹⁷ Rudolf Diesel (1858–1913), deutscher Ingenieur.

¹⁸ Adolf Klose (1844–1923), Obermaschinenmeister der Königlich Württembergischen Staatseisenbahnen.

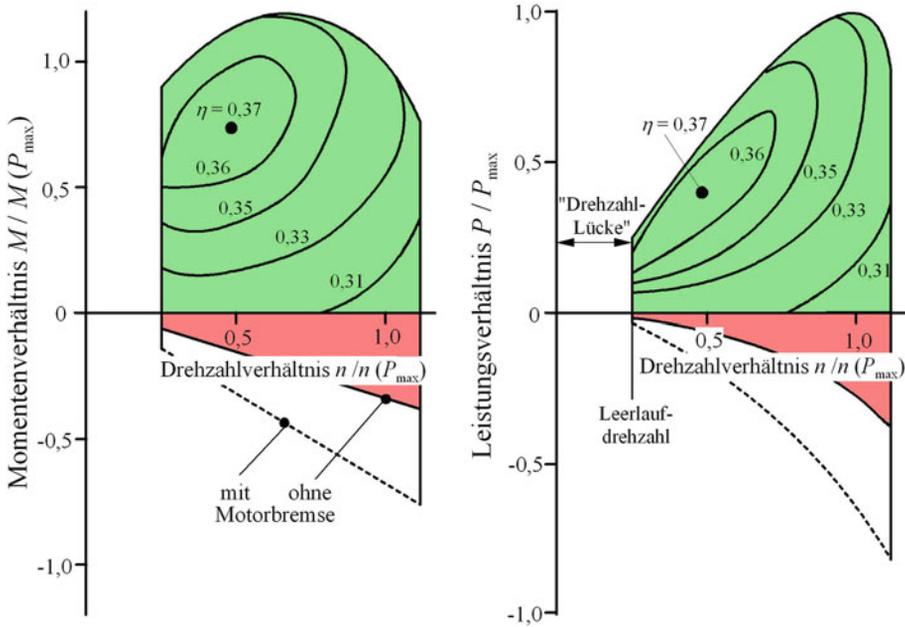


Abb. 3.34 Kennfelder eines Dieselmotors. (Nach [41])

des Motors nicht sicher funktionierte. Auch weitere Lokomotiven mit Direktantrieb bewährten sich nicht [15].

Das Problem des Verbrennungsmotorantriebs von Schienenfahrzeugen besteht im Kennfeld des Verbrennungsmotors: Er liefert bei Drehzahl null kein Drehmoment und sein Lauf ist erst oberhalb einer gewissen Drehzahl, der Leerlaufdrehzahl, ruhig und gleichmäßig. Abb. 3.34 zeigt die Kennfelder eines Dieselmotors.

Man erkennt die so genannte Drehzahlücke, die in Fahrzeugen durch einen Drehzahlwandler (Kupplung) überbrückt werden muss. Auch das übrige Kennfeld des Dieselmotors hat nur wenig Ähnlichkeit mit dem eingangs behandelten „idealen Lieferkennfeld“. Deshalb muss der Dieselmotor im Fahrzeugbetrieb neben dem Drehzahlwandler auch noch einen Drehmomentenwandler erhalten, um sein Kennfeld dem Bedarfskennfeld anzupassen. Ein besonderes Problem im Eisenbahnbetrieb stellen Schaltvorgänge dar, die die Zugkraft des Triebfahrzeugs unterbrechen und bei Zugverbänden zu Längsstößen führen können. Ziel bei der Entwicklung von Leistungsübertragungsanlagen insbesondere von Verbrennungsmotor-Lokomotiven war daher die unterbrechungsfreie Momentenübertragung. Wie schon am Beispiel des Wismarer-Schienenomnibusses gezeigt, ist aber bei leichten Triebwagen der Einsatz von Schaltgetrieben möglich.

Der Dieselmotor (wie auch der Ottomotor) liefert im Schiebetrieb ein Bremsmoment (Abb. 3.34), das so genannte Schleppmoment. Es ergibt sich aus den inneren Reibmomenten des Motors (Kolbenabdichtung, Lagerreibung, Reibung an der Ventilsteuerung usw.).

Bei Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr liefern Verbrennungsmotoren daher ein Bremsmoment. Beim Dieselmotor kann durch die Motorbremse das Bremsmoment noch erhöht werden. Hierbei saugt der Motor Luft an, verdichtet sie und schiebt sie über ein Drosselventil aus (siehe gestrichelte Bremskennlinien in Abb. 3.34). Die Motorbremse wird bei Dieseltriebwagen angewendet, nicht jedoch bei Lokomotiven.

3.3.1 Mechanische Leistungsübertragung

Bei Fahrzeugen mit Motorleistungen bis etwa 400 kW je Maschinenanlage, also besonders bei leichten Triebwagen, ist die mechanische Leistungsübertragung mittels Stufengetriebe (Schaltgetriebe) üblich. Die im Stufengetriebe gewandelte Motorkennlinie zeigt Abb. 3.35; als grüne Felder ist das Motorkennfeld in den vier Gängen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine Anpassung an die Bedarfskennlinie erfolgt ist. Die Drehzahlücke beim Anfahren wird durch eine Kupplung überbrückt. Dabei wird ein Teil der Motorleistung bis zum Gleichlauf der beiden Kupplungshälften in Wärme umgewandelt. Beim Wechseln von einem Gang zum anderen wird die Verbindung zwischen Motor und Getriebe durch die Kupplung unterbrochen. Je höher die Zugkräfte bei niedrigen Geschwindigkeiten sein müssen bzw. je höher die Höchstgeschwindigkeit sein soll, umso mehr Übersetzungsstufen muss ein Schaltgetriebe besitzen¹⁹.

Da wie bereits gesagt im Zugverband die beim Wechseln der Gänge auftretenden Zugkraftunterbrechungen unerwünscht sind, werden bei Schienenfahrzeugen so genannte Lastschaltgetriebe verwendet, Abb. 3.36. Bei dem dargestellten Sechsgang-Getriebe sind

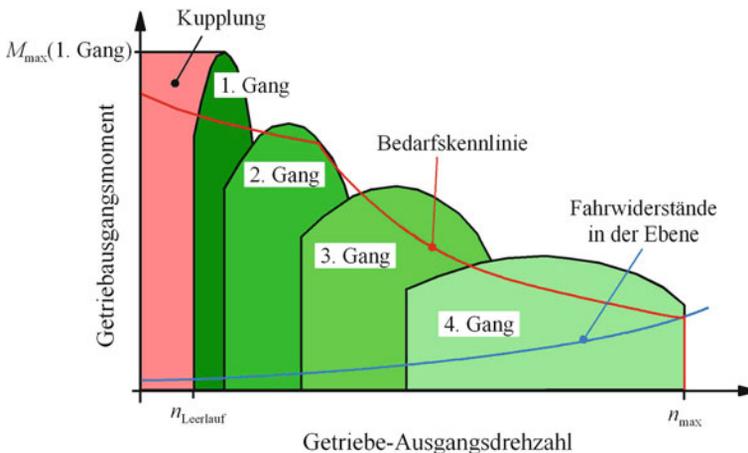


Abb. 3.35 Fahrzeugkennfeld mit Dieselmotor, Kupplung und Viergang-Getriebe

¹⁹ Deswegen besitzen z. B. Lkw wegen der hohen Zugkräfte bis zu zwölf Gangstufen und Pkw mit hoher Endgeschwindigkeit z. B. sechs Gangstufen.

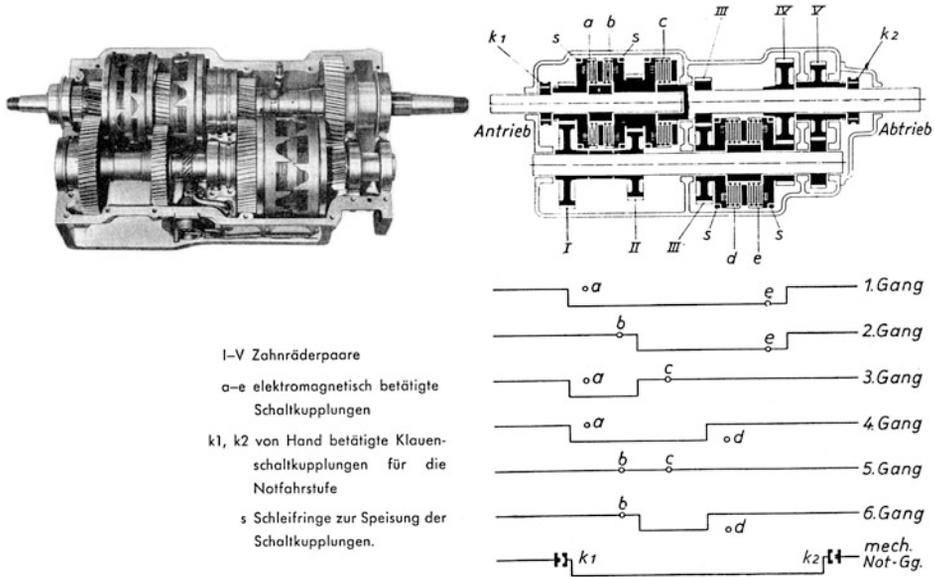


Abb. 3.36 Sechsgang-Lastschaltgetriebe für DB-Schienenomnibus Baureihe 795/798 (Eingangsleistung 110 kW). (Nach Werkbild Zahnradfabrik Friedrichshafen)

vier elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplungen vorhanden, mit denen einzelne Zahnradpaare in den Momentenfluss geschaltet werden können. Im ersten Gang geht z. B. der Momentenfluss von der Antriebswelle über Kupplung **a** und Zahnradpaar **I** auf die Zwischenwelle und von dort aus über Kupplung **s** und Zahnradpaar **IV** auf die Abtriebswelle. Beim Schalten in den zweiten Gang wird Kupplung **a** gelöst, während gleichzeitig Kupplung **b** einkuppelt und der Momentenfluss jetzt über Zahnradpaar **II** auf die Zwischenwelle und über **IV** auf die Abtriebswelle erfolgt. Durch gleichzeitiges Entkuppeln und Einkuppeln der Magnetkupplungen werden Zugkraftunterbrechungen vermieden.

Bei Stromausfall kann am Getriebe mit Hilfe eines Schraubenschlüssels über die Klauenschaltkupplungen **k1** und **k2** ein Notgang eingelegt werden. So kann die Strecke mit verminderter Geschwindigkeit geräumt werden. Mit dieser Strategie wird versucht, längere Streckensperrungen aufgrund von Fahrzeugstörungen zu vermeiden.

Das in Abb. 3.36 gezeigte Getriebe war in den Schienenomnibussen der DB eingebaut. Die Baureihe 798 besaß zwei Maschinenanlagen zu je 110 kW und konnte einen Beiwagen und einen Steuerwagen mit $v_{\max} = 90 \text{ km/h}$ befördern. Bis auf wenige Exemplare sind die Fahrzeuge nicht mehr im Einsatz.

Auch moderne Triebwagen besitzen mechanische Getriebe, die allerdings oft aus Planetenradsätzen aufgebaut sind. Damit können Lastschaltgetriebe mit vielen Übersetzungsstufen in kompakter Bauweise realisiert werden.

Zahnradgetriebe haben relativ hohe Wirkungsgrade. Verluste entstehen durch die Lagerreibung, durch Reibung zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen und durch Planschverluste, da Lager und Zahnräder im Ölbad laufen. Dennoch liegen die Wirkungsgrade bei 92 bis 96 %. Ein weiterer Vorteil ist die starre Verbindung zwischen Antrieb und Abtrieb, die den Einsatz der Motorbremse möglich macht, was bei hydraulischen Getrieben und elektrischer Leistungsübertragung entfällt.

3.3.2 Hydrodynamische Leistungsübertragung

Die reine mechanische Leistungsübertragung ist bei größeren Motorleistungen nicht mehr möglich. Für die Leistungsübertragung bei Motorschiffen hatte FÖTTINGER²⁰ bereits vor dem 1. Weltkrieg die hydrodynamische Kupplung und den hydrodynamischen Wandler erfunden. Die hydrodynamische Kupplung ist die Zusammenfassung einer (Kreisel-)Pumpe und einer Turbine in einem Gehäuse als Drehzahlwandler. Ist das Turbinenrad fest im Gehäuse eingebaut, ergibt sich eine hydrodynamische Bremse (Retarder). Beim hydrodynamischen Wandler kommt noch ein Leitrad dazu, an dem Drehmomente abgestützt werden können, so dass ein Drehmomentwandler entsteht, siehe Abb. 3.37.

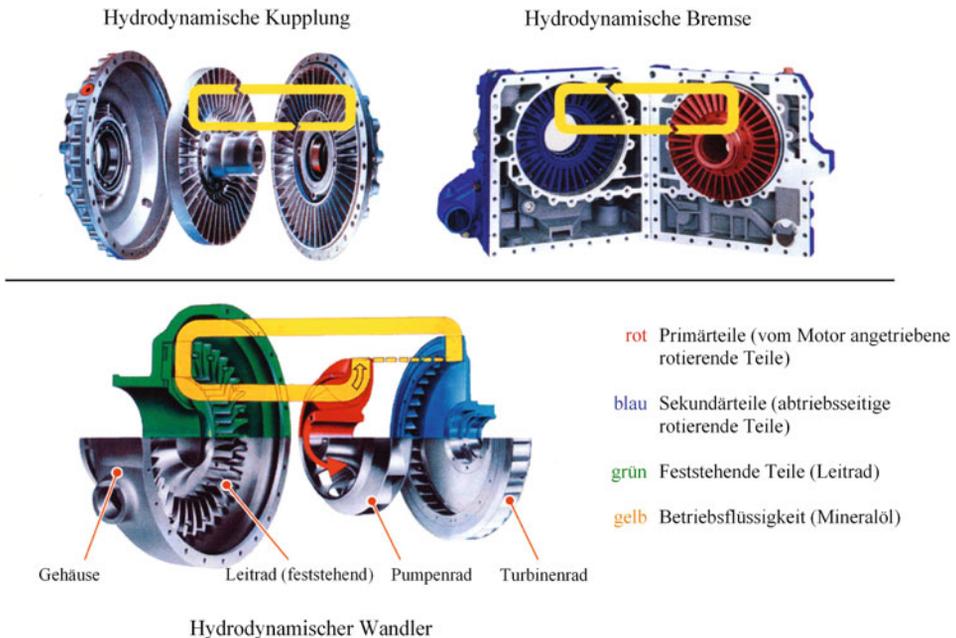


Abb. 3.37 Hydrodynamische Kupplung, hydrodynamische Bremse, hydrodynamischer Wandler. (Nach Werkbild: Voith)

²⁰ Hermann Föttinger (1877–1945), deutscher Ingenieur, Erfinder und Hochschullehrer.

Die Kennlinien der hydrodynamischen Kupplung und des hydrodynamischen Wandlers (auch hydraulische Kupplung und hydraulischer Wandler oder Föttinger-Kupplung und Föttinger-Wandler genannt) zeigt Abb. 3.38. Wichtig sind dabei die Verläufe der Abtriebsmomente, der Wirkungsgrade und der Verlustleistung.

Bei der hydraulischen Kupplung (Abb. 3.38a) mit konstanter Eingangsdrehzahl (Pumpendrehzahl) steigt der Wirkungsgrad linear mit zunehmender Ausgangsdrehzahl (Turbindrehzahl) bis 100 % an. Allerdings ist ohne Schlupf, also ohne eine Drehzahldifferenz zwischen Pumpe und Turbine, keine Momentenübertragung möglich. Deshalb werden hydraulische Kupplungen so ausgelegt, dass beim Nenn-Abtriebsmoment der Schlupf $s = 1 - (n_{II} / n_I)$ bei ca. 3 % liegt. Damit ergibt sich der Wirkungsgrad $\eta = 1 - s$ bei 97 %

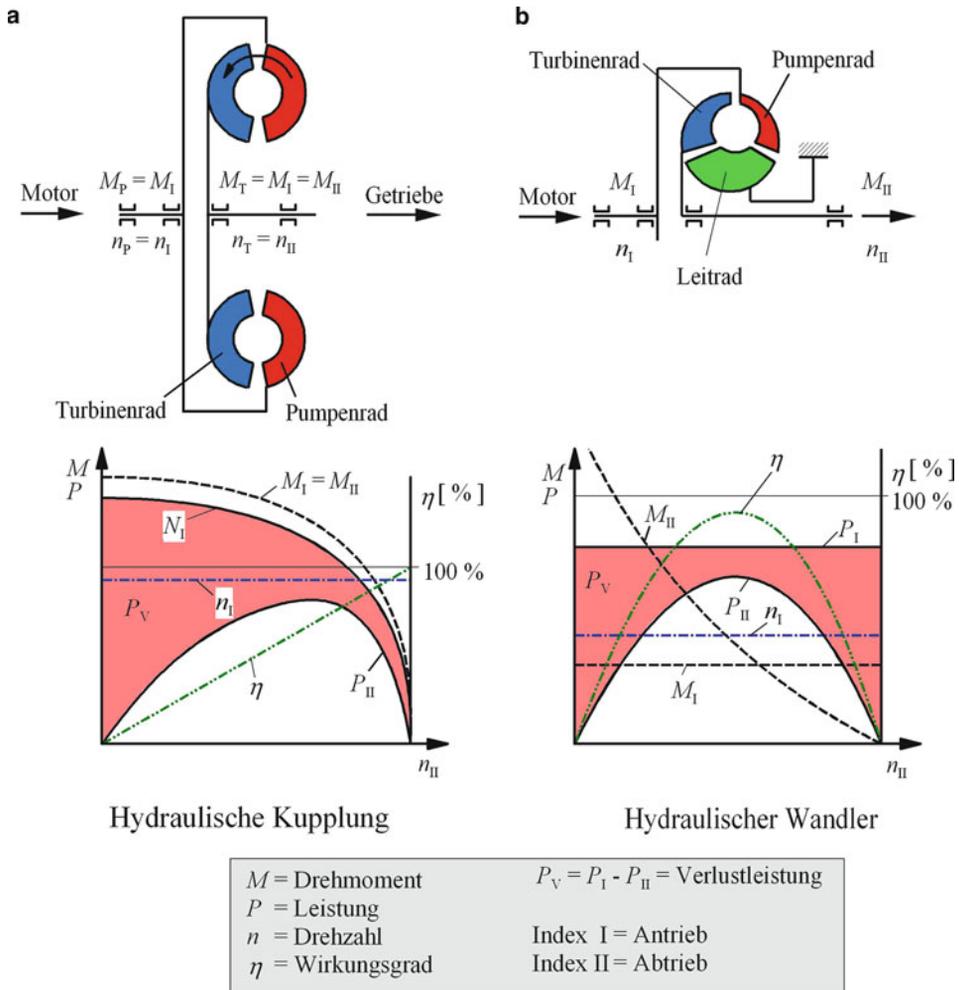


Abb. 3.38 Kennlinien der hydraulischen Kupplung (a) und des hydraulischen Wandlers (b). (Nach [38, 41])

[15]. Die Verlustleistung der Kupplung, die als Wärme abgeführt werden muss, ist in Abb. 3.38a im Kennfeld als rote Fläche dargestellt.

Anders sind die Verhältnisse beim hydraulischen Wandler (Abb. 3.38b): Zunächst kann hier das Abtriebsmoment bei niedrigen Abtriebsdrehzahlen und konstanter Antriebsdrehzahl größer sein als das Antriebsmoment. Allerdings hat der Wirkungsgradverlauf die Form einer nach unten geöffneten Parabel, d. h. im Bereich mittlerer Abtriebsdrehzahlen erreicht der Wirkungsgrad sein Maximum. Mit weiter zunehmenden Abtriebsdrehzahlen sinkt der Wirkungsgrad gegen null. Beim hydraulischen Wandler sollte also nur der Bereich mittlerer Abtriebsdrehzahlen ausgenutzt werden, zum Anfahren auch der Bereich ab Abtriebsdrehzahl gleich null bis in den mittleren Drehzahlbereich.

In der Praxis besteht ein hydrodynamisches Getriebe daher aus einer Kombination mehrerer Wandler und eventuell einer Kupplung, Abb. 3.39. Ein Wandler dient als Anfahrwandler mit großem Übersetzungsverhältnis. Ein oder zwei weitere Wandler werden als Marschwandler eingesetzt, wobei der zweite Marschwandler auch durch eine hydraulische Kupplung ersetzt sein kann. Damit wird ein günstiger Verlauf des Wirkungsgrades erreicht. Die Umschaltung zwischen den Wandlern erfolgt durch Entleeren des einen und Füllen des anderen mit Hydrauliköl.

Den konstruktiven Aufbau eines Zwei-Wandler-Getriebes zeigt Abb. 3.40. Den Wandlern ist ein so genannter Hochtrieb vorgeschaltet, mit dem die Eingangsdrehzahl gegenüber der Motordrehzahl ins Schnelle übersetzt wird, da der Wandlerdurchmesser bei hoher Pumpendrehzahl kleiner gehalten werden kann. Der Hilfsmaschinenantrieb (15) wird für Bremsluft-Kompressor, Kühlerlüfter und Lichtmaschine benötigt. Die in Abb. 3.40 grün dargestellte Schiebewelle und die Wenderäder (5, 7) dienen zur Fahrtrichtungsumkehr. Sie können nur im Stand des Fahrzeugs geschaltet werden.

In Abb. 3.41 ist die Gesamtanordnung aller Aggregate einer schweren Rangierdiesellokomotive dargestellt. Für den Rangierdienst ist ein Mittelführerhaus sinnvoll, so dass der Triebfahrzeugführer bei Fahrtrichtungsänderung nicht den Führerstand wechseln muss. Schmale, niedrige Motorvorbauten sorgen für eine gute Sicht des Triebfahrzeugführers

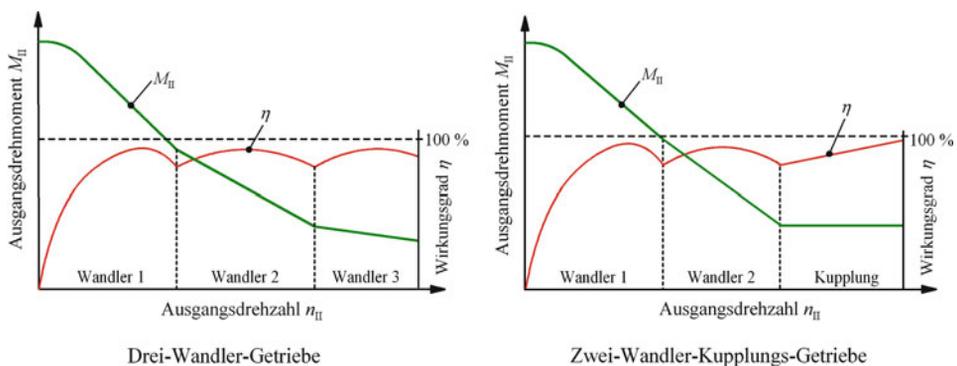


Abb. 3.39 Drehmoment- und Wirkungsgradverlauf bei Wandler-Getrieben. (Nach [38])

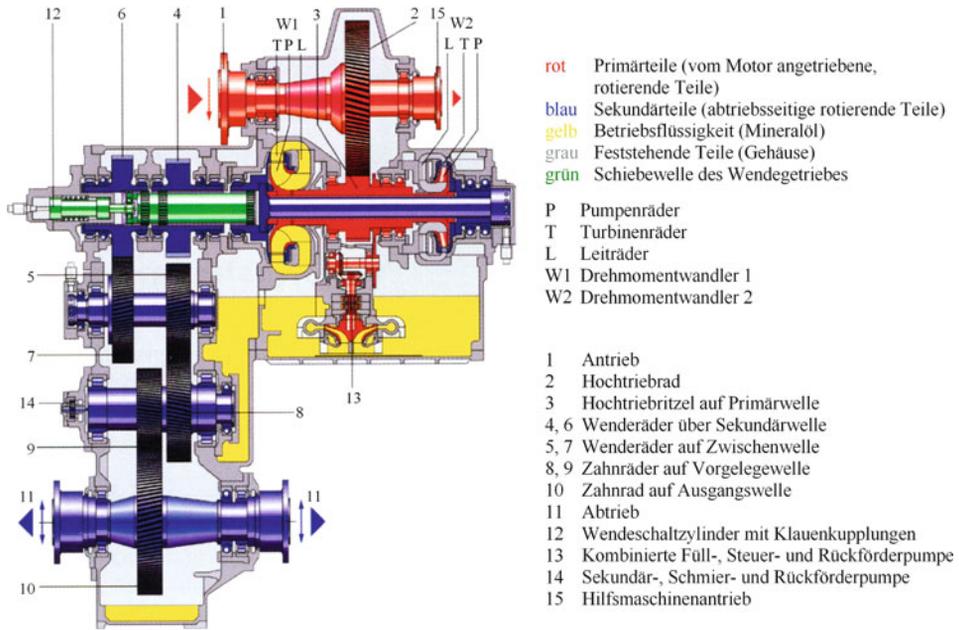


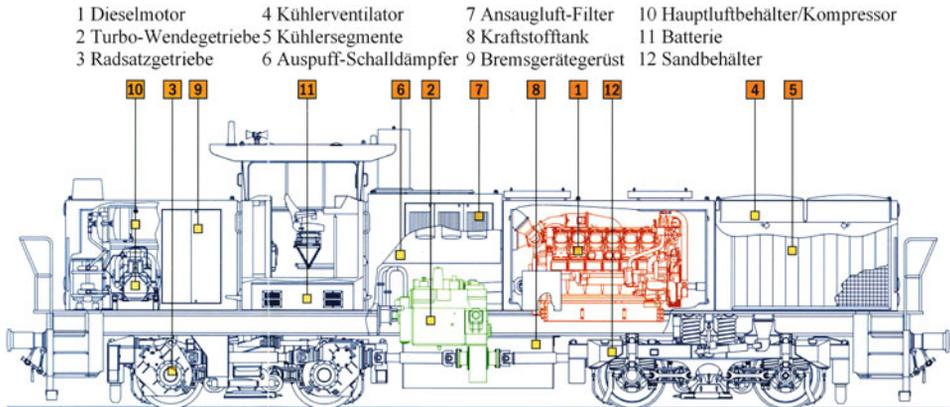
Abb. 3.40 Zwei-Wandler-Getriebe L620r der Fa. Voith. (Nach Werkbild Voith)

auf die Puffer. Auf den ersten Blick ist erstaunlich, wie wenig Platz im Lokomotivaufbau Dieselmotor und Wandlergetriebe einnehmen. Vom Wandlergetriebe aus werden die Drehmomente über Kardanwellen auf die Radsatzgetriebe der inneren Radsätze der beiden Drehgestelle übertragen. Diese beiden Radsatzgetriebe besitzen je einen Durchtrieb, über den Kardanwellen zu den Radsatzgetrieben der äußeren Radsätze führen. Alle Radsätze sind damit drehfest verbunden, so dass die Achsformel für diese Lokomotive B'B' lautet.

Das Wandlergetriebe ist hier ein Turbowendegetriebe, d. h. es sind für jede Fahrrichtung Wandler vorhanden. Damit kann bei Rangiervorgängen ohne längeren Halt und ohne mechanische Umschaltung von Vorwärts- auf Rückwärtsfahrt übergegangen werden. Es werden dabei nur die entsprechenden Wandler geleert bzw. gefüllt.

Wir haben gesehen, dass der hydrodynamische Wandler sehr gut als stufenloses Getriebe einzusetzen ist, allerdings mit dem Nachteil des schlechten Wirkungsgrades außerhalb mittlerer Abtriebsdrehzahlen. Beim Anfahren ist der Nachteil nicht so gravierend, da auch eine mechanische Kupplung während des Einkuppelvorgangs einen großen Teil der zugeführten Motorenergie als Wärme abgibt.

Einen Ausweg aus dem Problem schlechter Wirkungsgrade im höheren Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsbereich bietet das Differential-Wandler-Getriebe (DIWABUS-Getriebe der Fa. Voith). Dieses Getriebe wird in Stadtomnibussen und in Nahverkehrstriebwagen (z. B. im Regio-Shuttle der Fa. Stadler Rail) eingesetzt. Sein Prinzip beruht auf der Leis-



Technische Daten:

Dieselmotor:	1.500 kW (Caterpillar oder MTU)
Achsfolge:	B'B'
Spurweite:	1.435 mm
Gewicht:	84 ... 90 t
LüP:	14.700 mm
Max. Geschw.:	100 km/h
Anfahrzugkraft:	282 kN
Min. Kurvenradius:	60 m
Tankinhalt:	3.500 l

Abb. 3.41 Dieselhydraulische Lokomotive G 1206 der Fa. Vossloh Locomotives für Streckendienst und schweren Rangierdienst. (Nach Werksunterlagen Vossloh)

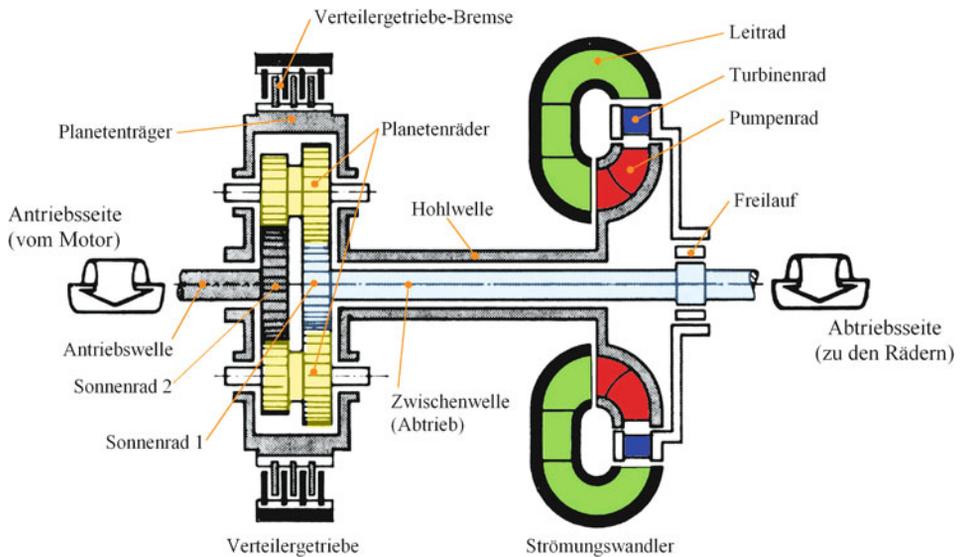


Abb. 3.42 Differential-Wandler-Getriebe mit Leistungsverzweigung. (Nach [55])

tungsverzweigung mittels eines Differentialgetriebes, das beim DIWABUS-Getriebe als Planetengetriebe ausgebildet ist, damit die Antriebswelle koaxial zur Abtriebswelle liegt, Abb. 3.42.

Der Motor treibt die Antriebswelle an, in Abb. 3.42 links. Die Verteilergetriebe-Bremse ist gelöst. Im Augenblick des Anfahrens steht die Abtriebswelle (in Abb. 3.42 hellblau) still, da sich die Antriebsräder des Fahrzeugs nicht drehen. Mit der Abtriebswelle steht auch das Sonnenrad 1. Die gesamte Leistung wird jetzt über den Planetenträger und die drehfest angeschlossene Hohlwelle zum Pumpenrad des Wandlers übertragen. Die Turbine beginnt sich zu drehen und treibt über den blockierten Freilauf die Abtriebswelle an. Damit drehen sich auch die Antriebsräder des Fahrzeugs. Zu diesem Zeitpunkt wird die große Übersetzung des Wandlers zum Anfahren ausgenutzt. Mit zunehmender Drehzahl der Abtriebswelle und des Sonnenrades 1 wird ein steigender Anteil der Motorleistung über den mechanischen Zweig an die Fahrzeugräder übertragen; der Leistungsanteil des Wandlers nimmt ab.

Wenn der Wandler das Maximum der Wirkungsgradkurve überschritten hat, wird die Verteilergetriebe-Bremse (Lamellenbremse) geschaltet und damit werden der Planetenträger und das Pumpenrad festgebremst. Die gesamte Motorleistung wird jetzt mechanisch mit gutem Wirkungsgrad auf die Fahrzeugräder übertragen. Aufgrund des Freilaufes kann sich die Abtriebswelle bei stehendem Turbinenrad frei drehen. Durch die jetzt starre mechanische Kopplung zwischen Motor und Antriebsrädern kann auch die Motorbremse als verschleißfreie Dauerbremse eingesetzt werden, was z. B. im Stadtbuseinsatz, aber auch bei leichten Triebwagen sinnvoll ist.

Die hydrostatische Leistungsübertragung mittels Hydraulikpumpe und Hydraulikmotor, die bei Landmaschinen und Baumaschinen weit verbreitet ist, wird im Schienenfahrzeugbereich bei Triebfahrzeugen kaum verwendet. Deshalb wird hier darauf nicht weiter eingegangen.

3.3.3 Elektrische Leistungsübertragung

Die elektrische Leistungsübertragung wurde schon vor mehr als einhundert Jahren bei Triebwagen eingesetzt – für Lokomotiven standen zunächst keine ausreichend leistungsfähigen Dieselmotoren zur Verfügung. Bis zum zweiten Weltkrieg wurden besonders in den USA Diesellokomotiven mit elektrischer Leistungsübertragung entwickelt. In den 1950er Jahren löste die Dieseltraktion in den USA die Dampflokomotiven weitgehend ab. Gefördert wurde diese Entwicklung dort durch die niedrigen Dieselölkosten sowie durch ein größeres Lichtraumprofil der Eisenbahnen und höhere zulässige Achslasten. Dadurch konnten schwere und große, langsam laufende Dieselmotoren aus der Marinetechnik in die Lokomotiven eingebaut werden. Auch das damals höhere Gewicht der elektrischen Leistungsübertragung spielte keine so große Rolle wie in Europa. Ähnliches wie für die USA gilt für die Entwicklung in der ehemaligen Sowjetunion. In Deutschland konnte sich die elektrische Leistungsübertragung bei Dieseltriebwagen und -lokomotiven erst mit der

Entwicklung der Drehstrom-Antriebstechnik in den 1980er Jahren durchsetzen. Bis dahin dominierte in Deutschland die Dieselhydraulik. Gesichtspunkte waren die kompaktere Bauart und das geringere Gewicht.

Grundsätzlich treibt bei der dieselektrischen Leistungsübertragung der Dieselmotor einen Generator an, der elektrische Energie für die elektrischen Fahrmotoren liefert. Das älteste System ist dabei der Gleichstromgenerator, der Gleichstrommotoren speist. Hierbei wird sozusagen die Gleichstromfahrlleitung durch Dieselmotor und Gleichstromgenerator ersetzt. In Abb. 3.43 ist das Zusammenwirken von Dieselmotor und Gleichstromgenerator erläutert.

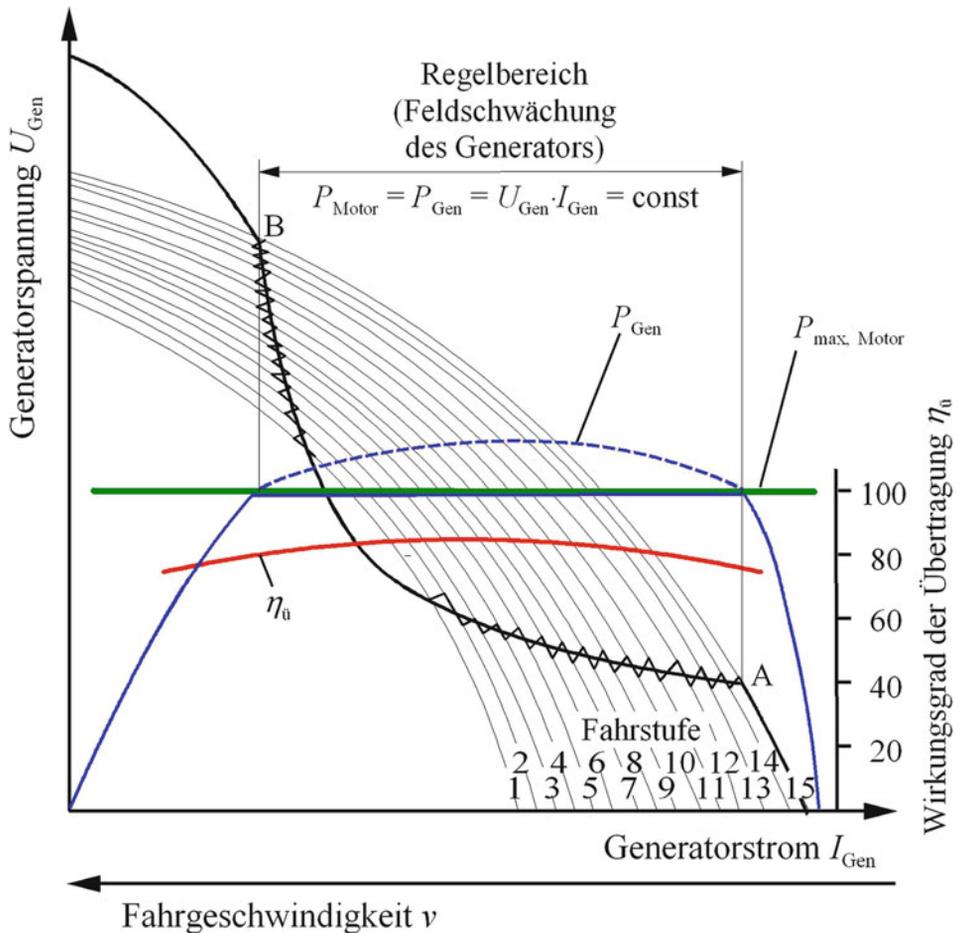


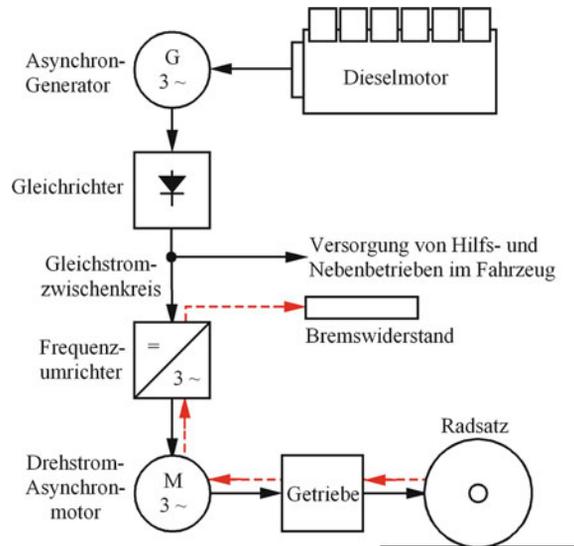
Abb. 3.43 Dieselektrische Leistungsübertragung mit Gleichstromgenerator und Gleichstrommotoren; Strom-Spannungs-Kurven und Wirkungsgrad der Übertragung. (Nach: Gössl, N.: Dieselhydraulik und Dieselektrik. Eisenbahntechnische Rundschau 4(1953)H. 10)

Waagrecht ist der Generatorstrom, senkrecht ist die Generatorspannung aufgetragen. Den Zusammenhang zwischen Strom und Spannung stellen die dünn eingezeichneten Strom-Spannungs-Kurven als Kennlinien des Generators dar. Aus dem Produkt von Strom und Spannung erhält man die Leistungsaufnahme des Generators: $P_{\text{Gen}} = U_{\text{Gen}} \cdot I_{\text{Gen}}$, zu erkennen als blaue Kennlinie. Im mittleren Bereich liegt die Generatorleistung (gestrichelte blaue Kurve) über der Motorleistung (grüne Gerade), wenn der Motor mit konstanter (Höchst-)Leistung läuft. In diesem Bereich würde die Drehzahl des Motors sinken, und der Motor würde schließlich abgewürgt. Deshalb muss im Bereich $P_{\text{Gen}} > P_{\text{Mot}}$ die Generatorleistung durch Feldschwächung – Vorschalten von Widerständen vor die Feldwicklung – vermindert werden. Würde man andererseits die Generatorleistung kleiner auslegen, so dass nur in einem Betriebspunkt $P_{\text{Gen}} = P_{\text{Mot}}$ ist, könnte man in weiten Bereichen die Leistung des Dieselmotors nicht ausnutzen; er könnte nur im Teillastbereich betrieben werden. Die rote Kurve in Abb. 3.43 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades; er liegt zwischen 70 und 80 %.

Der prinzipielle Aufbau einer Diesellok oder eines Dieseltriebwagens mit Drehstrom-Leistungsübertragung ist in Abb. 3.44 dargestellt. Gegenüber dem Prinzip der elektrischen Lokomotive ist das Stromnetz durch Dieselmotor und Asynchron-Generator ersetzt. Es sei hier noch einmal auf den möglichen modularen Aufbau von Triebfahrzeugfamilien hingewiesen.

Da bei der elektrischen Leistungsübertragung keine mechanische Verbindung zwischen Treibrad und Dieselmotor besteht, kann die Motorbremse nicht eingesetzt werden. Wie in Abb. 3.44 anhand der gestrichelten roten Pfeile angedeutet, ist jedoch verschleißfreies Bremsen möglich, indem die elektrischen Fahrmotoren als Generatoren laufen und die erzeugte Energie in Bremswiderständen in Wärme umgewandelt wird. Der Bremswider-

Abb. 3.44 Prinzip der Drehstrom-Leistungsübertragung bei Diesellokomotiven



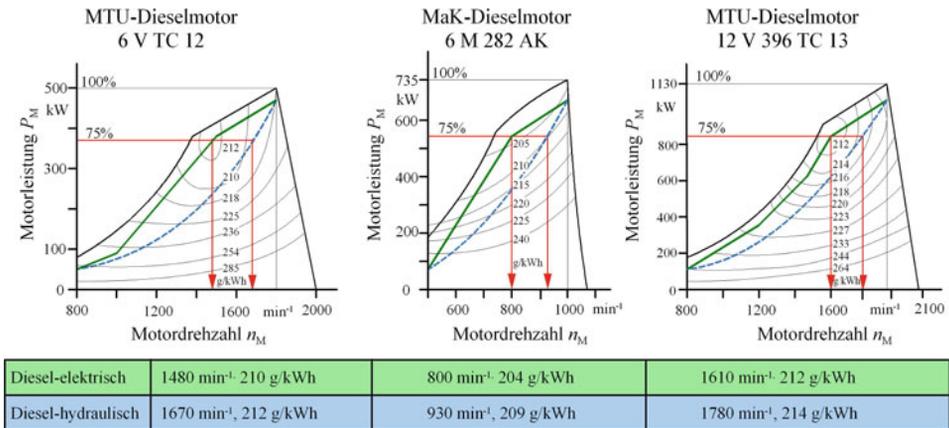


Abb. 3.45 Vergleich Drehstromübertragung/hydraulisches Getriebe bei Dieselloks: Drehzahlen und Verbrauchswerte der Dieselmotoren für 75 % Leistung. (Nach: Teich, W.: Wesentliche Systemunterschiede zwischen Drehstromantriebstechnik und der hydraulischen Übertragung. Elektrische Bahnen 81(1983)H. 4, S. 124–132)

stand ersetzt in diesem Fall das bei einer elektrischen Drehstromlokomotive vorhandene Netz zur Rückspeisung.

Mit der Drehstrom-Leistungsübertragung kann der Wirkungsgrad gegenüber den in Abb. 3.43 gezeigten Werten erheblich gesteigert werden. Insbesondere ist eine bessere Anpassung der Leistungsübertragung an die Motorkennlinie möglich als bei der Dieselhydraulik, Abb. 3.45.

In Abb. 3.45 sind die Leistungskennfelder dreier Dieselmotoren einschließlich der Kurven gleichen Verbrauchs („Muschelkurven“) dargestellt. Die MTU²¹-Motoren sind Mittelschnellläufer; der MaK²²-Motor ist ein Langsamläufer. In blau ist gestrichelt jeweils die Leistungsaufnahme-Kennlinie des hydraulischen Getriebes eingezeichnet. Es handelt sich dabei um die charakteristische Pumpenkennlinie, eine Parabel. Alle Punkte unterhalb der Parabel sind mögliche Betriebspunkte. Der Punkt des geringsten Verbrauchs in jedem Motorkennfeld liegt außerhalb des Pumpenkennfeldes, d. h. der Motor kann mit hydraulischem Getriebe nicht im optimalen Verbrauchspunkt betrieben werden. Bei Drehstromübertragung kann die Leistungsaufnahme-Kennlinie (in Abb. 3.45 grün eingezeichnet) besser an die Motorkennlinie angepasst werden; die Punkte des minimalen Verbrauchs werden in allen Kennfeldern erreicht. Die Tabelle in Abb. 3.45 zeigt, dass bei 75 % Leistungsabgabe (im Rangierbetrieb häufig!) die Motoren bei elektrischer Leistungsübertragung mit geringerer Drehzahl laufen können. Dies wirkt sich günstig auf die

²¹ MTU: Motoren- und Turbinenunion GmbH, Friedrichshafen; heute Teil von Rolls Royce Power Systems.

²² MaK: Maschinenfabrik Kiel, heute Vossloh Lokomotivtechnik. Der Bau von Dieselmotoren wurde inzwischen an die Fa. Caterpillar abgegeben.

Lebensdauer der Motoren aus, da für die mechanische Beanspruchung die Massenkräfte und nicht die Gaskräfte maßgebend sind. Außerdem liegen lt. Abb. 3.45 die Verbrauchswerte bei dieselektrischem Antrieb niedriger.

Es stellt sich die Frage, warum überhaupt noch Triebfahrzeuge mit hydraulischen Getrieben gebaut werden. Der Grund sind die höheren Investitionskosten für dieselektrische Fahrzeuge²³. Kleinere Bahnbetriebe haben neben dem Fachpersonal für die Mechanik-Komponenten der Fahrzeuge oft nicht das entsprechende Fachpersonal für Elektronik-Komponenten, insbesondere für die Leistungselektronik.

Abb. 3.46 zeigt den Gesamtaufbau einer dieselektrischen Rangier- und Streckenlok. Im Vergleich zu Abb. 3.41 fallen kaum gravierende Unterschiede auf, obwohl beide Lokomotiven von unterschiedlichen Herstellern stammen. Die in Abb. 3.46 gezeigte Lok besitzt den 12-Zylinder-MTU-Motor mit dem Kennfeld in Abb. 3.45 rechts. Durch den Einzelachsantrieb hat sie die Achsfolge Bo'Bo'.

Es wurde bereits erwähnt, dass Triebfahrzeuge nicht dauernd mit Höchstleistung betrieben werden. Die Teillast-Wirkungsgrade des Dieselmotors sind deutlich schlechter als der Wirkungsgrad im Bestpunkt. Das führt zu der Idee, Fahrzeuge mit mehreren Maschinenanlagen auszustatten und je nach Leistungsbedarf einzelne Anlagen ab- oder zuzuschalten. Bei Triebwagen wird oft die Gesamtleistung auf mehrere Maschinenanlagen aufgeteilt. Hierbei sind allerdings eher Platzgründe maßgebend, da die Anlagen z. B. unterflur angeordnet werden müssen, um (fast) die gesamte Fahrzeuglänge als Fahrgastraum nutzen zu können. Bei Diesellokomotiven war es in den 1950er Jahren zunächst nicht möglich,

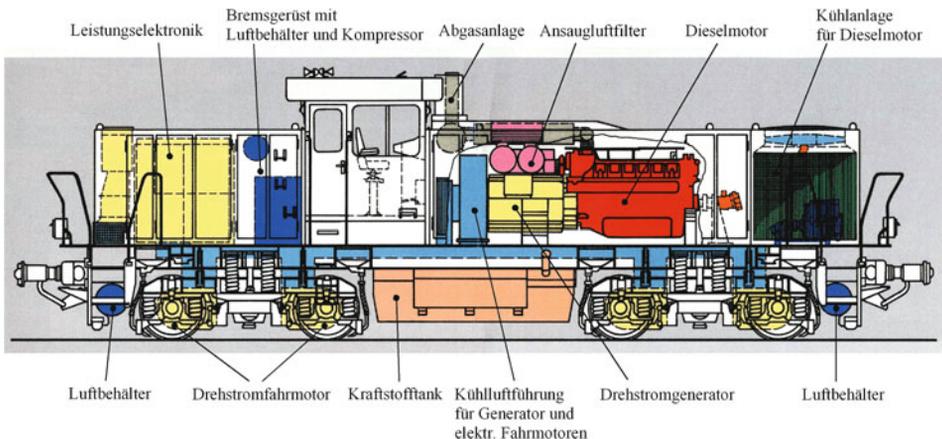


Abb. 3.46 Dieselektrische Lokomotive für schweren Rangier- und Streckendienst. (Nach Werksunterlagen Krauss-Maffei)

²³ Eine Erfahrungsformel besagt, dass 1 kg Maschinenbau etwa die gleichen Kosten hat wie 1 kg Schweinefleisch, während 1 kg Elektrotechnik etwa die Kosten von 1 kg Kalbfleisch hat. Am 06.06.2014 kostete 1 kg Kalbschnitzel etwa 27 bis 30 €, 1 kg Schweineschnitzel 8 bis 10 €.

hohe Leistungen nur durch eine Maschinenanlage zu erreichen. So hatte die erste Großdiesellok der DB, die V 200 (später Baureihe 220 bzw. 221), zwei Maschinenanlagen mit zusammen rd. 1600 bzw. 2000 kW Leistung. Vorteil ist, dass bei Ausfall einer Anlage noch ein Räumen der Strecke mit verminderter Leistung (und damit Fahrgeschwindigkeit) möglich ist; Nachteil sind die höheren Wartungs- und Instandhaltungskosten zweier Maschinenanlagen gegenüber einer. Spätere Großdiesellokomotiven der DB, z. B. die Baureihen 216 und 218, hatten deshalb nur eine Maschinenanlage. Inzwischen spielen bei Dieseltriebfahrzeugen aber Überlegungen zur Kraftstoffeinsparung aufgrund der steigenden Kraftstoffkosten eine wichtige Rolle.

Die Fa. Bombardier hat daher eine Diesellokomotive mit vier Maschinenanlagen²⁴ entwickelt (DB-Baureihe 245; Werksbezeichnung TRAXX P160 DE ME; ME = Multi Engine), wobei jeder Dieselmotor einen eigenen Synchrongenerator treibt. Die Lokomotive besitzt aber einen gemeinsamen Gleichstromzwischenkreis, Abb. 3.47. Die Lokomotive wird von vier elektrischen Fahrmotoren angetrieben, von denen je zwei aus dem Gleichstromzwischenkreis über einen Frequenzumrichter gespeist werden. So ist es möglich, die Lok mit nur einem in Betrieb befindlichen Dieselmotor zu fahren.

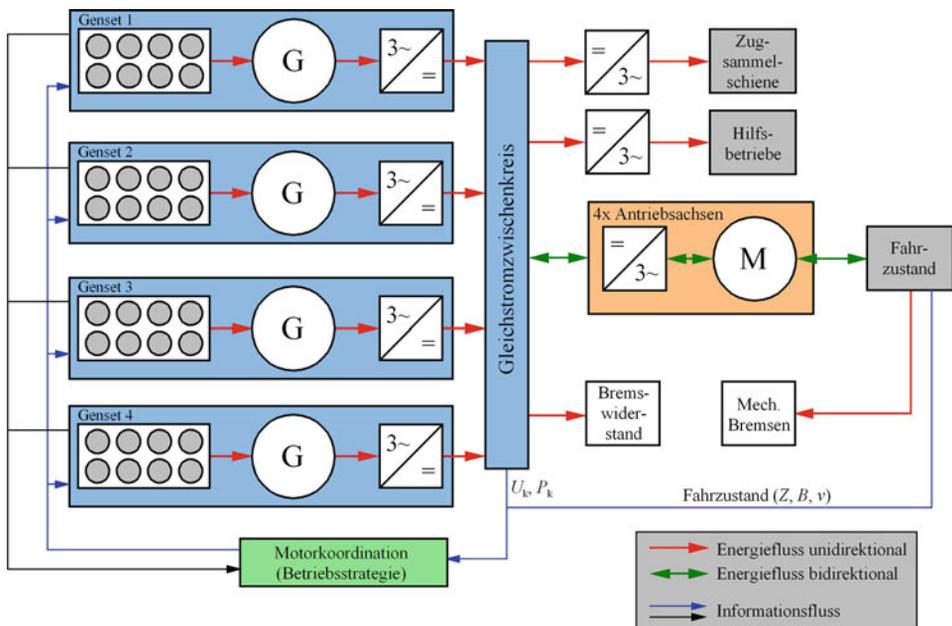


Abb. 3.47 Antriebsschema der Mehrmotor-Diesellokomotive Baureihe 245 der DB. (Nach Werksunterlagen Bombardier)

²⁴ Bikle, U.; Pöpper, C.; et al.: Die Diesellokomotive TRAXX DE Multi-Engine. Eisenbahntechn Rundschau 61(2012)H. 9, S. 58–64.



Abb. 3.48 Mehrmotordiesellok Baureihe 245 der DB

Die vier Caterpillar-Dieselmotoren mit je 563 kW Leistung werden je nach Leistungsbedarf zu- und abgeschaltet. Die Anzahl der Betriebsstunden und die Kühlwassertemperatur werden bei Wahl des an- oder abzuschaltenden Motors von der Motorkoordination beachtet. Da es sich um Großserien-Dieselmotoren handelt, sollen die Beschaffungs- und Instandhaltungskosten insgesamt vergleichbar mit Ein-Motor-Lokomotiven sein, deren Motoren aber Klein(st)serienprodukte sind. Die Ersatzteilversorgung ist bei Großserien-Motoren einfacher und kostengünstiger. Die Baureihe 245 (Abb. 3.48) hat aufgrund des hohen Gewichtes der vier Maschinenanlagen nur ein Kraftstofftankvolumen von 2700 Litern, während bei vergleichbaren Lokomotiven 4000 bis 6000 Liter üblich sind²⁵. Das Gesamtgewicht der Lok liegt bei 83 t.

3.4 Gasturbine

In Frankreich, in der ehemaligen Sowjetunion und in den USA wurden reine Gasturbinenantriebe in der Schienenfahrzeugtechnik erprobt und eingesetzt. Auch die DB ließ einige Diesel-TEE-Triebwagen²⁶ auf Gasturbinenantrieb umbauen. Als Fahrzeugantrieb kommt nur die Zweiwellen-Gasturbine infrage, deren Kennlinien in Abb. 3.49 dargestellt sind.

Die Kennfelder der Zweiwellen-Gasturbine kommen dem idealen Lieferkennfeld relativ nahe, so dass die Gasturbine als Fahrzeugantrieb geeignet ist. Ihr wesentlicher Vorteil besteht in der kompakten Bauweise. Dadurch lassen sich hohe Leistungen im Fahrzeug

²⁵ Je nach Fahrprogramm und Strecke liegt der Verbrauch einer Diesellok mit ca. 2000 kW Leistung bei 300 bis 400 Litern/100 km.

²⁶ TEE: Trans Europ Express – Züge für den internationalen Reiseverkehr in Europa mit hohem Komfort; diese Zugattung wird inzwischen nicht mehr angeboten.

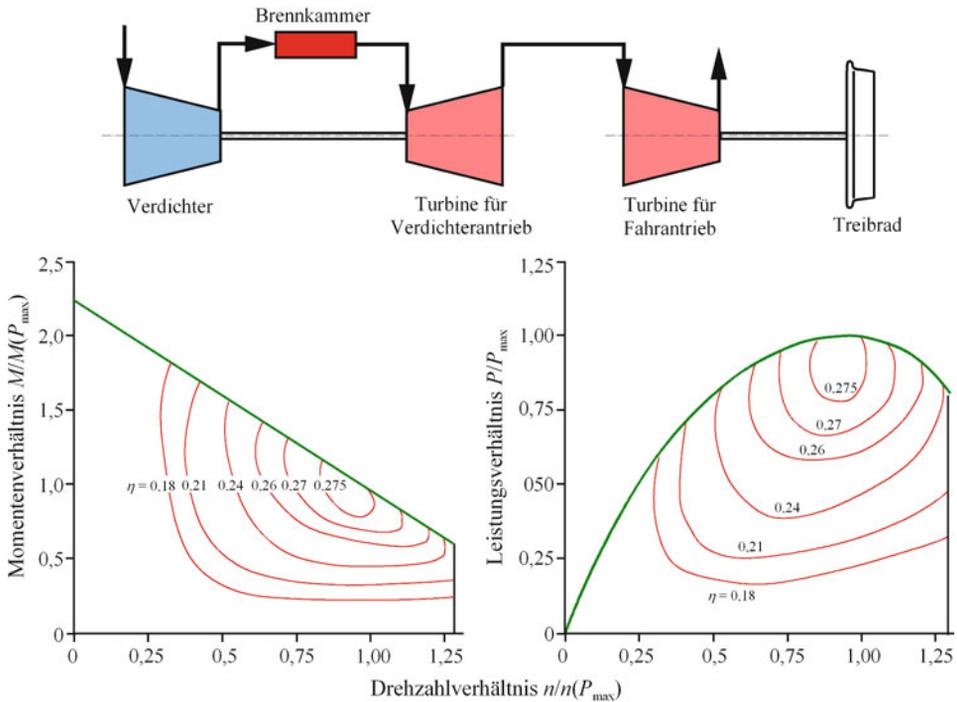


Abb. 3.49 Schema und Kennlinien der Zweiwellen-Gasturbine. (Nach [41])

unterbringen. Wie man an den Kurven konstanten Wirkungsgrades in Abb. 3.49 erkennt, sind allerdings die Teillast-Wirkungsgrade und der maximale Wirkungsgrad erheblich schlechter als beim Dieselmotor. Daher ist die Gasturbine nur bei niedrigen Kraftstoffkosten wirtschaftlich im Bahnbetrieb einzusetzen. Weil allerdings die installierbare Leistung bei Diesellokomotiven wie schon angesprochen begrenzt ist, wurden bei der DB Gasturbinen in Diesellokomotiven als Booster verwendet.

Problem beim Dieselbetrieb von lokbespannten Reisezügen ist die Heizung. Zur Dampflokzeit waren die Reisezüge dampfbeheizt. Auch die ersten Elektrolokomotiven und Diesellokomotiven besaßen daher Dampfkessel, um die Heizeinrichtungen der Reisezugwagen mit Heißdampf zu versorgen. Mit zunehmender Elektrifizierung erhielten Reisezugwagen neben der Dampfheizung elektrische (Widerstands-)Heizkörper, die über die so genannte Zugsammelschiene²⁷ von der elektrischen Lok aus mit Energie versorgt werden. Seit dem Ausscheiden der Dampfloks und der älteren Dieselloks werden Reisezüge ausschließlich elektrisch beheizt.

²⁷ Die Zugsammelschiene ist eine Verbindungsleitung aller Fahrzeuge eines Zugverbandes zur Versorgung der Heizung, Klimatisierung, Beleuchtung und der sonstigen Verbraucher. Die Einspeisung erfolgt von der Lokomotive aus.

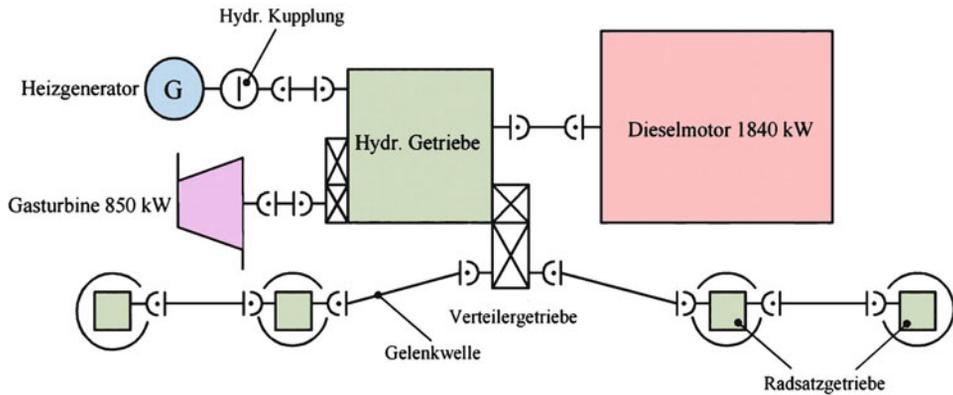


Abb. 3.50 Antriebsschema der ehem. DB-Baureihe 210 mit Zusatz-Gasturbine. (Nach [38])

Die notwendige Leistung von etwa 35 bis 50 kW je Reisezugwagen muss bei Dieseltraktion von der Diesellokomotive bereitgestellt werden. Dazu sind die vor Reisezügen verwendeten Dieselloks mit Generatoren ausgerüstet, die bis 480 kVA Leistung in die Zugsammelschiene einspeisen. Bei Intercity-Zügen mit acht bis zwölf Wagen einschließlich Speisewagen wird diese Leistung ausgenutzt und verringert die Traktionsleistung. Deshalb wurden bei der DB einige Diesellokomotiven der 218-Familie als Baureihe 210 mit Gasturbinen ausgestattet, die als zusätzliche Antriebsmaschine parallel zum Dieselmotor verwendet wurden, Abb. 3.50. Die Gasturbine sollte dabei die Grundlast von Heiz- und Traktionsleistung übernehmen, um bei Vollast im brauchbaren Wirkungsgradbereich zu laufen, während der Dieselmotor mit seinem besseren Teillastwirkungsgrad den übrigen Leistungsbedarf abdecken sollte. Bei Güterzügen konnte die hohe Gesamtleistung aus Dieselmotor und Gasturbine für die Traktion genutzt werden.

Die Gasturbinen aus dem Hubschrauberbereich bewährten sich im Eisenbahnbetrieb weder in der Baureihe 210 noch in den TEE-Triebzügen. Der Kraftstoffverbrauch und die Instandhaltungskosten waren angeblich zu hoch.

Das Problem der dieselbetriebenen Intercity-Züge mit hohem Heizleistungsbedarf ist durch fast vollständige Elektrifizierung der Fernstrecken weitgehend gelöst: Lediglich auf den Strecken Hamburg-Westerland und München-Lindau fahren noch dieselbetriebene Intercity-Züge, die zurzeit mit zwei Loks der Baureihe 218 bespannt sind. Die Leistung beider Loks reicht für Traktion und Heizung aus.

3.5 Hybridfahrzeuge

Als Hybridfahrzeug bezeichnet man ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs.²⁸

Ziel der meisten Straßenfahrzeuge mit Hybridantrieb ist die Nutzung von Bremsenergie für den Fahrzeugantrieb²⁹. Bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotorantrieb ist dazu ein separates Energiewandler- und Speichersystem notwendig, da beim Bremsvorgang kein Flüssigkraftstoff zurückgewonnen werden kann. Dies gilt genauso für Schienenfahrzeuge mit Verbrennungsmotor, während elektrische Schienenfahrzeuge wie schon dargestellt Bremsenergie als elektrische Energie ins Netz zurückspeisen können.

Die Nutzung hybrider Antriebssysteme ist also bei Schienenfahrzeugen interessant, die mit Verbrennungsmotor-Antrieben ausgestattet sind. Als Speichermöglichkeiten für Energie kommen Akkumulatoren und Druckspeicher infrage. Bei der dieselektrischen Leistungsübertragung nach Abb. 3.44 wäre z. B. der Bremswiderstand durch einen Akkumulator mit Ladegerät zu ersetzen, um Bremsenergie zu speichern und für den Antrieb nutzbar zu machen.

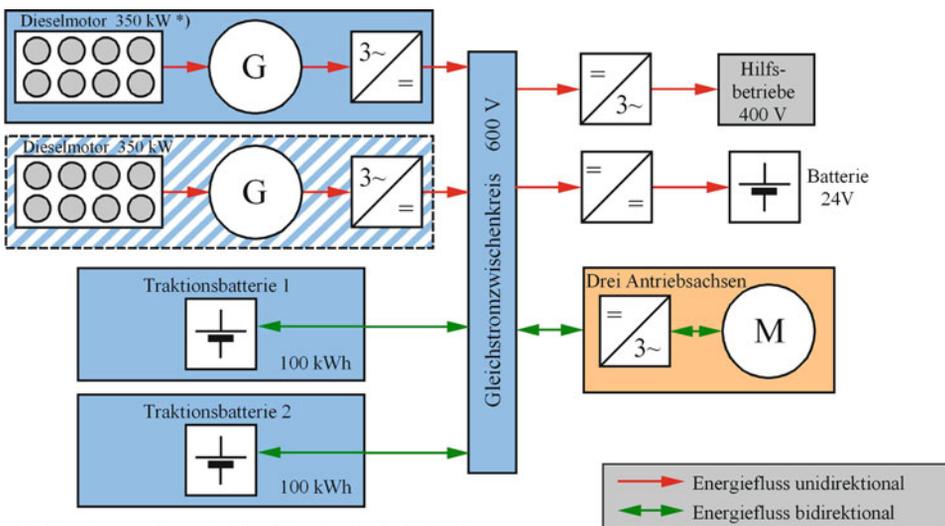


Abb. 3.51 Schema des Antriebs der Alstom-Hybridlokomotive H3. (Nach Werksunterlagen Alstom)

²⁸ Definition für Hybridfahrzeuge durch die UNO 2003.

²⁹ Bei den so genannten „Plug-in“-Hybridfahrzeugen können die Batterien auch an Ladestationen oder an Haushaltssteckdosen geladen werden. Ziel ist hierbei die Möglichkeit, größere Strecken mittels preiswerter Elektroenergie abgasfrei zurückzulegen.

Eine weitere Möglichkeit wäre der Einsatz von Hydropumpen und Druckspeichern. Die beim Bremsen über die Hydropumpe z. B. in einen Kolben- oder Blasenspeicher geförderte, unter Druck stehende Flüssigkeitsmenge könnte zum Anfahren mittels eines Hydromotors verwendet werden.

Eine in Erprobung befindliche Hybridtechnik der Fa. Alstom bei Rangierdiesellokomotiven zeigt Abb. 3.51. Hierbei werden relativ große Traktionsbatterien (Energieinhalt $2 \times 100 \text{ kWh}$) verwendet. Da im Rangierbetrieb selten die Höchstleistung erforderlich ist, wird bei der Alstom-Hybridlokomotive H3 (siehe Abb. 3.52) die Grundlast durch den oder die Dieselmotoren abgedeckt. Der Motor kann im Betriebspunkt des geringsten Verbrauchs laufen. Wird seine Leistung nicht vollständig für die Traktion benötigt, kann eine Zwischenladung der Batterien erfolgen. Spitzenbedarf in der Antriebsleistung wird über die Traktionsbatterien abgedeckt. In geschlossenen Werkhallen kann der Dieselmotor abgeschaltet und abgasfrei nur mit elektrischem Antrieb aus den Batterien rangiert werden. Alstom hat im Versuchsbetrieb eine Kraftstoffersparnis von 11 Litern/Betriebsstunde gemessen.

Eine weitere Anwendung der Hybridtechnik ergibt sich aus der Bedienung von Anschlussgleisen und kurzen Nebenbahnabschnitten ohne Elektrifizierung im Güterzugbetrieb: Bei elektrischer Traktion muss für die Zustellung von Güterwagen und Wagengruppen in nicht elektrifizierten Gleisabschnitten eine gesonderte Diesel-Rangierlokomotive vorgehalten werden. Durch den Einbau einer Diesel-Generatoranlage auf einer Elektrolokomotive (Bombardier TRAXX „Last Mile“, Baureihe 187, siehe Abb. 3.53) können



Abb. 3.52 Alstom-Hybridlokomotive H3. (Werkfoto: Alstom)



Abb. 3.53 Hybridlokomotive TRAXX „Last Mile“. (Werkfoto: Bombardier)

Rangier- und Zustellfahrten direkt von der Elektrolokomotive des Güterzuges auch in Gleisabschnitten ohne Fahrleitung ausgeführt werden. Die Dieselmotorleistung der erwähnten Lok beträgt 180 kW, die Höchstgeschwindigkeit im Dieselbetrieb 50 km/h³⁰. Alternativ wäre auch der Einsatz einer Batterie oder von Kondensatoren („Super Caps“) als Energiespeicher für den Kurzzeitbetrieb ohne Fahrleitung möglich.

³⁰ Bombardier (Hrsg.): Die nächste Generation TRAXX – Weiterentwicklung einer erfolgreichen Lokomotivplattform. Vortragsunterlagen zur Schienenfahrzeugtagung Graz, Sept. 2011; Internet: <http://www.schienenfahrzeugtagung.at/download/PDF2011/5-Altman.pdf>.

Schienenfahrzeugbremsen haben wie Bremsen im Kraftfahrzeug folgende Aufgaben:

- Vermindern der Geschwindigkeit,
- Sichern stillstehender Fahrzeuge,
- Konstanthalten der Geschwindigkeit auf Gefällestrrecken,
- Anhalten von Fahrzeugen in den dafür bestimmten Grenzen.

Abb. 4.1 zeigt die Einteilung der Bremsen bei Schienenfahrzeugen. Die berührungsbehafteten Bremsen werden in frei wirkende und in über den Rad-Schiene-Kraftschluss wirkende Bremsen unterschieden. Die mechanischen Bremsen teilen sich als Reibungsbremsen auf in Klotzbremsen, Scheibenbremsen und – seltener – Trommelbremsen. Dabei ist die Klotzbremse die noch am weitesten verbreitete Schienenfahrzeugbremse, weil sie bei Güterwagen fast ausschließlich verwendet wird. Bedingt durch die Entwicklung zu höheren Geschwindigkeiten und die daraus resultierenden höheren Bremsleistungen geht der Trend in Richtung Scheibenbremsen, die bei Reisezugwagen weitgehend Standard sind. Auch Güterwagen mit zulässigen Höchstgeschwindigkeiten über 120 km/h besitzen Scheibenbremsen.

Zusätzlich zu den in Abb. 4.1 aufgeführten Bremsen gab es bei Dampflok die schon erwähnte Gegendruckbremse und bei Fahrzeugen mit mechanischer Kraftübertragung gibt es die auch im (Diesel-)Nutzfahrzeug verwendete Motorbremse.

Die ersten Bremsen an Schienenfahrzeugen waren Handbremsen, ausgeführt als einklötzige Hebel- oder Gewichtsbremsen, später auch Spindelbremsen. Diese Bremsen erforderten eine ständige Begleitung der Wagen durch so genannte „Bremsler“ – das waren Eisenbahner, die die Bremsen entsprechend den Pfeifsignalen des Lokomotivführers an- oder lösten. 1872 kam die erste durchgehende selbsttätige Bremse in Form einer

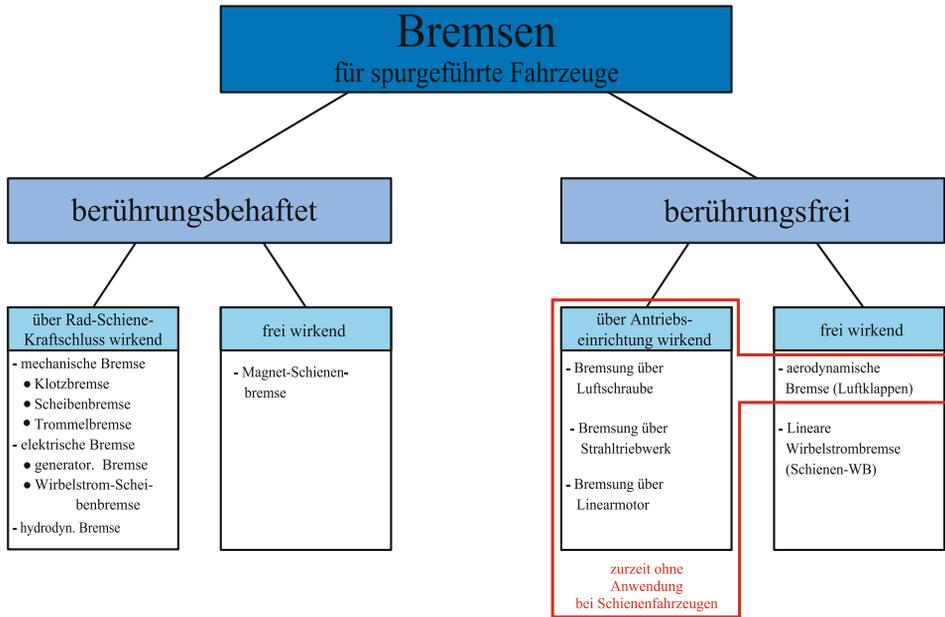


Abb. 4.1 Bremsen für spurgeführte Fahrzeuge. (Nach [38])

Seilbremse von HEBERLEIN¹ zum Einsatz. Ab ca. 1870 wurden erste Versuche mit durchgehenden Druckluftbremsen von WESTINGHOUSE² und Saugluftbremsen von HARDY³ durchgeführt. Eine „durchgehende Bremse“ lässt sich vom Triebfahrzeug oder von einem Bremswagen aus für den gesamten Zug auslösen. Weitere Verbesserungen brachte 1902 die von KNORR⁴ erfundene „Knorr-Schnellbremse“.

Da eine geeignete Bremse, die lange und locker gekuppelte (Güter-)Züge gefahrlos und ruhig anhielt, noch nicht entwickelt war, führen bis zum ersten Weltkrieg nur Personenzüge mit Druckluftbremse. Ab 1931 wurden die ersten mehrlössigen Druckluftbremsen für Güter- und Personenzüge eingesetzt. Eine bedeutende Vervollkommnung der Druckluftbremsen setzte ab 1953 mit der Knorr-Bremse mit Einheitswirkung (KE-Bremse) ein. Ab diesem Zeitpunkt wurde die KE-Bremse zur Anwendung im internationalen Eisenbahnverkehr vom Internationalen Eisenbahnverband (UIC) freigegeben. Diese Bremse ist heute die am meisten verbreitete Eisenbahnbremse. Abb. 4.2 stellt die Systematik der reibungsbehafteten Bremsen für Schienenfahrzeuge dar.

¹ Jacob Heberlein (1825–1881), deutscher Ingenieur, Obermaschinenmeister der Kgl. Bayerischen Staatseisenbahn.

² George Westinghouse (1846–1914), amerikanischer Ingenieur, Erfinder und Unternehmer.

³ John George Hardy (1851–1914), englischer Ingenieur bei der österreichischen Südbahngesellschaft.

⁴ Georg Knorr (1859–1911), deutscher Ingenieur und Unternehmer.

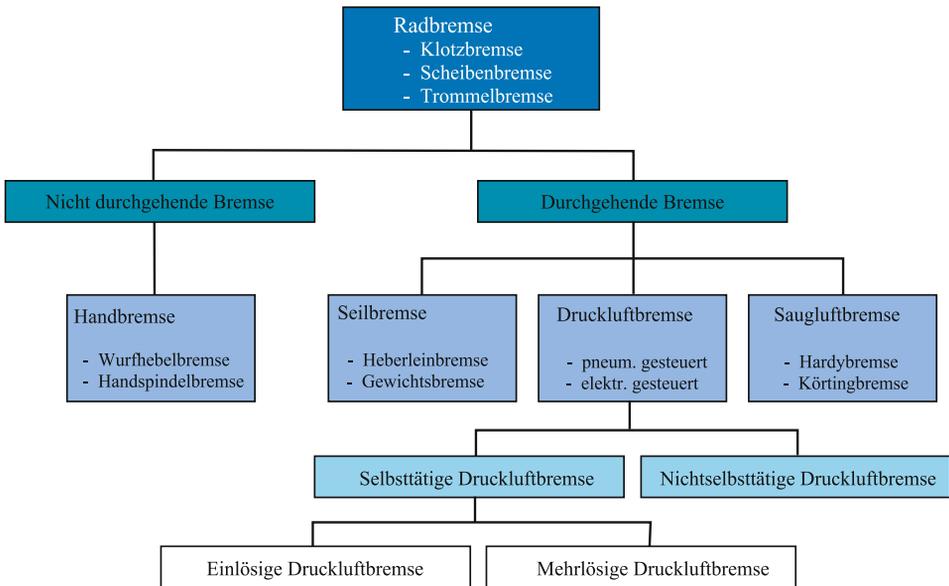


Abb. 4.2 Reibungsbehaftete Bremsen für Schienenfahrzeuge

Bremsen bedeutet auch bei Schienenfahrzeugen Energieumwandlung. Dabei wird Bewegungsenergie in Wärmeenergie oder elektrische Energie umgewandelt, wobei letztere ins Fahrleitungsnetz zurückgespeist werden kann oder in Bremswiderständen in Wärmeenergie gewandelt wird. Im Haltebremsvorgang von Güterzügen werden Leistungen von 300 kW je Radsatz und bei Hochgeschwindigkeitszügen Leistungen von 1,2 MW je Radsatz umgesetzt. Dies zeigt, dass die Bremsleistungen von Schienenfahrzeugen deutlich deren Antriebsleistungen übersteigen.

4.1 Reibungsbehaftete Bremsen

Das Leistungs-, Traktions- und Bremsvermögen der Schienenfahrzeuge wird sowohl durch die Auslegung und die Konstruktion des Fahrzeugs als auch durch physikalisch bedingte Grenzen (Kraftschluss) bestimmt. Einflussparameter für die Kraftschlussbeiwerte sind (Abb. 4.3):

- Witterungsbedingungen,
- Verunreinigungen,
- Materialpaarung,
- Verwendung von Hilfsmitteln zur Verbesserung der Kraftschlussbeiwerte, beispielsweise Sand.

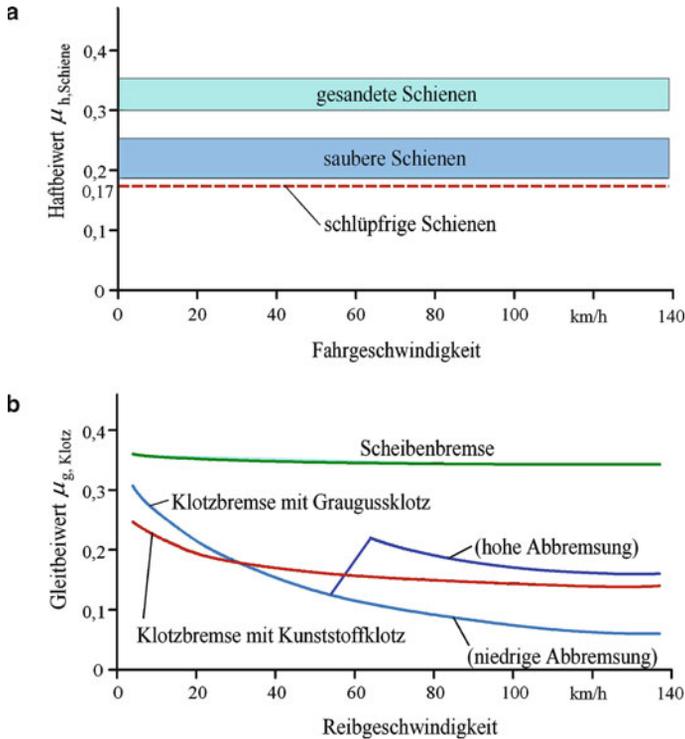


Abb. 4.3 Kraftschlussbeiwerte zwischen Rad und Schiene (a) sowie zwischen Bremsscheibe und Belag bzw. Rad und Bremsklotz (b). (Nach Schulungsunterlagen: DB AG)

Zurzeit erfolgt in Deutschland die Umstellung von Grauguss-Bremsklötzen auf Kunststoff-Bremsklötze im Rahmen von Lärminderungsmaßnahmen im Schienenverkehr. Kunststoff-Bremsklötze besitzen gegenüber Grauguss-Bremsklötzen folgende Vorteile:

- Das Rollgeräusch der Räder ist niedriger, weil Kunststoff-Bremsklötze die Radlaufflächen nicht aufrauen.
- Der Bremsstaub hat keine elektrisch leitenden Eigenschaften (wichtig bei elektrischem Bahnbetrieb, da elektrische Triebfahrzeuge über die Lüfter auch Staub ansaugen).
- Der Reibbeiwert von Kunststoff-Bremsklötzen ist weniger von der Reibgeschwindigkeit abhängig als bei Grauguss-Bremsklötzen (siehe Abb. 4.3b). Dadurch ist der „Bremsruck“ bei Kunststoff-Bremsklötzen weniger ausgeprägt (je kleiner die Reibgeschwindigkeit, desto höher der Reibbeiwert: die Bremswirkung nimmt mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit zu. Dieser Effekt ist bei Scheibenbremsen am geringsten).

Am gebremsten Rad unterscheidet man zwei Kraftschlussbeiwerte:

- μ_S = Kraftschlussbeiwert Rad/Schiene,
- μ_K = Kraftschlussbeiwert Rad/Bremsklotz bzw. Bremsscheibe/Bremsbelag.

Folgen verschlechterter Kraftschlussverhältnisse für das Bremsen sind:

- Blockieren der Radsätze, verbunden mit Schäden an den Radreifen (Flachstellen),
- Bremswegverlängerung.

Zur Verbesserung der Kraftschlussverhältnisse werden eingesetzt:

- Sandstreueinrichtungen,
- Putzklotze,
- Plasmabrenner zur Reinigung der Schienen,
- Schlupfgesteuerte Bremsen (siehe ABS beim Kfz),
- Magnetschienenbremsen (MG-Bremsen).

Jede Übertragung von tangentialen Kräften am rollenden Rad ist grundsätzlich mit Schlupf verbunden. Der Schlupf wird folgendermaßen definiert:

$$\text{Antriebsschlupf (Treibschlupf):} \quad s_T = 1 - \frac{v_0}{r \cdot \omega}, \quad (4.1a)$$

$$\text{Bremschlupf:} \quad s_B = 1 - \frac{r \cdot \omega}{v_0} \quad (4.1b)$$

mit

r : Rollradius des Rades,

ω : Radwinkelgeschwindigkeit,

v_0 : Fahrzeuggeschwindigkeit.

Der Treibschlupf ist beim Anfahren mit durchdrehenden Rädern ($v_0 = 0$) $s_T = 1$; der Bremschlupf ist bei blockierenden Rädern ($\omega = 0$) $s_B = 1$. Bei momentenfrei (= schlupffrei) rollendem Rad ist $v_0 = r \cdot \omega$ und damit sind $s_T = 0$ bzw. $s_B = 0$.

Die Abhängigkeit des Kraftschlussbeiwertes vom Schlupf ist in Abb. 4.4 dargestellt.

Aus Abb. 4.4 erkennt man, dass das Kraftschlussmaximum für trockene Schienen bei einem Schlupf $s \approx 0,01$ liegt. Für die Paarung Reifen/Fahrbahn liegt das Kraftschlussmaximum bei $s \approx 0,1$. Grundsätzlich ist der in Abb. 4.4 dargestellte Bereich für $s > 0,01$ nicht stabil, d. h. wird der Schlupf größer, springt der Kraftschlussbeiwert vom Haft- auf den niedrigeren Gleitbeiwert und das Rad blockiert beim Bremsen bzw. dreht durch („schleudert“) beim Antreiben. Da diese Vorgänge beim Rad/Schiene-System empfindlicher sind

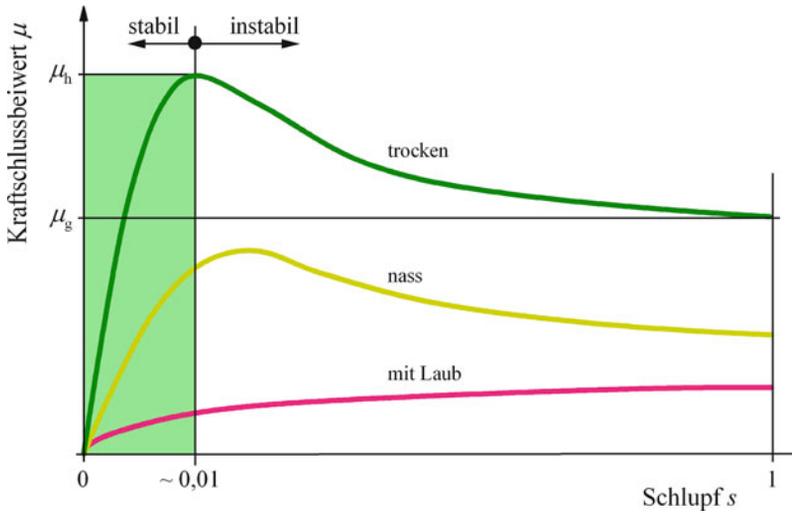


Abb. 4.4 Abhängigkeit der Kraftschlussbeiwerte vom Schlupf für Rad/Schiene-Paarung

als beim Kraftfahrzeug, wurde bei Schienenfahrzeugen bereits ab den 1930er Jahren ein mechanisches Anti-Blockier-System eingebaut.

Als nächstes betrachten wir die Kräfte an einem gebremsten Schienenfahrzeug, siehe Abb. 4.5. Im Schwerpunkt des gebremsten (verzögerten) Fahrzeuges greifen an:

- Gewichtskraft $m \cdot g$,
- Trägheitskraft $m \cdot a$.

An den Radsätzen greifen an:

- Lagerkräfte $F_{A1/2}, F_{B1/2}$,
- Radaufstandskräfte $F_{C1/2}$.

Bei Vorhandensein von Schlupf:

- Kraftschlusskräfte $\mu_{S1/2} \cdot F_{C1/2}$,
- Momente aus der Radträgheit $M = J_R \cdot \delta_{1/2}$ mit δ = Winkelbeschleunigung und J_R = Massenträgheitsmoment des Rades.

Die Bremskraft der Magnetschienenbremse F_{MG} stützt sich mit dem Abstand e am Wagenkasten ab.

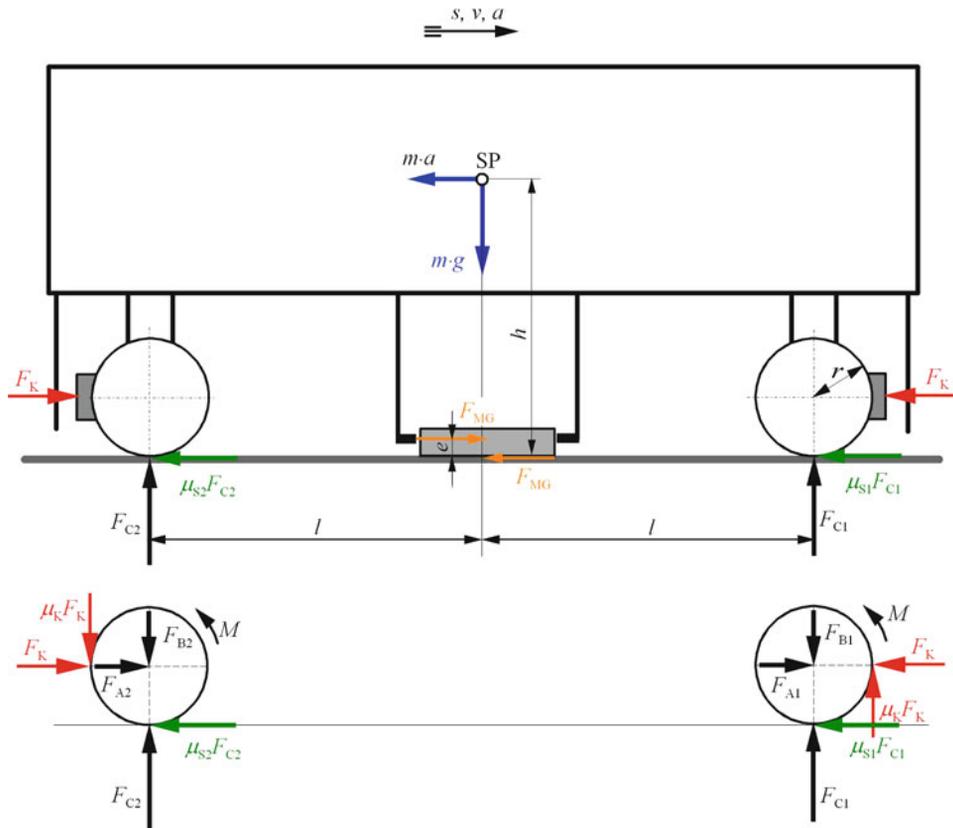


Abb. 4.5 Kräfte am gebremsten zweiachsigen Schienenfahrzeug. (Nach [50])

Aus den Gleichgewichtsbedingungen an den Radsätzen ergeben sich (wechselnde Vorzeichen aufgrund der Betrachtung der beiden Radsätze):

$$\sum F_{ix} = 0 \rightarrow F_{A1/2} = \mu_{S1/2} \cdot F_{C1/2} \pm F_K, \quad (4.2)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \rightarrow F_{B1/2} = F_{C1/2} \pm \mu_K \cdot F_K, \quad (4.3)$$

$$\sum M_i = 0 \rightarrow J_R \cdot \delta_{1/2} = -\mu_K \cdot F_K \cdot r \pm \mu_{S1/2} \cdot F_{C1/2} \cdot r. \quad (4.4)$$

Aus Gl. 4.4 ist zu erkennen, dass die Bedingung

$$\mu_K \cdot F_K < \mu_{Si} \cdot F_{Ci}$$

erfüllt sein muss, wenn δ_i negative Werte (= Verzögerung) annehmen soll. Folge der Nichterfüllung ist das Gleiten der Radsätze.

Das Kräftegleichgewicht am Fahrzeug verlangt:

$$m \cdot a = -\mu_{S1} \cdot F_{C1} - \mu_{S2} \cdot F_{C2} - F_{MG}. \quad (4.5)$$

Die Verzögerung $-a$ wird durch die an den Rädern ausgenutzten Kraftschlussbeiwerte $\mu_{S1/2}$, die einen gewissen Schlupf zwischen Rad und Schiene bedingen (siehe Abb. 4.4), und nicht direkt durch die Bremskräfte $\mu_K \cdot F_K$ hervorgerufen.

Aus den Momentengleichgewichten um die Aufstandspunkte der Radsätze 1 und 2 folgt:

$$F_{C1/2} = \frac{1}{2} m \cdot g \mp \frac{1}{2} m \cdot a \cdot \frac{h}{l} \pm \frac{1}{2} F_{MG} \cdot \frac{e}{l}. \quad (4.6)$$

Mit Hilfe der Abb. 4.5 ist zu erkennen, dass eine Verzögerung $-a$ eine Entlastung des hinteren Radsatzes und eine Belastung des vorderen Radsatzes zur Folge hat. Wegen des geringen Abstandes e ist die umgekehrte Reaktion in Folge der MG-Bremse vernachlässigbar klein.

Bei geringem Schlupf gilt die Näherung $a \approx r \cdot \delta_i$.

Mit dieser Näherung und mit der Addition der Gln. 4.4. und 4.5 (dividiert durch r) erhält man:

$$m \left(1 + \frac{\sum J_i}{m \cdot r^2} \right) a = - \sum \mu_K \cdot F_K - F_{MG}, \quad (4.7)$$

Massenanteil = Bremskraftanteil.

Daraus wird deutlich, dass die Bremskräfte auch zur Verzögerung der rotierenden Massen beitragen müssen, was formal durch die Einführung des so genannten Drehmassenfaktors λ (siehe Kap. 2) berücksichtigt wird. Beispielsweise ist für Reisezugwagen $\lambda \approx 1,03$ und für Lokomotiven $\lambda \approx 1,10$.

Die kinetische Energie des Zuges wird in den am Reibvorgang bei der Bremsung beteiligten Bauteilen in Wärme umgesetzt und an die Umgebung abgegeben. Zur Aufnahme der bei der Stoppbremsung kurzzeitig anfallenden Wärmemenge müssen die Bauteile eine hohe Wärmekapazität besitzen, damit keine zu hohen Temperaturen auftreten. Dennoch ergeben sich bei Haltebremsungen von Hochgeschwindigkeitszügen an den Bremsbelägen Temperaturen von bis zu etwa 500 °C. Für Beharrungsbremsungen (z. B. bei Gefällefahrt) sind an den Bauteilen hohe Wärmeübergangszahlen notwendig, die bei Bremsscheiben z. B. durch eine verrippte innenbelüftete Ausführung erreicht werden (siehe auch Abb. 4.16 und 4.17).

Wir kommen zurück auf Abb. 4.2 und betrachten jetzt kurz die verschiedenen Ausführungsformen von reibungsbehafteten Bremsen.

Handbremsen sind rein mechanische Bremsen. Sie werden heute überwiegend als Feststellbremsen zum Sichern abgestellter Fahrzeuge gegen unbeabsichtigtes Bewegungen genutzt (siehe Abb. 4.6). Feststellbremsen wirken nur auf einem Teil der Radsätze und dürfen daher nicht zur Bremskraftberechnung von Schienenfahrzeugen herangezogen werden.

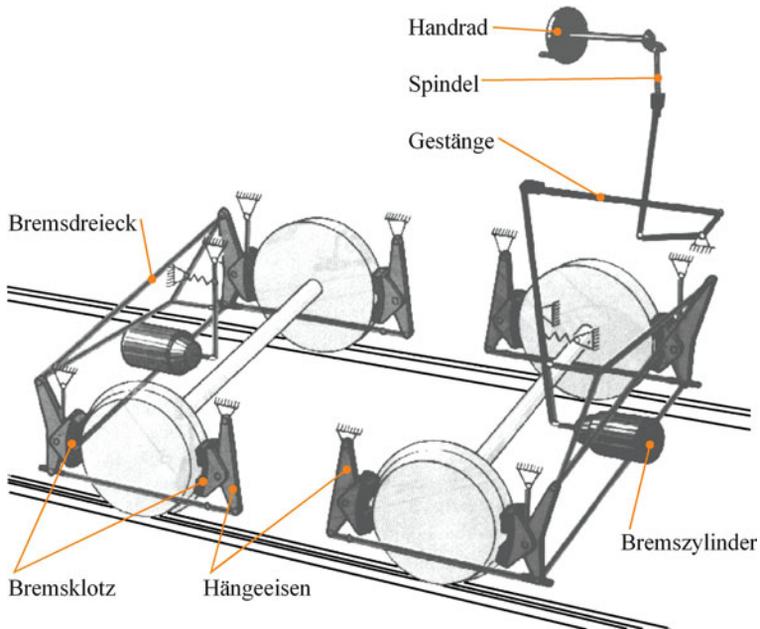


Abb. 4.6 Handbremse als Klotzbremse. (Nach [50])

Wurfhebelbremsen (früher bei Dampfloks) wirken auf das Bremsgestänge durch das Umlegen eines Gewichtes unter Nutzung von dessen Gewichtskraft. Diese Gewichtskraft wird mittels Bremsgestänge auf die Bremsklötze übertragen.

In Lokomotiven und Triebwagen wird anstelle der Handbremse meist eine so genannte Federspeicherbremse eingesetzt, Abb. 4.7. Sie wird auf die Druckluftbremszylinder aufgesattelt. Das Einbremsen erfolgt dabei durch das Entlüften der Federspeicherleitung. Drucklos abgestellte Fahrzeuge werden also durch die Federspeicherbremse gebremst. Beim Beaufschlagen mit Druckluft wird die Bremse wieder gelöst. Eine mechanische Lösevorrichtung, z. B. mittels Spindel und Schraubenschlüssel, ermöglicht im Störfall das Lösen auch ohne Druckluft. Im Gegensatz zu Vollbahnfahrzeugen erhalten moderne U- und Stadtbahnwagen regelbare Druckluft-Federspeicher-Bremsanlagen. Die Ansteuerung dieser Bremssysteme erfolgt elektropneumatisch und parallel zur reinen elektrischen Bremse. Die Federspeicherbremse dient hier als Betriebsbremse im unteren Geschwindigkeitsbereich und als Feststellbremse. Eine Federspeichereinheit als kompakte Baugruppe für Scheibenbremsen zeigt Abb. 4.8.

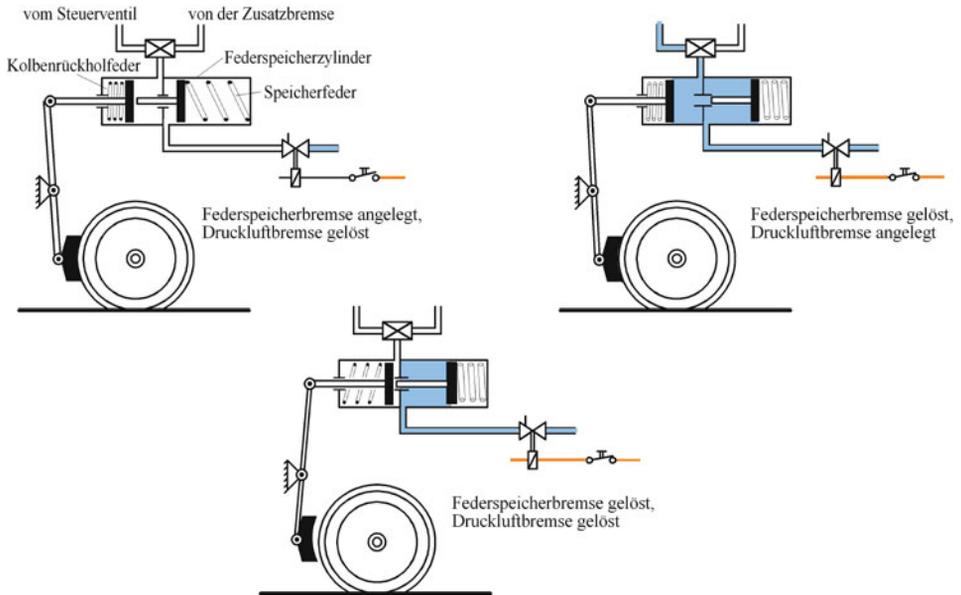


Abb. 4.7 Wirkungsweise einer Federspeicherbremse. (Nach: DB AG, Arbeitsmappe Grundlagen der Lokomotivtechnik, 129/7 84)

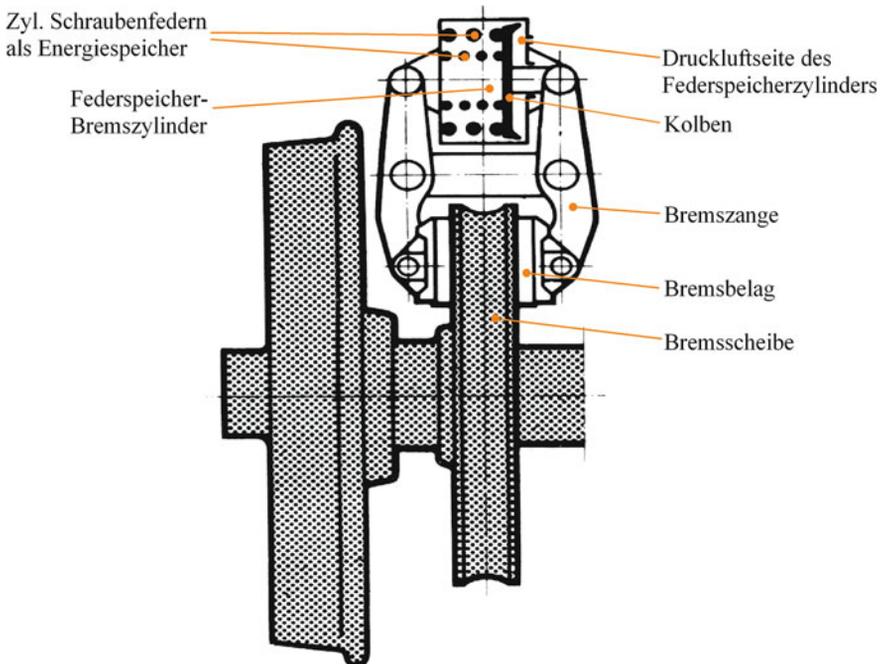


Abb. 4.8 Federspeicherbremse als Kompakteinheit. (Nach Werkbild: Bosch-Rexroth)

4.1.1 Durchgehende Bremsen

Durchgehende Bremsen können von einer Stelle im Zug aus betätigt werden, in der Regel vom führenden Triebfahrzeug, und wirken auf alle Fahrzeuge im Zug. In Mitteleuropa hat sich dabei die Druckluftbremse durchgesetzt. Die Saugluftbremse⁵ (Vakuumbremse) war in Großbritannien bis in die 1970er Jahre in Gebrauch; in Indien und Südafrika wird sie noch eingesetzt, ebenso auf einigen Schmalspurbahnen und Museumsbahnen.

Die Seilbremsen wie die Heberleinbremse und die (Görlitzer) Gewichtsbremse erfordern Seilzüge, meist über die Wagendächer zur Lokomotive oder zum Bremswagen. Dies bedeutet erheblichen Aufwand bei Zusammenstellen und Trennen von Zugverbänden. Seilbremsen werden daher nur noch bei Museumsbahnen verwendet.

Wirkungsweise der Druckluftbremsen

Bei allen **Druckluftbremsen** wird die Bremskraft erzeugt, indem mittels Druckluft die Bremsklötze/Bremsbeläge an die Räder gepresst werden. Druckluft wird dabei in die Zylinder geleitet und wirkt über Kolben und Gestänge auf die Bremsklötze bzw. Bremsbeläge. Durch unterschiedliche Dosierung des Luftdruckes kann die Bremskraft geregelt werden.

Bei der **direkt wirkenden Bremse** (Abb. 4.9) steht Druckluft vom Hauptluftbehälter am Bremsventil an. Die Druckluft strömt in die Bremszylinder, sofern das Bremsventil in Bremsstellung gebracht wird. Unterbrochen wird die Druckluftzufuhr in der Abschlussstellung des Bremsventils. Wählt man die Lösestellung, wird der Bremszylinder ins Freie entlüftet. Eine stufenweise Erhöhung oder Verminderung der Bremskraft ist bei dieser Bremse möglich. Diese Bremse wirkt nicht selbsttätig, da eine durchgehende Bremsleitung bei eventueller Zugtrennung geöffnet wäre, und somit die notwendige Druckluft zum Bremsen ins Freie strömen würde. Aus diesem Grund ist dieses System als Zugbremse nicht geeignet. Als „selbsttätig“ wird eine Bremse dann bezeichnet, wenn bei Zugtrennungen oder undichten bzw. abreißen Leitungen eine automatische Bremsung erfolgt.

Bei der **indirekt wirkenden Druckluftbremse** (Abb. 4.10) verfügt jedes Fahrzeug über Steuerventil und Hilfsluftbehälter. Die zum Bremsen benötigte Druckluft wird beim Füll- und Lösevorgang im Führerbremsventil auf Regeldruck (5 bar) reduziert und über die durchgehende Bremsleitung (Hauptluftleitung) und die Steuerventile in den Hilfsluftbehältern gespeichert. Bei Absenkung des Hauptluftleitungsdruckes steuern die Steuerventile in die Bremsstellung um, und die in den Hilfsluftbehältern gespeicherte Druckluft strömt in die Bremszylinder.

⁵ Die Saugluftbremse erfordert größere Bremszylinder als die Druckluftbremse, da gegenüber dem Umgebungsdruck in der Praxis ein Unterdruck von ca. 0,7 bar erreicht werden kann. Für definierte Kolbenkräfte sind also größere Kolbendurchmesser erforderlich. Die Saugluftbremse hat den Vorteil, dass sie nicht aufgrund von Kondenswasser einfrieren kann. Züge mit mehr als ca. 500 m Länge können nicht sicher gebremst werden, da durch unvermeidbare Undichtigkeiten und durch Rohrleitungswiderstände der Unterdruck in der Bremsleitung mit der Länge abnimmt.

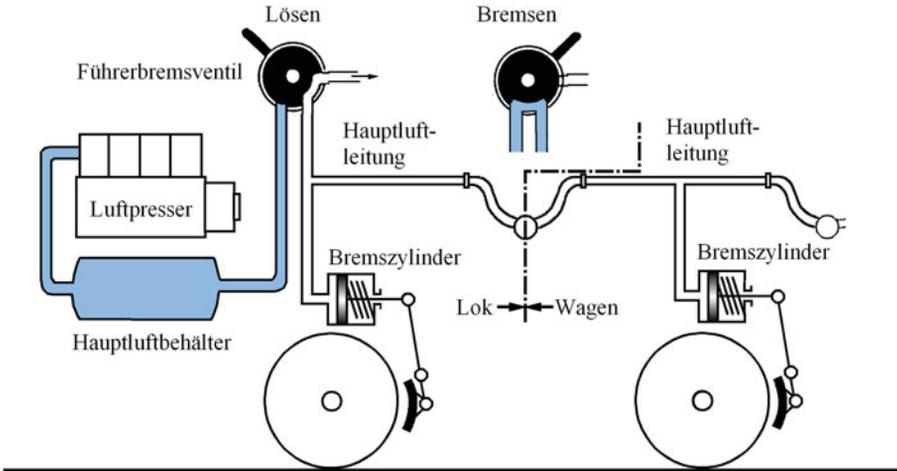


Abb. 4.9 Direkt wirkende Druckluftbremse (nicht selbsttätig). (Nach [45])

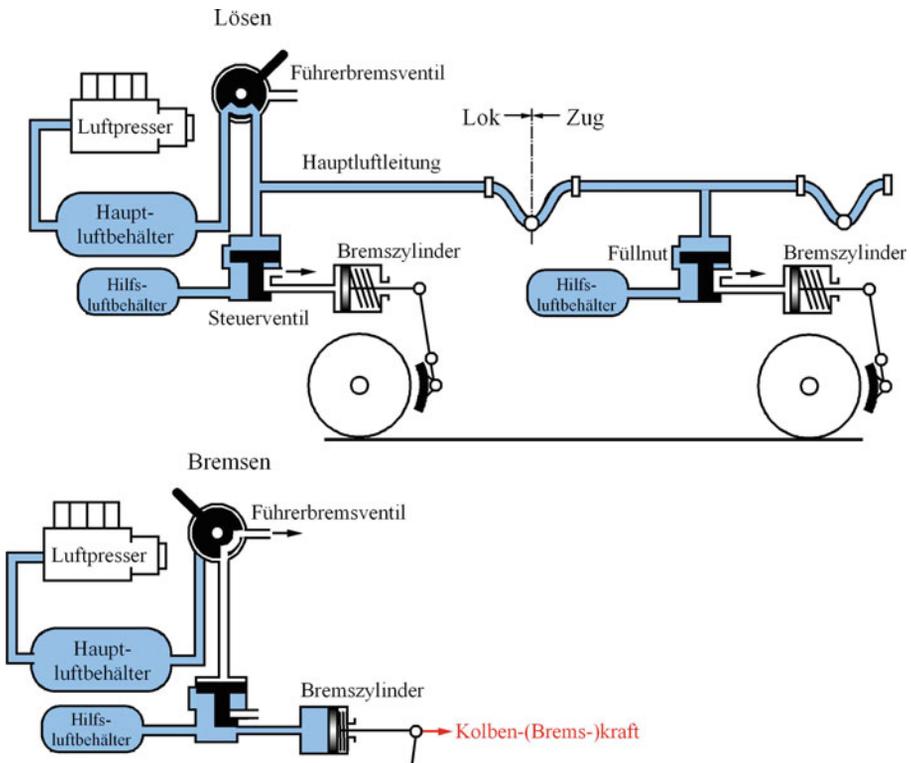


Abb. 4.10 Indirekt wirkende Druckluftbremse (selbsttätig). (Nach [45])

Da dieser Vorgang auch bei jeder anderen Art der Druckabsenkung in der Hauptluftleitung (z. B. bei Abriss der Luftleitung bei Zugtrennungen) eintritt, spricht man auch von einer „selbsttätigen“ Druckluftbremse. Sie ist als Zugbremse geeignet. Die in Abb. 4.10 dargestellte vereinfachte Form der selbsttätigen Druckluftbremse ist erschöpfbar, da beim Bremsen keine Druckluft in die Hilfsluftbehälter nachgefüllt wird. Ein wiederholtes Bremsen in kurzen Intervallen senkt den Hilfsluftbehälterdruck und somit die verfügbare Bremskraft.

Für die selbsttätige Druckluftbremse ist das **Steuerventil** das wesentliche Bauteil. Durch die herbeigeführte Druckänderung in der Hauptluftleitung regelt das Steuerventil die Be- bzw. Entlüftung der Bremszylinder sowie die Füllung des Hilfsluftbehälters bzw. Vorratsluftbehälters. Grundsätzlich werden Steuerventile in einlösig bzw. mehrlösig Bauarten unterschieden.

Einlösig Steuerventile Bei geringer Druckerhöhung lösen die Steuerventile vollständig aus. Der Lösevorgang wird selbsttätig nicht mehr unterbrochen. Erst ab Einsetzen des Lösevorgangs wird der Hilfsluftbehälter wieder aufgefüllt. Nach Erreichen des konstanten Regeldrucks in der Hauptluftleitung ist die Bremse wieder voll betriebsbereit (Druckverläufe siehe Abb. 4.11). Da einlösig Bremsen nicht mehr dem Anforderungsstandard moderner Schienenfahrzeuge entsprechen, wird nicht weiter auf diese Bremsen und ihre Funktionsweise eingegangen.

Mehrlösig Steuerventile Bei geringer Druckerhöhung lösen die Steuerventile die Bremszylinder nur entsprechend dem neu eingestellten Hauptluftleitungsdruck aus. Somit kann stufenweise gelöst werden, siehe Abb. 4.11. Erst bei Erreichen des Regeldrucks ist die Bremse voll ausgelöst. Die mehrlösig Wirkung wird bei allen modernen Bremsbauarten durch Anwendung des Dreidruck-Prinzips erreicht.

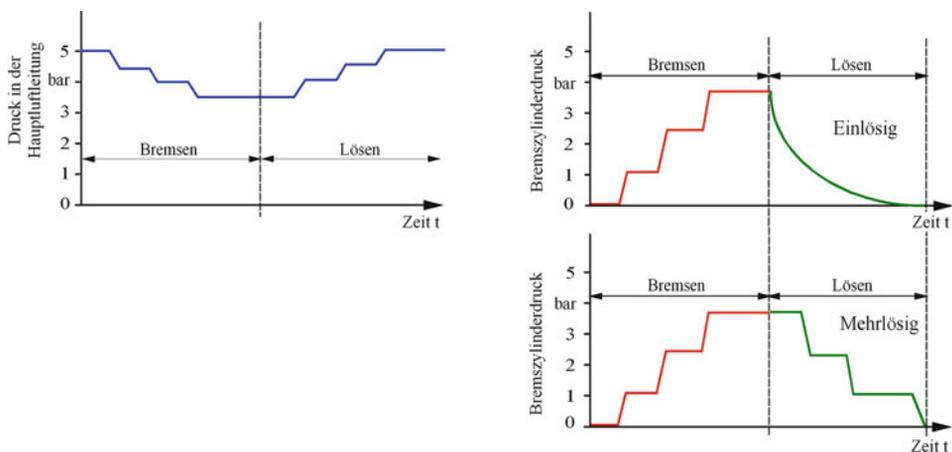


Abb. 4.11 Druckverläufe bei einlösigem und mehrlösigem Bremsen. (Nach [37])

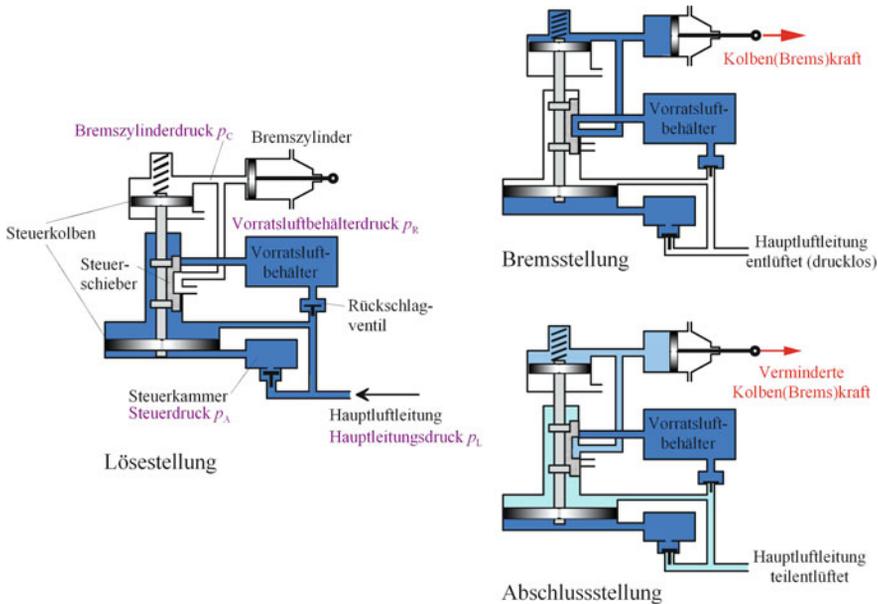


Abb. 4.12 Mehrlösiges Steuerventil. (Nach [45])

Die Wirkungsweise eines **mehrlösigen Steuerventils** ist in Abb. 4.12 dargestellt: Auf den Kolbensatz wirken drei Drücke: der Hauptluftleitungsdruck p_L , der Steuerdruck p_A und der Bremszylinderdruck p_C . Der mit dem Kolben verbundene Schieber ermöglicht entweder ein Lösen der Bremszylinder oder verbindet in Bremsstellung den Vorratsluftbehälter mit den Bremszylindern. Vorratsluftbehälter und Steuerkammer werden aus der Hauptluftleitung über Rückschlagventile gefüllt.

Lösestellung In Lösestellung sind die Drücke p_A , p_L und p_R gleich; der Kolbensatz befindet sich unter dem Einfluss der auf den oberen Steuerkolben wirkenden Feder in seiner unteren Endlage.

Bremsstellung Wird der Druck in der Hauptluftleitung vermindert, schließt sich das Rückschlagventil zur Steuerkammer und der Kolbensatz bewegt sich unter dem Einfluss des nunmehr höheren Druckes p_A nach oben. Über den Schieber strömt Luft aus dem Vorratsluftbehälter zum Bremszylinder. Dabei schließt sich auch das Rückschlagventil zum Vorratsluftbehälter. Der Bremszylinderdruck wirkt auch auf den oberen Steuerkolben des Kolbensatzes. Wenn die dadurch entstehende Kraft größer wird als die aus dem Druckunterschied zwischen p_L und p_A am unteren Kolben entstandene Kraft, wird der Kolbensatz wieder etwas nach unten in die Bremsabschlusstellung geschoben. Die Verbindung zum Bremszylinder wird dadurch unterbrochen. Bei weiterem Luftauslass wiederholt sich der Vorgang, bis bei einem Auslass von 1,3 bis 1,6 bar der Vollbremsdruck erreicht ist.

Lösen Beim Lösen wird aufgrund der Erhöhung des Druckes in der Hauptluftleitung die auf den großen Steuerkolben nach oben wirkende Kraft geringer als die auf den kleineren Kolben nach unten wirkende Kraft. Der Kolben bewegt sich deshalb nach unten in die Lösestellung, in der der Bremszylinder so lange entlüftet wird, bis die nach oben wirkende Kraft wieder überwiegt und den Kolbensatz in die Abschlusstellung bringt. Auf diese Weise entspricht, sowohl beim Bremsen wie beim Lösen, jedem Leitungsdruck ein eindeutig bestimmter Bremszylinderdruck, der durch Bewegungen des Kolbensatzes zwischen Brems- und Abschlusstellung einerseits und zwischen Löse- und Abschlusstellung andererseits genau geregelt wird. Die Bremse ist erst dann völlig gelöst, wenn am großen Kolben kein Druckunterschied mehr wirkt, also der Leitungsdruck p_L gleich dem Steuerkammerdruck p_A ist. Wenn der Regeldruck wieder erreicht ist, ist auch der Vorratsluftbehälter wieder gefüllt, so dass eine derartige Bremse unerschöpfbar ist.

Bremsarten

Unter dem Einfluss von plötzlich auftretenden und ungleichmäßig wirkenden Kräften entstehen in einem Zug, bestehend aus gekoppelten Einzelfahrzeugen, Stöße und Zerrungen, die den Fahrkomfort der Reisenden erheblich einschränken könnten. Bei stärkeren Werten können Fahrzeuge und Ladungen beschädigt und Zugtrennungen herbeigeführt werden. Aus diesem Grund sollten die Bremskräfte auf alle Fahrzeuge möglichst gleichzeitig wirken. Bedingt durch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Druckwelle in der Hauptluftleitung (kleiner als Schallgeschwindigkeit von 343 m/s) und durch die Länge des Zuges reagieren die an der Spitze laufenden Fahrzeugbremsen wesentlich früher als die Bremsen am Zugende. Zur Minderung des Problems setzt man stoßverzehrende Puffer, Bremsartwechsel und bei modernen Fahrzeugen elektropneumatische Bremsansteuerungen ein.

Beim Bremsartwechsel wird durch zwei verschiedene Querschnitte (Bremsart R/P = großer Querschnitt, Bremsart G = kleiner Querschnitt) die Bremszylinderfüllzeit bestimmt, Abb. 4.13. Bei Reise- bzw. schnellen Güterzügen bis zu einem bestimmten Zuggewicht wird die Bremsart R/P zum schnelleren Ansprechen der Bremsen verwendet. Schwere und langsamere Güterzüge werden in der Bremsart G gebremst. Die Bremsart R/P kann bei bestimmten Fahrzeugen (z. B. Lokomotiven) in noch feiner dosierte Bremsstellungen unterteilt werden.

Elektropneumatische Bremsansteuerung (ep-Bremse)

Da die geringe Ausbreitungsgeschwindigkeit der Drucksenkung bzw. Druckerhöhung wie oben beschrieben einige Nachteile mit sich bringt, versucht man dieses Problem durch die elektropneumatische Bremsansteuerung zu umgehen. Die ep-Bremse wird bei allen schnellfahrenden Zügen eingesetzt und funktioniert wie folgt: Eine Einrichtung am Führerbremssventil bestromt über eine Kabelverbindung zu den Wagen (das sog. UIC-Kabel) die an den Steuerventilen angebauten Brems- und Lösemagnete. Somit sprechen alle Steuerventile umgehend mit Betätigung des Führerbremssventils an. Beim Lösevorgang lassen die Lösemagnete sofort Luft aus den Reserveluftbehältern in die Hauptluftleitung. Eine

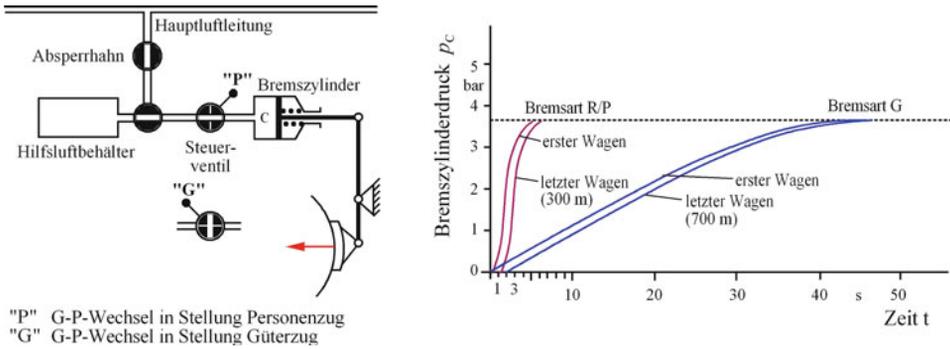


Abb. 4.13 a Bremsartwechsel R/P – G, b Druckverläufe. (Nach [37, 45])

zusätzliche 10-bar-Luftleitung (Hauptluftbehälterleitung) ist von der Lokomotive bis zum letzten Fahrzeug durchgekuppelt. Diese Leitung ergänzt den Luftverbrauch der Reserve-luftbehälter.

Weitere Komponenten der Druckluftanlage

Das **Führerbremsventil** (dies und weitere Komponenten siehe Abb. 4.14) wird ausschließlich vom Triebfahrzeugführer des führenden Triebfahrzeugs bedient und muss in seiner Funktion folgenden Kriterien entsprechen: Die Hauptluftleitung muss gefüllt und in ihr ein gleichbleibender Druck (Regeldruck der Hauptluftleitung entspricht 5 bar), auch

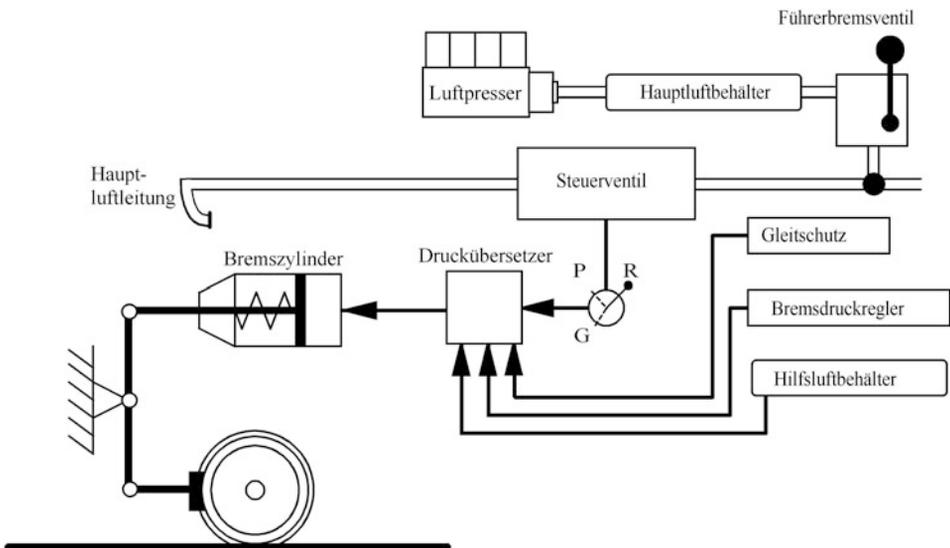


Abb. 4.14 Vereinfachter Druckluftplan einer KE-Bremse

bei geringeren Luftverlusten durch Undichtigkeiten, aufrechterhalten werden. Bei einer Gefahrenbremsung muss die Hauptluftleitung über einen großen Querschnitt entleert werden.

Bei Betriebsbremsungen (z. B. zur Geschwindigkeitsregulierung) muss das Führerbremssventil eine stufenweise, in der Zeit der Empfindlichkeit der Steuerventile angepasste Drucksenkung der Hauptluftleitung ermöglichen. Eine Nachspeisung der Hauptluftleitung muss absperrenbar sein, z. B. wenn eine Lokomotive als Wagen im Zug mitgeführt werden soll.

Der **Bremsdruckregler** (Abb. 4.14) regelt in Abhängigkeit von der Bremsstellung und der Geschwindigkeit mittels Druckübersetzer den maximal erreichbaren Bremszylinderdruck bei Klotzbremsen mit Grauguss-Bremsklötzen. Die hohe Abbremsung wird eingeleitet bei steigender Geschwindigkeit ab ca. 70 km/h und die niedrige Abbremsung bei fallender Geschwindigkeit ab ca. 50 km/h. Hohe Abbremsung bedeutet hohen maximalen Bremszylinderdruck (an Wagen max. 3,8 bar) und niedrige Abbremsung geringeren maximalen Bremszylinderdruck (an Wagen max. 1,7 bar).

Der **Lastwechsel** regelt den Bremszylinderdruck entsprechend der Beladung eines Fahrzeugs so, dass ein höherer Bremszylinderdruck bei größerer Beladung erreicht werden kann und bei geringerer Beladung der maximale Bremszylinderdruck verringert wird, um ein Überbremsen und damit Gleiten der Radsätze des Fahrzeugs zu verhindern. Diese Regelung kann manuell vor Fahrtbeginn an den einzelnen Fahrzeugen am so genannten Lastwechsel⁶ oder automatisch durch ein Wiegeventil im Fahrzeug eingestellt werden.

Ein mögliches Gleiten der gebremsten Radsätze soll im Ansatz durch den **Gleitschutz** verhindert werden. Dazu wird der Bremszylinderdruck im beginnenden Gleitvorgang oder bei einer gemessenen Differenzgeschwindigkeit zwischen den Radsätzen verringert. Es gibt mechanische und elektronische Gleitschutzeinrichtungen. Für moderne Fahrzeuge werden ausschließlich elektronische Gleitschutzeinrichtungen verwendet, die auf der Basis von Differenzgeschwindigkeiten zwischen den gemessenen Radsätzen und einer vorprogrammierten „Ersatzgeschwindigkeit“ arbeiten (siehe „ABS“ bei Straßenfahrzeugen). Da der sich einstellende Bremszylinderdruck von verschiedenen Parametern wie Geschwindigkeit, Bremsstellung, eingeleiteter Drucksenkung der Hauptluftleitung und Gleitschutz abhängt, gibt es den **Druckübersetzer**, um aus all diesen Parametern den letztendlich geforderten Druck für die Bremszylinder bereitzustellen. Der Druckübersetzer wirkt folgendermaßen:

Bremsen:

- Mittels Führerbremssventil: Drucksenkung in der Hauptluftleitung,
- Steuerventil steuert um auf „Bremsen“,

⁶ Manuell kann am Lastwechsel eine zweistufige Lastabbremsung eingestellt werden („Leer“ bzw. „Beladen“). Die Umstellung erfolgt durch Wechsel der Gestängeübersetzung, durch Zuschalten eines weiteren Bremszylinders oder durch stufenweise Veränderung des Bremszylinder-Höchstdrucks [32]; siehe auch Abschn. 4.4 und Abb. 4.27.

- Abhängig von Gleitschutz, Bremsdruckregler, Bremsstellung und Stärke der Druckabsenkung lässt der Druckübersetzer die „Bremsluft“ aus den Hilfsluftbehältern in die Bremszylinder strömen.

Lösen:

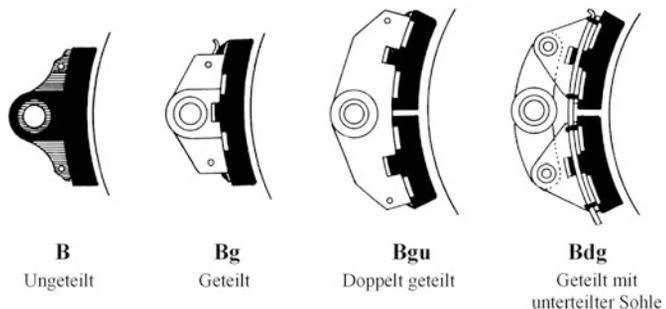
- Mittels Führerbremsventil Druckerhöhung in der Hauptluftleitung auf max. 5 bar,
- Steuerventil steuert um auf „Lösen“,
- Abhängig von Bremsstellung und Druckerhöhung lässt der Druckübersetzer die Bremszylinder auslösen.

4.1.2 Mechanische Bremsbauteile

Die von den Bremszylindern erzeugte Kraft wird vom **Bremsgestänge** (siehe Abb. 4.6) verstärkt und möglichst gleichmäßig auf die Klötze übertragen. Dabei können zum Ausgleich des Bremsklotzverschleißes selbsttätige Bremsgestängesteller zwischengeschaltet sein. Das Bremsgestänge besteht aus zahlreichen Hebeln, Wellen und Gelenken, weshalb der Wirkungsgrad nicht besonders hoch ist (80 bis 90 %). **Klotzbremseinheiten** werden bei fast allen Fahrzeugen ausschließlich in geteilter Ausführung verwendet, bestehend aus einer Halterung und ein oder zwei Bremsklotzsohlen, Abb. 4.15. Mehrere kleine Klötze fördern die gleichmäßigere Druckverteilung und eine günstigere Wärmeentwicklung. Bei geteilten Bremsklötzen werden bei Verschleiß nur die Sohlen ausgewechselt.

Bremsklotzwerkstoffe sind Grauguss (EN-GJL) oder besondere Kunststoffe. Kunststoffklötze haben einen höheren Reibwert als Grauguss-Klötze, der dazu noch weitgehend geschwindigkeitsunabhängig ist. Aus diesem Grund werden Grauguss-Klötze nicht in Fahrzeugen mit hoher Abbremsung eingesetzt. Nachteilig bei elektrischem Zugbetrieb ist auch der (magnetische und elektrisch leitende) Abrieb der Grauguss-Klötze, der unter Umständen von den Lüftern der Elloks angesaugt wird. Aufgrund des von Klotzbremsen mit Grauguss-Klötzen hervorgerufenen Lärms (Bremsenquietschen, höhere Rollgeräusche durch Aufrauen der Radlaufflächen, Schlagen der losen Bremsklötze gegen die

Abb. 4.15 Bremsklotzformen. (Nach [45])



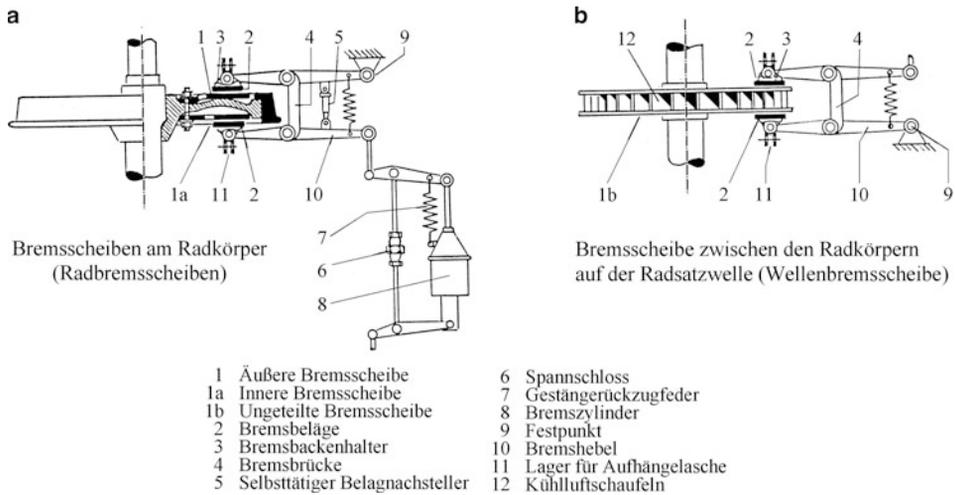


Abb. 4.16 Scheibenbremsen mit Radbrems Scheibe (a) und Wellenbrems Scheibe (b). (Nach [45])

Radscheibe bei gelöster Bremse) werden die Grauguss-Klötze zunehmend durch die (teueren) Kunststoffklötze ersetzt.

Bei Reisezugwagen, S-, U- und Stadtbahnfahrzeugen (und auch im Güterverkehr mit Geschwindigkeiten über 120 km/h) haben sich Scheibenbremsen (Abb. 4.16 und 4.17) aus folgenden Gründen weitgehend durchgesetzt:

- Höhere Leistung als Klotzbremsen,
- Günstigere Unterhaltungskosten,
- Besserer Fahrkomfort (kein Quietschen, kein Halteruck),
- Geringere Abhängigkeit des Reibwertes von Druck und Geschwindigkeit, demzufolge keine hohe Abbremsungsstufe notwendig,
- Kompaktere Bauart mit kürzeren Ansprechzeiten.

Die Scheibenbremsen werden von der gleichen Druckluftbremsanlage angesteuert wie die Klotzbremsen mit Kunststoffklötzen (keine hohe Abbremsungsstufe). Die Brems Scheiben können entweder am Radkörper (z. B. bei Triebwagen mit Achsgetrieben oder Elektromotoren) oder einzeln auf der Radsatzwelle befestigt sein. Zur besseren Wärmeabfuhr werden Brems Scheiben in der Regel innenbelüftet mit Kühlluftschaufeln ausgeführt. Als Brems Scheibenwerkstoff wird Grauguss mit Kugelgraphit (EN-GJS) verwendet, bei den ICE-Triebköpfen auch Stahl, wobei die Bremsbeläge hier aus Sintermetall bestehen. Über ein Gestänge werden die Bremsbeläge von den Bremszylindern an die Brems Scheiben gepresst. Dabei können zum Ausgleich des Belagverschleißes selbsttätige Belagnachsteller zwischengeschaltet sein. Verwendet werden im Hochgeschwindigkeitsverkehr für die Bremsbeläge Becorit-Sinterwerkstoffe.



Abb. 4.17 Drei Bremsscheiben auf einer Radsatzwelle des Siemens-Velaro RUS (Hochgeschwindigkeitszug für Russland)

Große Beanspruchungen durch gesteigerte Geschwindigkeit und hohe Radsatzlasten führten bei klotzgebremsten Fahrzeugen zu Radschäden, wobei leider auch Unfälle durch Radbrüche zu beklagen waren. Die BSI-Verkehrstechnik⁷ hat zusammen mit anderen Firmen eine Außen-Trommelbremse (Abb. 4.18) entwickelt und auf dem Prüfstand sowie in Fahrversuchen erprobt. Diese Bremse vereinigt die Vorteile von Scheibenbremsen

- Geräuscharm,
- konstanter Reibwert,
- keine Raderwärmung,
- lange Lebensdauer von Bremstrommel und Belag,

mit denen von Klotzbremsen

- kostengünstige Lösung,
- leichte Umrüstbarkeit vorhandener Klotzbremsanlagen.

Die Trommelbremse arbeitet mit der gleichen Druckluftbremsanlage wie die herkömmlichen Druckluftbremsen. Ihre Bestandteile sind im Wesentlichen:

- Bremskörper: bestehend aus Trommel und einer an das Rad angeflanschten Hohlwelle, optimale Verrippung für gute Wärmeabfuhr, Werkstoff Grauguss oder Grauguss mit Kugelgraphit.

⁷ BSI: Bergische Stahlindustrie – heute Faiveley Transport SA.

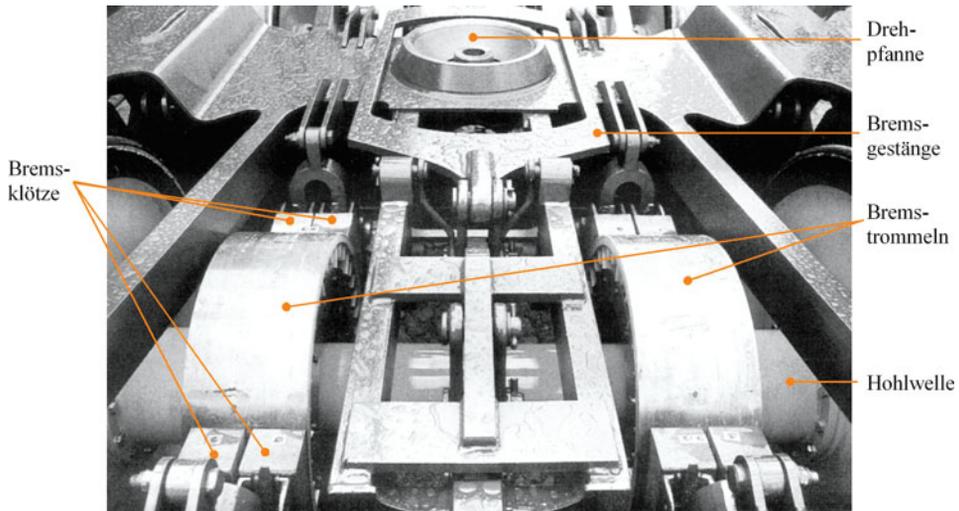


Abb. 4.18 Außentrommelbremse in einem Güterwagendrehgestell. (Eisenbahn Revue International (1994)H. 1/2, S. 38)

- Bremsbeläge: ähnliche Form wie die Bremsklötze mit Standzeiten bis zu 20.000 km und bestehend aus Kunststoff.

4.1.3 Elektrische (generatorische) Bremse

Die generatorische Bremse spielt bei den meisten dieselektrischen oder elektrischen Triebfahrzeugen und dabei insbesondere bei S-, U-, Stadt- und Straßenbahnen eine wesentliche Rolle (siehe auch Kap. 3). Die ständig steigende Antriebsleistung der Triebfahrzeuge zieht auch erhöhte Anforderungen an die Bremssysteme nach sich. Neben den stets vorhandenen mechanischen Bremssystemen bietet sich bei elektrischen Triebfahrzeugen die Möglichkeit der elektrodynamischen Bremsung: Die Fahrmotoren werden beim Bremsen als Generatoren betrieben. Die generatorische Bremse zeichnet sich durch folgende Eigenschaften gegenüber der mechanischen Bremse aus:

- Verschleißfreie und wartungsarme Arbeitsweise,
- Feinstufiges Einstellen der Bremskraft,
- Günstigere Bremscharakteristik durch die Wahl entsprechender Brems- und Regelschaltungen,
- Möglichkeit der Energierückspeisung in das Netz bei entsprechender Schaltung,
- Schonung der Radreifen.

Gebremst werden mit der generatorischen Bremse nur die angetriebenen Radsätze, nicht alle Radsätze eines Zuges. Durch eine geschickte Kombination von elektrischer und mechanischer Bremse erreicht man bei konventionellen Fahrzeugen eine nahezu konstante Bremskraft und kann somit die abfallende Bremskraft der E-Bremse bei Abnahme der Geschwindigkeit ausgleichen.

In Abb. 4.19 sind die Arten der Bremsschaltungen unterschieden. Diese Übersicht zeigt, welche Vielfalt an generatorischen Bremsen und Schaltungsarten existiert.

Beispielhaft ist in Abb. 4.20 die Bremsschaltung einer fahrdrahtspannungsabhängigen, fremderregten Gleichstrom-Widerstandsbremse vereinfacht dargestellt. Anhand dieser Darstellung lässt sich die Wirkungsweise wie folgt erläutern:

- Die Fahrmotoren (M1 bis M4) werden als Generatoren auf Bremswiderstände umgeschaltet.
- Die Erregung der Generatoren erfolgt über die mit Gleichstrom versorgten Erregerwicklungen.
- Die Bremsregleinrichtung steuert abhängig vom Bremsstrom-Istwert, von der Geschwindigkeit und der eingelegten Bremsstufe (Bremssteller) den Magnetverstärker.
- Der Magnetverstärker regelt den Bremserregerstrom auf der Wechselstromseite des Bremserregerstromgleichrichters und damit die in den Fahrmotoren wirkende Bremskraft.

Die abfallende Bremskraft bei abnehmender Fahrgeschwindigkeit (siehe Kennlinien der Elektromotoren im Kap. 3) wird bei Schienenfahrzeugen mit dieser Bremsschaltung durch Kombination mit anderen Bremssystemen aufgefangen.

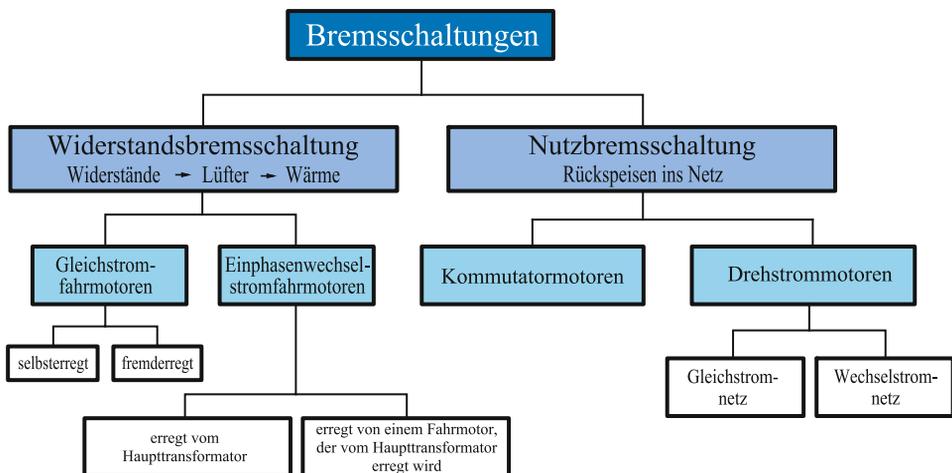


Abb. 4.19 Übersicht: Bremsschaltungen für elektrische Triebfahrzeuge [4]

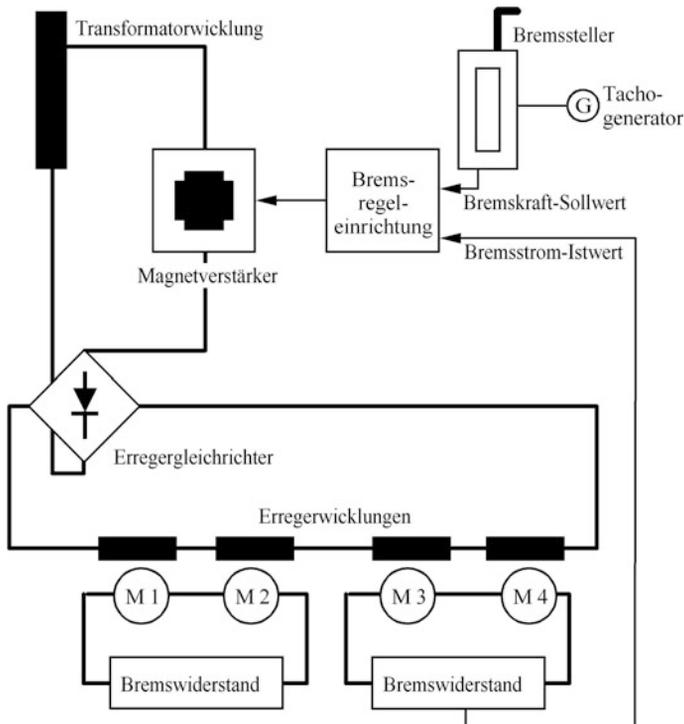


Abb. 4.20 Fremderregte Gleichstrom-Widerstandsbremse. (Nach: Arbeitsmappe der DB AG für die Aus- und Fortbildung von Triebfahrzeugführern Nr. 129/7 23)

Die Anwendung neuerer Antriebskonzepte erlaubt mittels einer Nutzbremsschaltung eine Energierückspeisung ins Netz über den gesamten Geschwindigkeitsbereich. Die zurückgespeiste Energie muss jedoch von anderen Fahrzeugen aufgenommen werden. Nur in den wenigsten Fällen ist eine Rückspeisung ins öffentliche Netz möglich. Die Energie, die vom Fahrleitungsnetz nicht aufgenommen werden kann, wird in Bremswiderständen in Wärme umgesetzt. Bei der DB AG werden heute ca. 10 % der für die Traktion aufgenommenen elektrischen Energie durch Nutzbremmung zurückgespeist.

4.1.4 Hydrodynamische Bremse

Bei Schienenfahrzeugen finden zwei Arten von hydrodynamischen Bremsen Anwendung: Der hydraulische Retarder arbeitet wie eine „Wasserwirbelbremse“. Das Pumpenrad ist mit den Antriebsradsätzen verbunden. Das Turbinenrad ist Teil des Gehäuses, d. h. es kann nicht rotieren. Das Pumpenrad arbeitet damit gegen das fest stehende Turbinenrad. Beim Bremsvorgang wird kinetische Energie in Wärmeenergie des Retarderöls umgewandelt. Diese Wärme muss über einen Ölkühler (Wärmetauscher) an die Umwelt abgeführt werden.

Beim Turbowendegetriebe ist für jede Fahrtrichtung des Triebfahrzeugs ein hydraulischer Anfahrwandler vorhanden. Durch Beaufschlagung des Anfahrwandlers für die entgegengesetzte Fahrtrichtung erfolgt das Bremsen. Hydraulische Bremsen arbeiten verschleißlos. Anwendung finden diese Bremsen bei dieselhydraulischen Lokomotiven und Triebwagen.

4.2 Vom Rad-Schiene-Kraftschluss unabhängige Bremsen

Bei den Ausführungen über den Kraftschlussbeiwert zwischen Rad und Schiene wurde auf ungünstige Umgebungsbedingungen hingewiesen, die eine drastische Verlängerung des Bremsweges zur Folge haben könnten, z. B. Feuchtigkeit und feuchtes Laub auf den Schienen. Unter solchen Bedingungen sind Bremsen, die ihre Bremskraft unabhängig vom Rad-Schiene-Kraftschluss aufbringen, aus Sicherheitsgründen unbedingt erforderlich.

Die Magnetschienenbremse (MG-Bremse, Abb. 4.21) ist aus den oben genannten Gründen bei Reisezugwagen weit verbreitet. Für Geschwindigkeiten größer 140 km/h sind bei verschiedenen Bahnverwaltungen Magnetschienenbremsen vorgeschrieben. Hintergrund sind die vorhandenen Signalabstände, für die bei hohen Geschwindigkeiten der Bremsweg ohne Magnetschienenbremse zu lang wäre. Der Einsatz der MG-Bremse ist für Geschwindigkeiten größer 250 km/h erprobt und als Notbremse oder Schnellbremse realisiert. Weitere Anwendungen der MG-Bremsen finden sich bei S-, U-, Straßen- und Grubenbahnen sowie bei Nahverkehrstriebwagen.

Die MG-Bremse ist eine Reibungsbremse, bei der Bremsklötze elektromagnetisch auf die Schienenköpfe gepresst werden. Die Bremswirkung entsteht durch Reibung zwischen den Polschuhen und der Schiene, aber auch durch Wirbelstromeffekte zwischen Bremsmagnet und Schienenkopf. Die MG-Bremse ist Verschleiß behaftet, d. h. die Polschuhe müssen von Zeit zu Zeit ausgetauscht werden. Zur besseren Anpassung an Unebenheiten im Schienenverlauf werden MG-Bremsen auch in Form von Gliedermagneten ausgeführt.

Hinsichtlich der Aufhängung werden unterschieden (Abb. 4.21):

- die Tiefaufhängung: bei Straßen- und Stadtbahnen mit niedrigen Geschwindigkeiten bis 100 km/h, Magnetabstand zur Schienenoberkante (SO) von ca. 6–12 mm, Abb. 4.21a.
- die Hochofhängung: bei Fahrzeugen im Schnellverkehr mit Geschwindigkeiten über 100 km/h, Magnetabstand zur SO von 60–130 mm, Abb. 4.21b.

Da die Bremskraft der MG-Bremse unterhalb von 50 km/h stark ansteigt (siehe Reibwertverlauf in Abb. 4.22) und die MG-Bremse nicht regelbar ist, werden die MG-Bremsen bei Vollbahnen in diesem Bereich abgeschaltet. Die weitere Verzögerung der Fahrzeuge bis zum Stillstand geschieht durch eine Kombination mit anderen Bremsen. In Verbindung mit der Klotzbremse werden Verzögerungen von $1,5 \text{ m/s}^2$ erreicht, größere Werte sind für nicht angeschnallte oder stehende Reisende unzumutbar.

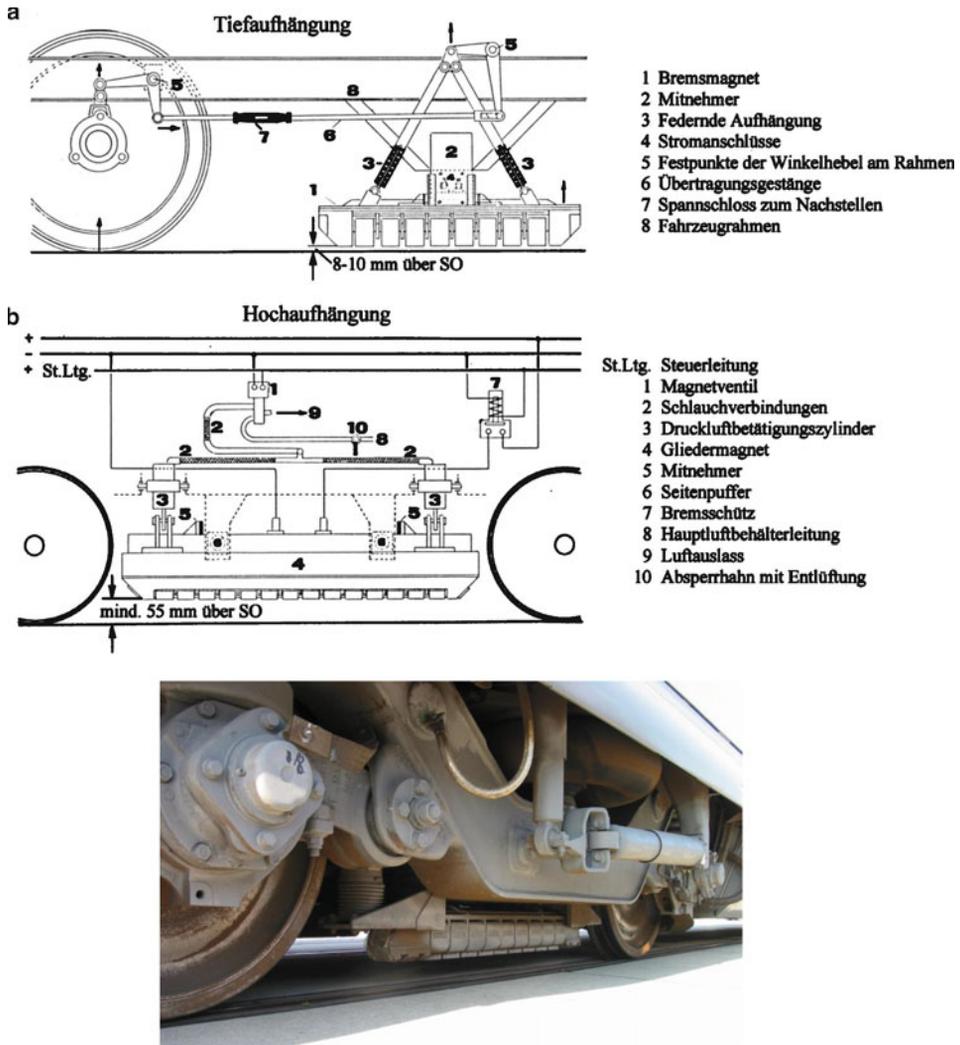


Abb. 4.21 Magnetschienenbremse (nach [45]), SO Schienenoberkante; unten Magnetschienenbremse in Hochofhängung am ÖBB-Railjet

Als ein tatsächlich vom Haftbeiwert unabhängiges Bremssystem wird die lineare Wirbelstrombremse im Schienenverkehr angewendet. Sie ist regelbar und verschleißfrei und kann bei entsprechender Leistungsauslegung besonders im oberen Geschwindigkeitsbereich höhere Bremskräfte aufbringen als die MG-Bremse. Durch eine Regelbarkeit ist sie auch mit Teilbremskräften bei Betriebsbremsungen einsetzbar und besonders für den Hochgeschwindigkeitsverkehr geeignet.

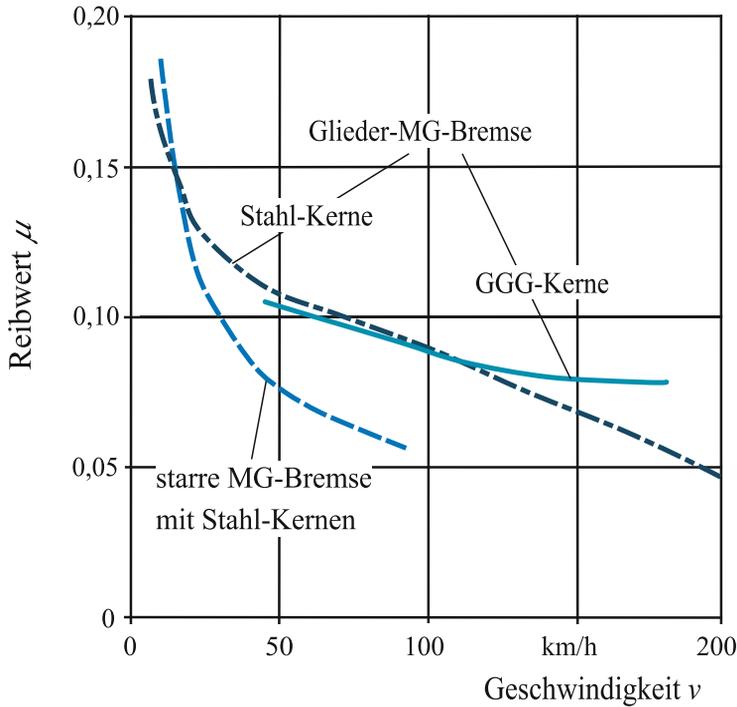


Abb. 4.22 Reibwert der MG-Bremse unterschiedlicher Bauarten in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. (Nach [50])

Der Einbau der Wirbelstrombremse im Drehgestell gleicht dem der MG-Bremse. Doch im Gegensatz zur MG-Bremse berührt die Wirbelstrombremse während des Bremsvorganges nicht die Schiene, sondern hängt etwa 7 mm darüber und bremst demzufolge verschleißfrei. Für einen konstanten Abstand müssen die Bremsen über einen Längsträger auf den Radlagern abgestützt werden. Die Wirbelstrombremse besteht aus einem massiven Magnetjoch und mehreren daran angeschraubten Polkernen, die mit Kupferspulen umgeben sind. Die Spulen dieser Bremsen sind in Schienenrichtung abwechselnd von Nord- auf Südpol geschaltet, Abb. 4.23a. Zum Aufbau der starken Magnetfelder wird eine hohe Erregerleistung benötigt, die in der Regel von generatorischen Bremsen in ausreichender Höhe zur Verfügung steht.

Im Stillstand ist das Magnetfeld symmetrisch ausgebildet und erzeugt eine vertikale Anzugskraft F , Abb. 4.23a. Wird die Bremse relativ zur Schiene bewegt, so entsteht in der Schiene ein instationäres Magnetfeld. Dadurch werden Spannungen erzeugt, die Wirbelströme zur Folge haben, das Magnetfeld entgegengesetzt zur Fahrtrichtung verzerren und eine horizontale Kraftkomponente F_B bilden.

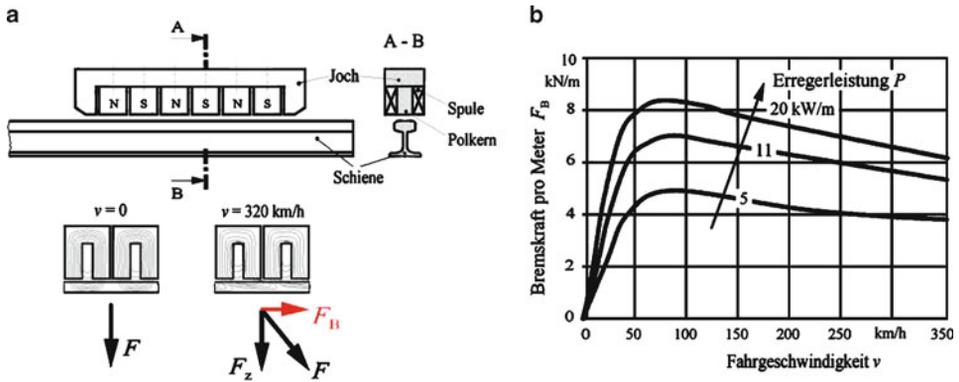


Abb. 4.23 Aufbau (a) und Kennwerte (b) der linearen Wirbelstrombremse. (Nach [32])

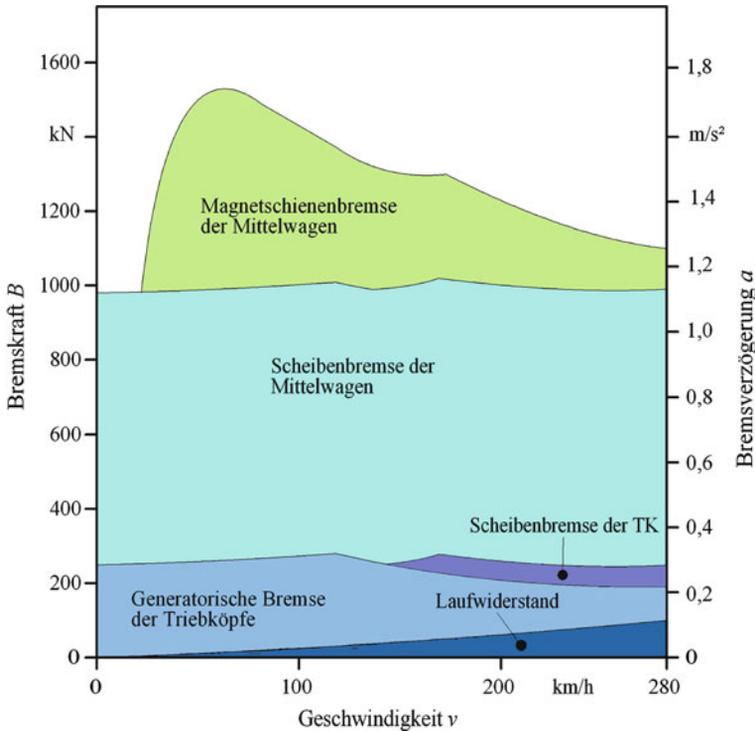


Abb. 4.24 Bremskraftaufteilung des ICE 1 auf verschiedene Bremssysteme. (Braun, A.: Erfahrungen mit Reibungsbremsen des InterCityExpress. ZEV+DET Glas. Annalen 117(1993)H. 11, S. 352–357)

Die Charakteristik der linearen Wirbelstrombremse (Abb. 4.23b) zeigt, wie bereits erwähnt, im Stillstand eine Bremskraft, die Null ist. Sie erreicht bei konstanter Erregung im Bereich von ca. 75 km/h ihr Bremskraftmaximum. Als nachteilig im Betrieb der linearen Wirbelstrombremse können die starke Erwärmung der Schienen sowie der magnetische Einfluss auf Schaltgeräte am Gleis genannt werden. Im Hochgeschwindigkeitszug ICE-V der DB AG wurde die lineare Wirbelstrombremse erstmalig erfolgreich erprobt. Serienmäßig wird sie im ICE 3 eingesetzt.

Abb. 4.24 zeigt das Zusammenwirken verschiedener Bremssysteme beim ICE 1, wobei die Bremskräfte und die Bremsverzögerungen über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt sind. Laut der zu Abb. 4.24 angegebenen Quelle können die Triebköpfe des ICE 1 auch bei niedrigen Geschwindigkeiten eine nennenswerte generatorische Bremskraft (rd. 250 kN bei $v=0$) aufbringen. Dies ist in Zweifel zu ziehen, da üblicherweise die Bremskraft beim generatorischen Bremsen null ist bei $v=0$.

Die Magnetschienenbremse wird bei kleinen Geschwindigkeiten abgeschaltet. Die Serien-ICE 1 und 2 besitzen keine Wirbelstrombremse.

4.3 Berechnung von Bremswegen

Die Berechnung von Bremswegen ist in der DIN EN 14531-1⁸ dargestellt. Hier soll ein vereinfachtes Verfahren zur überschlägigen Ermittlung gezeigt werden. Zur Berechnung des Bremswegs eines Schienenfahrzeugs bzw. eines Zuges muss man sich zunächst den Verlauf der Bremsverzögerung während eines Bremsvorgangs klarmachen, Abb. 4.25. Diese Abbildung zeigt schematisch den Bremsverlauf – Bremsverzögerung (blaue Linie) und Geschwindigkeit (schwarze Linie) – über der Zeit für einen Güterzug. Hierbei wurden einige Vereinfachungen vorgenommen:

- Die Bremswirkung der Fahrwiderstände wird vernachlässigt.
- Der Bremsvorgang findet in der Ebene statt (keine Steigung, kein Gefälle).
- Nach einer Ansprechdauer von $t_A = 2,5$ s setzt die Bremswirkung ein, wobei ein linearer Anstieg der Bremsverzögerung angenommen wird.
- Die maximale Bremsverzögerung von $a = -1$ m/s² = const wird nach einer Schwelldauer von $t_S = 25$ s erreicht.

Mit diesen Vereinfachungen ergibt sich für den zeitlichen Verlauf der Bremsverzögerung der blaue Linienzug in Abb. 4.25.

Wie aus Abb. 4.13 bekannt, erfolgt bei Güterzügen der Aufbau des Bremsdrucks langsam. Hier wurden 25 s angenommen, bis der volle Bremsdruck zur Verfügung steht

⁸ DIN e. V.: Bahnanwendungen – Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremsung. Teil 1: Allgemeine Algorithmen für Einzelfahrzeuge und Fahrzeugverbände unter Berücksichtigung von Durchschnittswerten. pr DIN EN 14531-1 (Entwurf), Beuth-Verlag, Berlin (2012).

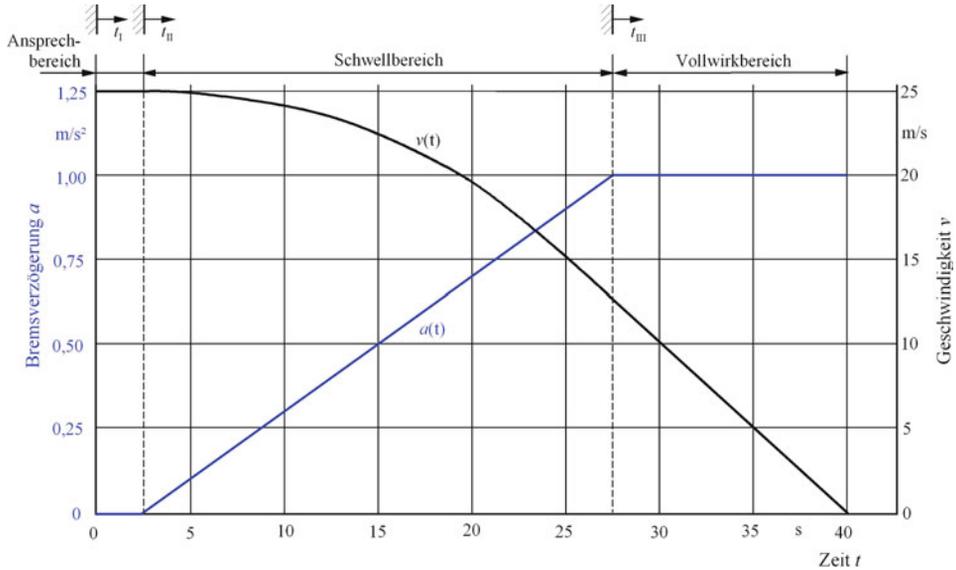


Abb. 4.25 Verlauf der Bremsverzögerung und der Geschwindigkeit bei der Verzögerungsbremung eines Güterzuges bis zum Stillstand. (Nach [21])

($t = 27,5$ s) und damit die maximale Verzögerung des Zuges erfolgt. Diese maximale Verzögerung wirkt dann konstant bis zum Stillstand des Zuges. Die Ausgangsgeschwindigkeit beträgt in diesem Beispiel $v_0 = 90 \text{ km/h} \hat{=} 25 \text{ m/s}$. Die Dauer bis zum Stillstand des Zuges t_B ergibt sich aus drei Anteilen:

- Ansprechdauer t_A ,
- Schwelldauer t_S ,
- Vollwirkdauer t_V ,

$$t_B = t_A + t_S + t_V. \quad (4.8)$$

Analog erhält man für den Bremsweg:

$$s_B = s_A + s_S + s_V. \quad (4.9)$$

Die Beschleunigung a ist die Ableitung der Geschwindigkeit v nach der Zeit t :

$$a = \frac{dv}{dt} \rightarrow dv = a \cdot dt \rightarrow v(t) = \int a \cdot dt. \quad (4.10)$$

Die Geschwindigkeit v ist die Ableitung des Weges s nach der Zeit t :

$$v = \frac{ds}{dt} \rightarrow ds = v \cdot dt \rightarrow s(t) = \int v \cdot dt. \quad (4.11)$$

Da die in Abb. 4.25 dargestellte blaue Funktion unstetig ist, empfiehlt sich die bereichsweise Betrachtung. Im Ansprechbereich ist die Geschwindigkeit des Zuges gleich der Ausgangsgeschwindigkeit $v_0 = 25 \text{ m/s}$. der zurückgelegte Weg in diesem Bereich bis $t_I = t_A$ ist demnach

$$s_A = 25 \text{ m/s} \cdot 2,5 \text{ s} = 62,5 \text{ m}.$$

Im Schwellbereich wächst die Bremsverzögerung linear von null auf $a_{\max} = 1,0 \text{ m/s}^2$ an; ihr Verlauf entspricht also der Geradengleichung

$$a(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{t_S} \cdot t_{II}. \quad (4.12)$$

Mit Gl. 4.10 kann jetzt der Geschwindigkeitsverlauf in diesem Bereich berechnet werden:

$$v(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{t_S} \int t_{II} \cdot dt = \frac{a_{\max}}{2 t_S} \cdot t_{II}^2 + C_1. \quad (4.13)$$

Im Schwellbereich gilt, dass bei $t_{II} = 0$ der Zug sich noch mit der Ausgangsgeschwindigkeit v_0 bewegt. Daraus lässt sich C_1 bestimmen:

$$C_1 = v_0 \rightarrow v(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{2 t_S} \cdot t_{II}^2 + v_0. \quad (4.14)$$

Den zurückgelegten Weg innerhalb der Schwelldauer bekommen wir durch Integration der Gl. 4.13:

$$s(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{6 t_S} \cdot t_{II}^3 + v_0 \cdot t_{II} + C_2. \quad (4.15)$$

Zum Zeitpunkt $t_{II} = 0$ ist der im Bereich II zurückgelegte Weg null, also:

$$C_2 = 0 \rightarrow s(t_{II}) = \frac{a_{\max}}{6 t_S} \cdot t_{II}^3 + v_0 \cdot t_{II}. \quad (4.16)$$

Mit Gl. 4.16 berechnen wir den im Schwellbereich zurückgelegten Weg ($a_{\max} = -1 \text{ m/s}^2$; $t_S = 25 \text{ s}$; $v_0 = 25 \text{ m/s}$):

$$s_S = s_{II}(t_{II} = 25 \text{ s}) = \frac{-1 \text{ m/s}^2}{6 \cdot 25 \text{ s}} \cdot (25 \text{ s})^3 + 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 25 \text{ s} = 521 \text{ m}.$$

Die Geschwindigkeit des Zuges am Ende des Schwellbereichs ergibt sich aus Gl. 4.14:

$$v(t_{II} = 25 \text{ s}) = \frac{-1 \text{ m/s}^2}{2 \cdot 25 \text{ s}} + 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = v(t_{III} = 0) = v_S.$$

Dies ist die Ausgangsgeschwindigkeit im Vollwirkbereich. Hier gilt entsprechend Gl. 4.10, da die Beschleunigung konstant ist:

$$v(t_{III}) = \int a_{\max} \cdot dt = a_{\max} \int dt = a_{\max} \cdot t_{III} + C_3. \quad (4.17)$$

Zum Zeitpunkt $t_{\text{III}}=0$ ist die Geschwindigkeit $v(t_{\text{III}}=0)=v_S=12,5\text{ m/s}$. Damit ist $C_3=v_S$,

$$v(t_{\text{III}}) = a_{\text{max}} \cdot t_{\text{III}} + v_S. \quad (4.18)$$

Für den im Vollwirkbereich zurückgelegten Weg gilt damit:

$$s(t_{\text{III}}) = \frac{a_{\text{max}}}{2} t_{\text{III}}^2 + v_S \cdot t_{\text{III}} + C_4. \quad (4.19)$$

Mit $s(t_{\text{III}}=0)=0$ ist $C_4=0$ und damit

$$s(t_{\text{III}}) = \frac{a_{\text{max}}}{2} t_{\text{III}}^2 + v_S \cdot t_{\text{III}}. \quad (4.20)$$

Die Dauer bis zum Stillstand ergibt sich aus Gl. 4.18:

$$v(t_{\text{III}} = t_V) = 0 = a_{\text{max}} \cdot t_V + v_S \rightarrow t_V = -\frac{v_S}{a_{\text{max}}} = -\frac{12,5\text{ m/s}}{-1\text{ m/s}^2} = 12,5\text{ s}. \quad (4.21)$$

Dieser Wert eingesetzt in Gl. 4.20 liefert für den Weg im Vollwirkbereich (bis zum Stillstand des Zuges):

$$s_V = \frac{-1\text{ m/s}^2}{2} (12,5\text{ s})^2 + 12,5\text{ m/s} \cdot 12,5\text{ s} = 78,125\text{ m}.$$

Schließlich erhalten wir für den gesamten Bremsweg: $s_B = 671,625\text{ m} \approx 672\text{ m}$.

Bei Personenzügen – Bremsen in Bremsstellung P – wird der Bremsdruck wesentlich schneller aufgebaut, Abb. 4.26. Zur Berechnung des Bremswegs kann man hier den Schwellbereich vernachlässigen, wenn man die Schwelldauer (hier 2,5 s) je zur Hälfte auf den Ansprech- und auf den Vollwirkbereich verteilt. Man erhält dann die in Abb. 4.26 dargestellte Sprungfunktion: Bis $t=3,75\text{ s}$ bewegt sich der Zug mit voller Geschwindigkeit. Dann setzt sprunghaft die volle Verzögerung ein. Es müssen daher nur zwei Bereiche betrachtet werden. Im Ansprechbereich legt der Zug bei $v_0=90\text{ km/h} \hat{=} 25\text{ m/s}$ folgenden Weg zurück:

$$s_A = 25\text{ m/s} \cdot 3,75\text{ s} = 93,75\text{ m}.$$

Dann setzt die volle Bremswirkung mit $a=-1\text{ m/s}^2$ ein. Aus den Gln. 4.20 und 4.21 erhalten wir für den Weg bis zum Stillstand bei konstanter Verzögerung:

$$s_V = -\frac{v_0^2}{2 a_{\text{max}}} = -\frac{(25\text{ m/s})^2}{2(-1\text{ m/s}^2)} = 312,5\text{ m}.$$

Der gesamte Bremsweg ist damit $s_B = s_A + s_V = 406,25\text{ m} \approx 406\text{ m}$.

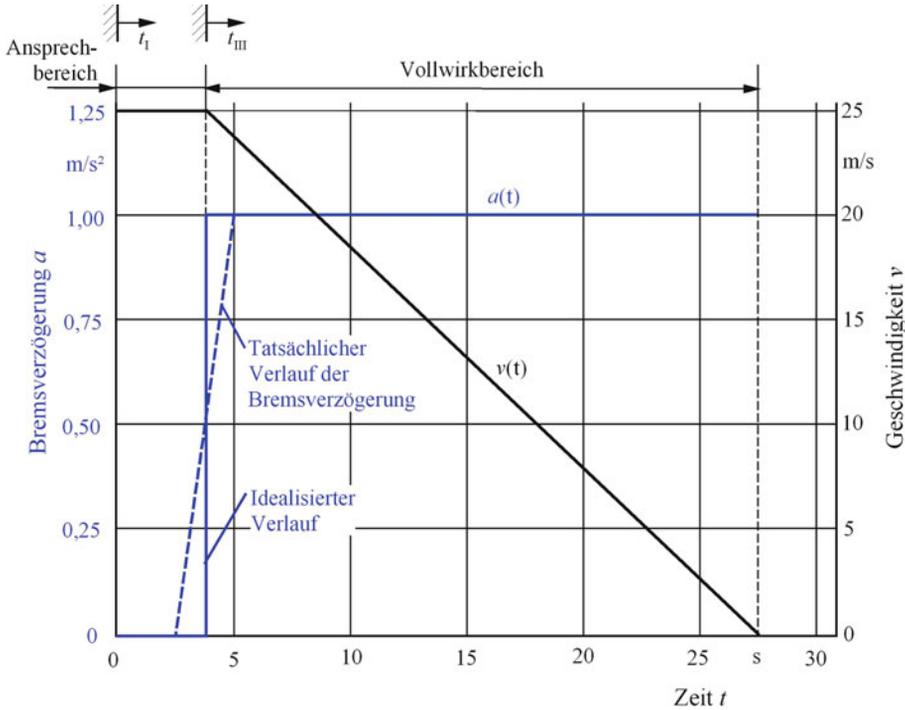


Abb. 4.26 Verlauf der Bremsverzögerung und der Geschwindigkeit bei der Verzögerungsbremung eines Personenzuges (Nahverkehrsuges) bis zum Stillstand. (Nach [21])

Oft findet man als Formel zu Berechnung des Bremsweges bei konstanter Bremsverzögerung:

$$s_{(B)} = \frac{v_0^2}{2a} \quad (4.22)$$

mit

v_0 = Ausgangsgeschwindigkeit und

a = mittlere Bremsverzögerung (mit positivem Vorzeichen einzusetzen).

Die eben berechneten Bremswege sind für den Eisenbahnbetrieb durchaus akzeptabel, obwohl sie im Vergleich zu Straßenfahrzeugen sehr lang sind. Bei Eisenbahnen wird aber nicht wie im Straßenverkehr auf Sicht, sondern auf Signalisierung gefahren. So wird dem Triebfahrzeugführer z. B. auf Hauptstrecken die Stellung des Hauptsignals bereits am 1000 m davor stehenden Vorsignal angezeigt. Lautet z. B. das Signalbild des Vorsignals „Halt am Hauptsignal erwarten“ ist eine Zielbremsung bis zum „Halt“ zeigenden Hauptsignal möglich. Überschlägig lässt sich mit Gl. 4.22 durch Umstellen nach v die höchst

zulässige Geschwindigkeit bei 1000 m Vorsignalabstand berechnen:

$$v_{\max} = \sqrt{2s \cdot a} = \sqrt{2 \cdot 1000 \text{ m} \cdot 1 \text{ m/s}^2} \approx 44 \frac{\text{m}}{\text{s}} \approx 160 \text{ km/h.}$$

Auf Strecken mit höheren zulässigen Höchstgeschwindigkeiten wird bei der DB die aktuell zulässige Geschwindigkeit dem Triebfahrzeug über eine Antenne im Gleis, den so genannten „Linienleiter“, übermittelt.

Bei Straßenbahnen wird dagegen auf Sicht gefahren, insbesondere, wenn die Gleise im Straßenplanum verlegt sind. Geht man davon aus, dass stehende Fahrgäste z. B. in Straßenbahnfahrzeugen maximal einer Verzögerung von $a = 1,0 \text{ m/s}^2$ ausgesetzt werden sollten, so ergibt sich bei $v_0 = 50 \text{ km/h} \approx 13,89 \text{ m/s}$ und einer Ansprechdauer von 1 s ein Bremsweg von

$$s_B = 13,89 \text{ m/s} \cdot 1 \text{ s} + (13,89 \text{ m/s})^2 / (2 \cdot 1,0 \text{ m/s}^2) \approx 110,4 \text{ m.}$$

Das ist bei einer Zielbremsung (anhalten in Haltestellen oder vor Halt zeigenden Signaleinrichtungen) möglich, nicht jedoch bei Gefahrenbremsungen. Die BO-Strab⁹ schreibt bei Gefahrenbremsungen aus 50 km/h eine mittlere Verzögerung von $a = 2,47 \text{ m/s}^2$ vor, was einen Bremsweg von

$$s_B = 13,89 \text{ m/s} \cdot 1 \text{ s} + (13,89 \text{ m/s})^2 / (2 \cdot 2,47 \text{ m/s}^2) \approx 53,0 \text{ m}$$

bedeutet.

Pkw können bei trockener Fahrbahn mittlere Verzögerungen von ca. 8 m/s^2 erreichen, so dass ihr Bremsweg aus 50 km/h bei 1 s Ansprechdauer

$$s_B = 13,89 \text{ m/s} \cdot 1 \text{ s} + (13,89 \text{ m/s})^2 / (2 \cdot 8,0 \text{ m/s}^2) \approx 26,0 \text{ m}$$

beträgt. Bei Straßenbahnfahrzeugen können mithilfe der Magnetschienenbremse höhere Bremsverzögerungen als die genannten $2,47 \text{ m/s}^2$ erreicht werden. Es ist allerdings zu beachten, dass dabei stehende Fahrgäste stürzen und die nicht angeschnallten sitzenden Fahrgäste ebenfalls zu Schaden kommen können.

⁹ Siehe BOStrab, Anlage 2 zu § 36.

Beispiel 4.1

Wie groß ist der Bremsweg eines Personenzuges aus $v = 280 \text{ km/h}$ mit einer Bremsverzögerung von $a = 1 \text{ m/s}^2$ und einer Ansprechdauer $t_A = 3,75 \text{ s}$?

Lösung: Der Bremsweg ergibt sich aus Ansprech- und Vollwirkweg: $s_B = s_A + s_V$. Die Geschwindigkeit beträgt $280 \text{ km/h} \hat{=} 77,8 \text{ m/s}$.

$$s_B = v_0 \cdot t_A + \frac{v_0^2}{2a} = 77,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3,75 \text{ s} + \frac{(77,8 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 291,75 \text{ m} + 3026,4 \text{ m} = 3318,15 \text{ m}$$

Der Bremsweg aus 280 km/h beträgt damit rund 3300 m .

4.4 Bremsgewicht

Im Eisenbahnbetrieb wird der Begriff „Bremsgewicht“ verwendet. Hinter diesem Begriff verbergen sich weder ein Gewicht noch eine Kraft. Über das Bremsgewicht kann ein Betriebseisenbahner ermitteln, ob die Bremsleistung einer Zugarnitur für das Befahren einer bestimmten Eisenbahnstrecke mit einer bestimmten Geschwindigkeit möglich ist.

Das Bremsgewicht ist ein im Eisenbahnbetrieb eingeführter Begriff, der das zu einer Bremsstellung gehörende Leistungsvermögen der Fahrzeugbremse beschreibt. Das Bremsgewicht eines Eisenbahnfahrzeugs wird üblicherweise durch Versuche ermittelt und für eine Fahrzeugbauart einheitlich festgelegt [37].

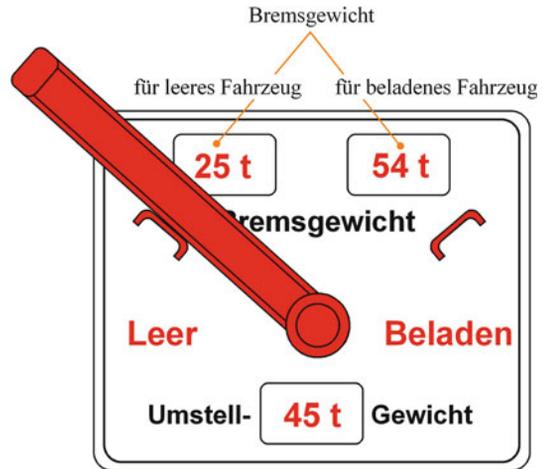
Das Bremsgewicht eines Fahrzeugs geht aus Anschriften an diesem Fahrzeug hervor. Bei Güterwagen ist es z. B. am Lastwechsel zu entnehmen, Abb. 4.27. Am Lastwechsel wird bei Güterwagen manuell der Beladungszustand eingestellt. Es handelt sich z. B. um ein vierachsiges Fahrzeug mit einer zulässigen Gesamtmasse von 80 t (20 t je Radsatz). Am Lastwechsel in Abb. 4.27 wird bei einer Fahrzeugmasse von mehr als 45 t mithilfe des roten Hebels von „Leer“ auf „Beladen“ umgestellt. Gezeigt ist die Stellung „Leer“. Die Fahrzeugmasse wird nach dem Beladen z. B. auf einer Gleiswaage ermittelt. Aus den Werten des Lastwechselschildes ist zu entnehmen, dass in Stellung „Leer“ für das Fahrzeug ein Bremsgewicht von 25 t , in Stellung „Beladen“ von 54 t vorhanden ist.

Aus den Bremsgewichten aller Fahrzeuge eines Zuges und aus der Summe aller Fahrzeuggewichte werden die „Brems Hundertstel“ berechnet:

$$\text{Brems Hundertstel [\%]} = \frac{\text{Gesamtbremsgewicht [t]} \times 100}{\text{Gesamtzuggewicht [t]}}$$

Aus den so genannten „Buchfahrplänen“, die dem Betriebspersonal vorliegen, gehen verbindlich die „Mindestbrems Hundertstel“ für einen bestimmten Streckenabschnitt hervor. Erreicht oder überschreitet ein Zug die vorgeschriebenen Mindestbrems Hundertstel,

Abb. 4.27 Darstellung der Bremsgewichte am Lastwechsel eines Eisenbahn-Güterwagens



ist sichergestellt, dass der Zug aus der zulässigen Höchstgeschwindigkeit innerhalb des zur Verfügung stehenden Bremswegs¹⁰ zum Stehen kommen kann [37]. Das verantwortliche Zugpersonal, i. d. R. der Zugführer¹¹ (der Zugchef), vergleicht die für den Zug vorhandenen Brems Hundertstel mit den notwendigen Mindestbrems Hundertsteln für die zu befahrende Strecke. Reichen die Brems Hundertstel nicht aus, gelten besondere Bestimmungen, z. B. die Verminderung der Höchstgeschwindigkeit. Über die Bremsgewichte kann also das Betriebspersonal mittels einfacher Berechnung erkennen, ob für eine bestimmte Strecke das Bremsvermögen des Zuges ausreicht. Dies ist besonders wichtig bei Zügen, deren Zusammenstellung sich durch Aufnehmen oder Abstellen von Wagen ändert.

¹⁰ Der vorhandene Bremsweg ergibt sich z. B. durch die Vorsignalabstände auf einer Strecke.

¹¹ Der Zugführer ist der Zugchef. Er ist nicht zu verwechseln mit dem Triebfahrzeugführer.

Im Gegensatz zu Straßenfahrzeugen sind Schienenfahrzeuge – Eisenbahn- und Straßenbahnfahrzeuge – spurgeführt. Die Einhaltung des vorgesehenen Fahrkurses ist also nicht die Aufgabe des Fahrzeugführers, sondern wird durch das Zusammenspiel von Gleis bzw. Schienen auf der einen und Radsätzen auf der anderen Seite erreicht. Bereits in Kap. 1 wurde kurz auf die Spurführung eingegangen. Das soll jetzt vertieft werden. Dabei werden wir uns mit den Laufwerken von Schienenfahrzeugen befassen. Während bei Güterwagen neben Fahrzeugen mit Drehgestellen auch zweiachsige Fahrzeuge im Einsatz sind, werden Eisenbahnfahrzeuge für den Personenverkehr – Reisezugwagen und Triebwagen – fast ausschließlich mit Drehgestellen verwendet (eine Ausnahme ist am Ende dieses Kapitels mit dem S-Bahn-Zug Kopenhagen dargestellt). Einige Bauarten von Niederflur-Straßenbahnwagen sind mit Einzelachs- und Einzelrad-Laufwerken ausgestattet.

Als Anforderungen an Laufwerke von Schienenfahrzeugen können genannt werden:

- Führung des Fahrzeugs im geraden Gleis und im Gleisbogen,
- Übertragung der Kräfte und Momente vom Fahrzeug auf das Gleis,
- hoher Schwingungskomfort bzw. Schonung des Ladegutes,
- geringe Kräfte auf den Gleisoberbau,
- niedriger Radreifen- und Schienenverschleiß,
- niedriger Geräuschpegel,
- Entgleisungssicherheit, insbesondere beim Bogen-Ein- und -Auslauf (siehe Abschn. 5.4),
- Wartungsarmut.

5.1 Schwingempfinden des Menschen

Zur Beurteilung des Schwingungskomforts bzw. zur Auslegung eines Fahrzeugs mit für die Fahrgäste akzeptablem Schwingungskomfort muss man das Schwingempfinden des Menschen kennen. Menschen empfinden mechanische Schwingungen je nach Schwingungsrichtung und Frequenz unterschiedlich. Auch die Körperhaltung (sitzend, stehend, liegend) und die Einleitung der Schwingungen auf den Körper (über Füße, Gesäß, Hände usw.) spielen eine Rolle. Für den Schwingungskomfort des Menschen ist im Wesentlichen die auftretende Schwingbeschleunigung maßgebend.

Hinweise zur Schwingungsbeurteilung gibt die VDI-Richtlinie 2057¹. Dieselben Bewertungsfunktionen für den Fahrkomfort in Schienenfahrzeugen zeigt auch die DIN EN 12299². Weiterhin hat der Internationale Eisenbahnverband (UIC) das Merkblatt 513³ herausgegeben. Schließlich findet man in ISO 2631⁴ eine Bewertung des Schwingungskomforts. Die vier Standards sind für die Beurteilung des Schwingungskomforts aus gemessenen (oder aus Simulationen gewonnenen) Schwingungsantworten von Schienenfahrzeugen geeignet; Hinweise zur Auslegung kann man nur grob aus den dort dargestellten Bewertungsfunktionen gewinnen; teilweise unterscheiden sich sogar die Bewertungen. Das ältere Wz-Verfahren^{5 6} der DB (Laufgüte-Wertziffer) gibt die Bereiche um 1 Hz und oberhalb von 10 Hz als günstig in den Schwingungsrichtungen vertikal und horizontal quer an. Als ungünstig gilt für beide Schwingungsrichtungen der Bereich zwischen 4 und 6 Hz.

Aus den genannten Quellen und aus [41] lässt sich zum Schwingempfinden des Menschen Folgendes zusammenfassen:

- Im Frequenzbereich zwischen 0 und 0,15 Hz ist der Mensch schwingunempfindlich.
- Im Bereich zwischen 0,2 und 0,5 Hz tritt beim Menschen Kinetose („Seekrankheit“) auf; der Mensch reagiert weniger auf die Schwingbeschleunigung als auf die Schwinggeschwindigkeit.
- Zwischen 0,5 und 2 Hz empfindet der Mensch Vertikal-Schwingungen als wenig störend (siehe das „In-den-Schlaf-Wiegen“ von Kleinkindern).
- Im Bereich von 2 bis 4 Hz muss die Schwingbeschleunigung mit zunehmender Frequenz kleiner werden, damit sie nicht als unangenehm empfunden wird.

¹ VDI e. V. (Hrsg.): Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen – Ganzkörper-Schwingungen. VDI-Richtlinie 2057, Blatt 1, Beuth-Verlag, Berlin (2002).

² DIN e. V. (Hrsg.): Bahnanwendungen – Fahrkomfort – Messung und Auswertung. DIN EN 12299, Beuth-Verlag, Berlin (2009).

³ UIC (Hrsg.): Richtlinien zur Bewertung des Schwingungskomforts des Reisenden in den Eisenbahnfahrzeugen. Union Int. des Chemins de Fer, Paris (1994).

⁴ ISO (Hrsg.): Mechanical Vibration and shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration. ISO 2631, parts 1–5, Int. Standard Org., Genf (1997–2010).

⁵ Sperling, E.; Betzhold, C.: Beitrag zur Beurteilung des Fahrkomforts in Schienenfahrzeugen. Glasers Annalen ZEV 89(1956)H. 10, S. 314–317.

⁶ DB (Hrsg.): DB Wz-Verfahren. Deutsche Bundesbahn, Bundesbahn-Zentralamt München (1973).

- Die höchste Schwingempfindlichkeit besitzt der Mensch zwischen 4 und 8 Hz, wobei nur wenig Abhängigkeit von der Beschleunigungsamplitude gegeben ist.
- Ab 8 Hz nimmt das Schwingempfinden des Menschen für Ganzkörperschwingungen ab; lediglich das Hand-Arm-System ist zwischen 8 und 16 Hz am empfindlichsten.
- Die ISO 2631 bewertet für Horizontalschwingungen den Bereich zwischen 0,5 und 2 Hz am höchsten. In diesem Bereich wäre damit der Mensch am empfindlichsten. Das DB-Wz-Verfahren sieht diesen Bereich jedoch als unkritisch an.

Ziel bei der Auslegung von Fahrzeugen muss es daher sein, Resonanzen des Fahrzeugsystems im Bereich zwischen 4 und 8 Hz zu vermeiden, da jede Resonanz mit großen Amplituden verbunden ist. Es wird deswegen versucht, die Starrkörpereigenfrequenz von Fahrzeugen in den Bereich von 1 bis 2 Hz zu legen. Wie man sehen wird, ist dies aufgrund der notwendigen statischen Federwege (weiche Federn!) und aufgrund der Massenänderung bei Beladung nicht ohne Kompromisse möglich.

5.2 Fahrzeugschwingungen durch Gleisunebenheiten

Während die Schienen in vertikaler Richtung direkt von den Rädern „abgetastet“ werden, erfolgt die Kopplung zwischen Rad und Schiene in Richtung horizontal-quer kraftschlüssig, solange nicht der Spurkranz des Rades an die Schienenfahrkante anläuft. Da Letzteres mit Verschleiß an Rad und Schiene (und meist auch mit Geräusch) verbunden ist, versucht man die Laufwerke von Schienenfahrzeugen so auszulegen, dass die Berührung von Spurkranz und Schienenfahrkante möglichst vermieden wird. Dies ist aufgrund der großen Kurvenradien bei Vollbahnen ($R > 180$ m bei Nebenbahnen, $R > 300$ m bei Hauptbahnen; siehe § 6 EBO) meist möglich, nicht jedoch bei Straßenbahnen, bei denen kleinste Gleisradien von 12 bis 15 m vorkommen. Bei der üblichen Bauart von Radsätzen sind beide Räder drehfest mit der Radsatzwelle verbunden, d. h. ihre Drehzahl ist dieselbe. Aufgrund der genannten großen Gleisradien benötigt das System kein Ausgleichsgetriebe wie beim Straßenfahrzeug. Dennoch gibt es auch so genannte Losrad-Laufwerke⁷, bei denen die beiden Räder nicht durch eine Radsatzwelle verbunden sind, sondern sich unabhängig voneinander drehen können. Diese Bauart ist bei Straßenbahnen verbreitet, besonders bei Niederflurwagen, da eine durchgehende Radsatzwelle eine höhere Lage des Fußbodens erfordert.

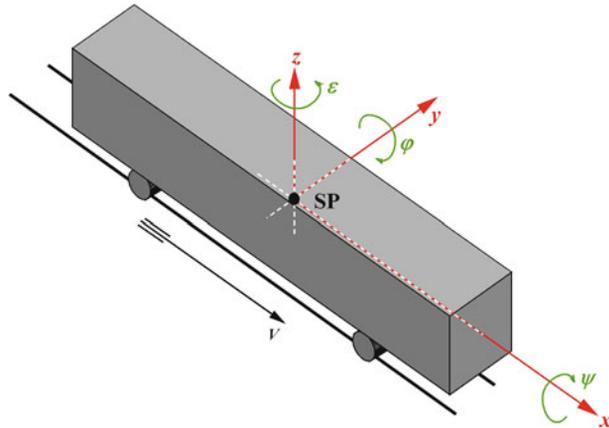
Da Gleise ebenso wie Straßen Unebenheiten aufweisen (siehe Abb. 5.1), müssen Schienenfahrzeuge zur Erreichung eines guten Schwingungskomforts bzw. zur Ladungsschonung gefedert sein. Gleise besitzen aber Lagefehler (Unebenheiten) nicht nur in vertikaler Richtung, sondern auch in Richtung horizontal-quer. Dadurch werden Schienenfahrzeuge auch zu Horizontalschwingungen angeregt und müssen daher auch eine Querfederung

⁷ Siehe hierzu z. B.: Abdelfattah, B.; Dellmann, T.: Vergleich der dynamischen Eigenschaften von Radsatz und Losradpaar – Ein theoretischer Beitrag zu einer fast vergessenen Technik. ZEVrail 136(2012)H. 10, S. 380–390.



Abb. 5.1 Zur Verdeutlichung von Gleislagefehlern – Gleis einer schwedischen Waldbahn

Abb. 5.2 Fahrzeug-Koordinatensystem



besitzen. Beide Federsysteme, vertikal und horizontal-quer, müssen mit geeigneten Dämpfern ausgerüstet werden, damit eingeleitete Schwingungsamplituden abklingen. Durch unterschiedliche Höhenlage der beiden Schienen werden auch Wankschwingungen (Dreh-schwingungen um die Fahrzeuglängsachse) angeregt.

Abb. 5.2 zeigt das verwendete Fahrzeug-Koordinatensystem. Die möglichen Schwingbewegungen werden wie folgt bezeichnet:

- x -Richtung: Längsschwingungen (Zucken; hier nicht weiter betrachtet)⁸,
- y -Richtung: Querschwingungen/Horizontalschwingungen,
- z -Richtung: Vertikalschwingungen (Stampfen/Tauchen),
- ψ -Richtung (um die Längsachse): Wankschwingungen (Rollen),
- φ -Richtung (um die Querachse): Nickschwingungen,
- ε -Richtung (um die Hochachse): Gierschwingungen.

Die Anregung eines Schienenfahrzeugs zu Schwingungen erfolgt im Wesentlichen durch die Gleisunebenheiten. Auch z. B. Triebwerksschwingungen und unrunde Räder können Fahrzeugschwingungen hervorrufen. Diese werden hier aber nicht betrachtet. Die Unebenheiten eines Gleises zeigt Abb. 5.3.

In Abb. 5.3 liegt der Ursprung des raumfesten Koordinatensystems in der Mitte der waagerechten Verbindungslinie zwischen den beiden Schienen. Der Ursprung des rad-satzfesten Koordinatensystems befindet sich im Radsatzschwerpunkt. Der Radsatz auf dem Gleis mit Unebenheiten ist so ausgerichtet, dass er sich am rechten und am linken Rad auf dem gleichen Rollkreisradius befindet. Die Höhenlage des Gleises h_z ist dann der senkrechte Abstand zwischen der y -Achse und dem Schnittpunkt H der negativen ζ -Achse mit der Verbindungslinie der Radaufstandspunkte. Die Gleislage in Richtung horizontal-quer h_y (Richtungslage) ist der waagerechte Abstand dieses Punktes H von der z -Achse

⁸ Zuckschwingungen können durch Zug- und Bremskräfte im Zugverband hervorgerufen werden.

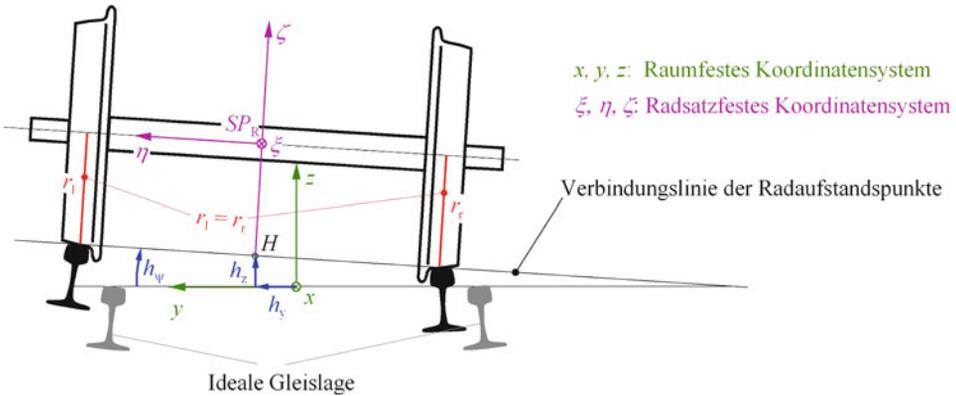


Abb. 5.3 Gleisebenenheiten. h_y Richtungslage, h_z Höhenlage, h_ψ Querhöhenlage

des raumfesten Koordinatensystems. Verbindet man die Lagen des Punktes H in Richtung der x -Achse, also entlang des Gleises, so ist $h_y(x)$ die so genannte Rolllinie:

Die Rolllinie ist der geometrische Ort aller Radsatzpunkte H eines auf gleiche Rollkreisradien am linken und rechten Rad ausgerichteten Radsatzes.⁹

Für die Rolllinie liegen Messwerte in Form von Unebenheitsspektren vor¹⁰. Als weitere Unebenheit des Gleises gilt die Querhöhenlage h_ψ . Sie ist der Winkel zwischen der y -Achse des raumfesten und der η -Achse des radsatzfesten Koordinatensystems.

Unebenheiten von Gleisen und Straßen werden als Spektren (Leistungsdichtespektren) dargestellt. Spektren sind das Ergebnis einer Fourier-Transformation der gemessenen Unebenheiten. Damit werden die Unebenheitsfunktionen in einzelne harmonische Anteile zerlegt, d. h. als Summe von Sinusfunktionen unterschiedlicher Wellenlänge, Amplitude und Phasenlage umgerechnet. Die Darstellung erfolgt üblicherweise über der Frequenz. Abb. 5.4 zeigt Spektren von Gleisebenenheiten, die von der DB für die Simulation des Schienenfahrzeuglaufs vorgesehen sind (in Abb. 5.4 blau eingezeichnet). Anstelle der Frequenz ist auf der waagerechten Achse die Wellenlänge (als Kehrwert der Frequenz) der Unebenheiten dargestellt. Es handelt sich dabei um die Unebenheitsspektren sehr guter Gleise. Zum Vergleich sind in Abb. 5.4 als grüne Linien Ergebnisse von Messungen auf einer nur noch dem Güterverkehr dienenden Nebenstrecke eingezeichnet [27]. Bei allen eingezeichneten Spektren fällt auf, dass die Spektrale Dichte langer Wellen wesentlich größer ist als die kurzer Wellen (beachte die logarithmische Darstellung!). Je höher das Spektrum liegt, umso größer sind die Unebenheiten. Für die Höhenlage ist im mittleren

⁹ nach: Wickens, A. H.: Neue Untersuchungen über Querschwingungen an Eisenbahnfahrzeugen für Hochgeschwindigkeiten. Monatschrift der Int. Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung 45(1968)H. 4, S. 1–25.

¹⁰ Siehe z. B.: Strothmann, W.: Horizontale Störfunktion eines Gleises. Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 35(1980), S. 7–18.

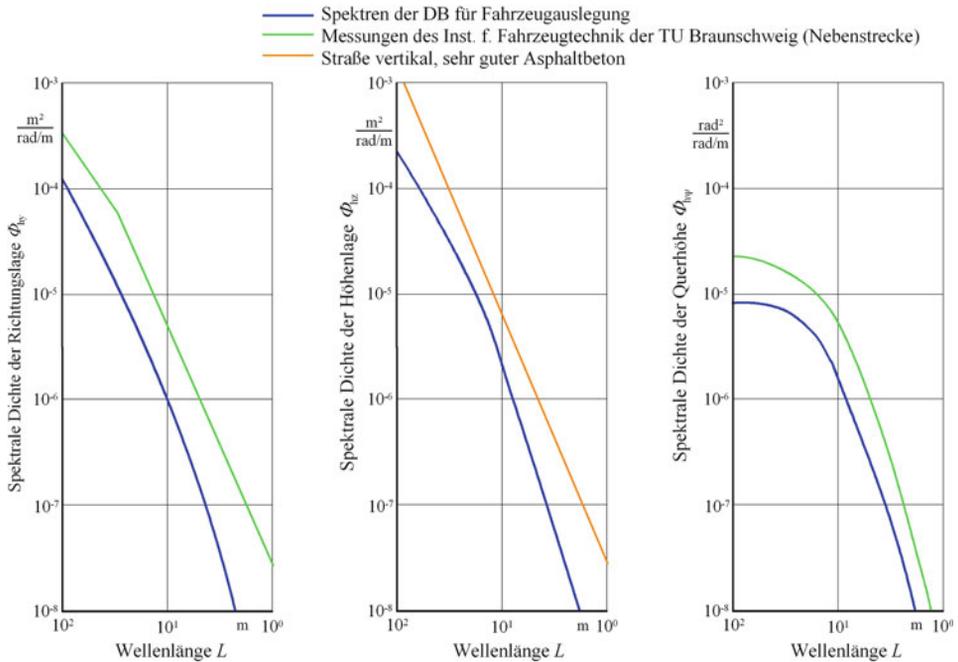


Abb. 5.4 Spektrale Dichte von Gleisunebenheiten (und Straßenunebenheiten als Vergleich). (Nach [27, 39, 41])

Bildteil zum Vergleich das Spektrum der vertikalen Unebenheiten einer sehr guten Straße aus [41] eingetragen. Das Spektrum der Gleishöhenlage fällt für kleine Wellenlängen steiler ab als das Spektrum der vertikalen Straßenunebenheiten: Kurzwellige Unebenheiten haben auf Gleisen geringere Intensität als auf Straßen. Anschaulich kann man sich das klarmachen: Schienen lassen sich nicht zu kurzen Wellen mit großen Amplituden verbiegen.

5.3 Theoretische Grundlagen der Schwingungssimulation

Mit Hilfe der Spektren von Gleisunebenheiten lässt sich die Dynamik von Schienenfahrzeugen simulieren. Simulationen dienen z. B. der Vorauslegung von neuentwickelten Fahrzeugen. In Simulationen lassen sich Fahrzeugparameter wie Feder- und Dämpferkennwerte, Massen, Geschwindigkeiten, geometrische Größen usw. mit erheblich geringem Zeitaufwand und mit einem Bruchteil der Kosten gegenüber Fahrversuchen variieren. Abb. 5.5 gibt einen groben Überblick über den Ablauf von Simulationen und die Vergleichsmöglichkeiten zu Fahrversuchen, z. B. zur Verifizierung und Überprüfung von Simulationsergebnissen.

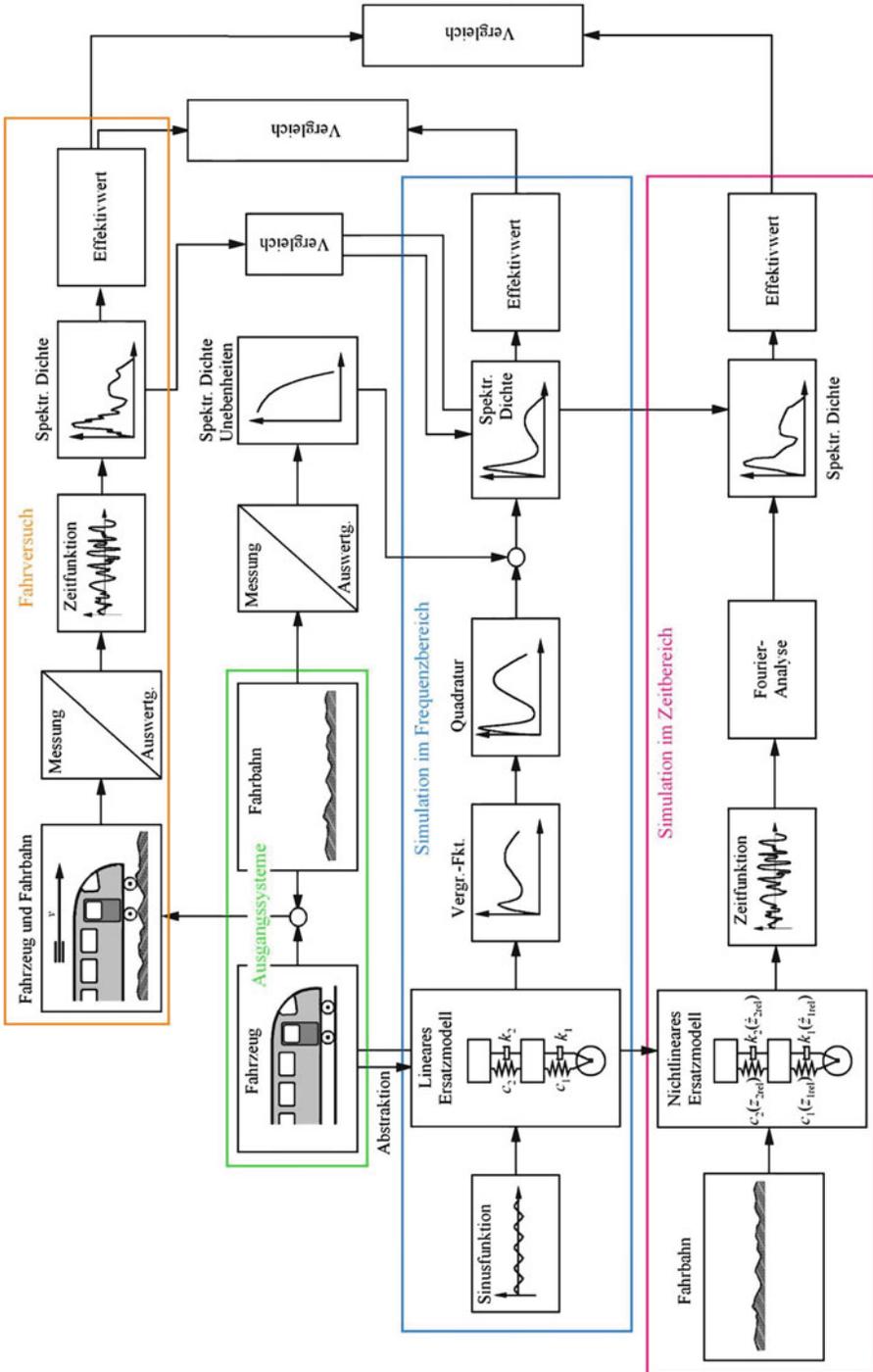


Abb. 5.5 Übersicht: Simulation der Schienenfahrzeugdynamik

Grundlage einer Simulation sind Daten des Fahrzeugs und der Fahrbahn (grüner Kasten in Abb. 5.5). Die Fahrzeugdaten müssen bekannt sein, z. B. durch Messungen oder bei Neuentwicklungen auch durch Abschätzung. Durch Abstraktion wird aus dem Fahrzeug ein Schwingungersatzmodell (blauer bzw. roter Kasten in Abb. 5.5).

Für die Simulation von (Schiene-)Fahrzeugschwingungen gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten: Zum einen die Simulation im Frequenzbereich. Als Schwingungsanregung dienen Sinusfunktionen, d. h. quasi ein Gleis mit Unebenheiten in Form von Sinusfunktionen. Die Fahrzeugparameter müssen dann linearisiert werden, z. B. Feder- und Dämpferkennlinien, Berührfunktionen (siehe Abschn. 5.4) usw. Alle Nichtlinearitäten (Beispiele siehe Abb. 5.10) können nicht berücksichtigt werden. Dafür ist das rechen-technische Lösungsverfahren sehr schnell und es können daher viele Simulationsläufe vorgenommen werden. Die Schwingungsantworten bei der Simulation im Frequenzbereich werden Vergrößerungsfunktionen genannt. Sie geben die Größe von Bewegungsparametern bezogen auf die Größe der Unebenheitsamplitude in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz an. Die Gleisunebenheiten müssen in Form von Spektren vorliegen. Ein Vergleich von Messungen und Rechnungen ist über Antwortspektren und Effektivwerte von Bewegungsgrößen (Schwingwege, -geschwindigkeiten, -beschleunigungen, Kräfte, Momente) möglich. Die Abweichungen zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen sind meist relativ groß. Lineare Ersatzmodelle sind aber z. B. für Sensitivitätsrechnungen gut brauchbar, wenn der Einfluss einzelner Fahrzeugparameter untersucht werden soll.

Zum anderen kann im Zeitbereich simuliert werden, also eine Zeitschrittsimulation durchgeführt werden. Dabei können alle Nichtlinearitäten des Ausgangssystems, des Fahrzeugs, berücksichtigt werden. Der Rechenaufwand und damit die Zeit und die Kosten für einen Simulationslauf sind aber wesentlich höher. Gleisunebenheiten können direkt als gemessene Größen einer realen Strecke in die Simulation einfließen. Ebenso ist es möglich, aus Unebenheitsspektren einen Unebenheits-Weg- oder -Zeit-Verlauf zu synthetisieren¹¹. Der Vergleich von Messungen und Rechnungen ist wieder über Effektivwerte und Spektren von Bewegungsgrößen möglich. Sowohl in linearen als auch nichtlinearen Simulationen lässt sich das menschliche Schwingempfinden über Bewertungsfunktionen berücksichtigen.

Die Bewegungsgleichungen der Simulationsmodelle müssen heute nicht mehr explizit aufgestellt und gelöst werden. Entsprechende Simulationsprogramme (z. B. ADAMS Rail¹² oder SIMPACK¹³) vereinfachen die Simulation dynamischer Systeme erheblich. Dennoch ist auch dafür ein Grundverständnis der Vorgehensweise, der Laufdynamik, der Fahrzeugparameter und der Fahrzeugdaten notwendig, damit die Simulationsmodelle zielgerichtet aufgebaut und Simulationsergebnisse sachkundig interpretiert werden kön-

¹¹ Allerdings kann nicht die ursprüngliche Unebenheitsfunktion erzeugt werden, da bei der Berechnung von Spektren die Information über die Phasenwinkel verloren geht. Bei der Fourier-Synthese müssen daher die Phasenwinkel anhand einer Verteilungsfunktion berechnet werden.

¹² ADAMS Rail wird von MSC Software GmbH vertrieben. Internet: <http://www.mscsoftware.com/de/>.

¹³ SIMPACK wird von der SIMPACK AG vertrieben. Internet: <http://www.simpack.com/>.

nen. Bei Simulationsrechnungen gilt grundsätzlich, dass die Anzahl der Freiheitsgrade des Ersatzmodells, also die Anzahl der Massen mit ihren Bewegungsmöglichkeiten, den Vorbereitungsaufwand und den Rechenaufwand beeinflussen. Je mehr Freiheitsgrade berücksichtigt werden, desto höher ist dieser Aufwand.

5.3.1 Simulation im Frequenzbereich

Anhand eines einfachen Modells soll die Vorgehensweise bei der Berechnung von Schwingungen im Frequenzbereich erläutert werden. Wir nehmen das Modell eines zweiachsigen Schienenfahrzeugs und fassen die Massen, die Federn und die Dämpfer jeweils zusammen. Dann entsteht ein einfaches Ein-Massensystem, Abb. 5.6. Die Radsatzmasse hat keinen eigenen Freiheitsgrad; sie folgt ohne abzuheben den Unebenheiten.

Das vereinfachte Modell kann das Nicken des Fahrzeugs um die Querachse nicht mehr darstellen. Schon bei der Abstraktion haben wir ein ebenes Einspurmodell erzeugt, d. h. auch Wankschwingungen können damit nicht simuliert werden. Ein Abheben der Radsatzmasse von den Schienen ist ausgeschlossen. Die Federkennlinien müssen linearisiert werden und die Reibungsdämpfung der Blattfedern muss durch einen linearen hydraulischen Dämpfer ersetzt werden. Dafür sind die Aufstellung der Bewegungsgleichungen und deren Lösung im Frequenzbereich wenig aufwendig.

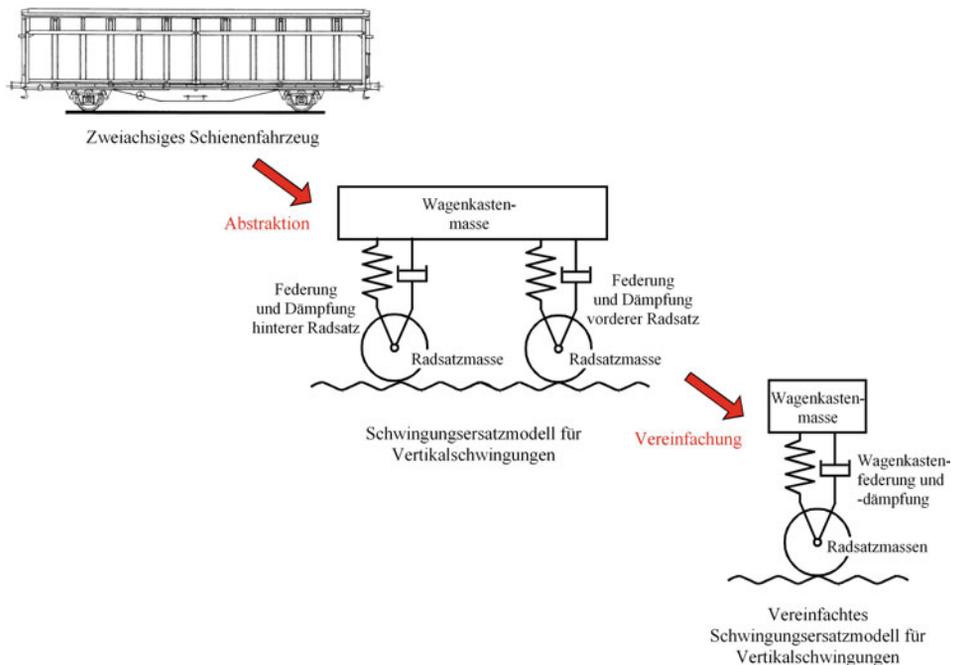
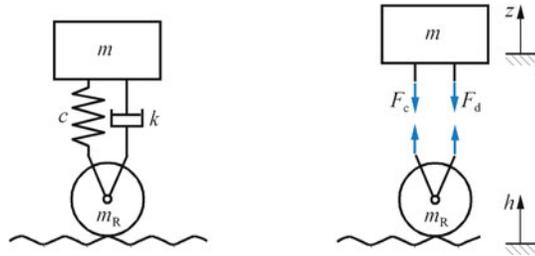


Abb. 5.6 Vom konkreten Fahrzeug zum einfachen Schwingungersatzmodell

Abb. 5.7 Freigeschnittenes Einmassenmodell



Wir schneiden die Aufbaumasse frei und tragen die wirkenden Kräfte an, Abb. 5.7. Die Federkraft F_c hängt vom Relativweg zwischen Radsatz- und Aufbaumasse ab, die Dämpferkraft F_d von der Relativgeschwindigkeit:

$$\begin{aligned} F_c &= c(z - h_z), \\ F_d &= k(\dot{z} - \dot{h}_z). \end{aligned} \quad (5.1)$$

Nach dem NEWTON'schen Grundgesetz folgt für die Aufbaumasse m :

$$m\ddot{z} = -F_d - F_c \quad \rightarrow \quad m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{h}_z) + c(z - h_z) = 0, \quad (5.2)$$

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = k\dot{h}_z + ch_z. \quad (5.3)$$

Gl. 5.3 stellt eine inhomogene Differentialgleichung zweiter Ordnung dar. Als Lösungsansatz für die partikuläre Lösung (für den eingeschwungenen Zustand) kommen harmonische Funktionen in Frage:

$$h_z = \hat{h} \sin(\omega t + \varphi) \quad (5.4)$$

mit

\hat{h} : Anregungsamplitude,
 ω : Anregungsfrequenz,
 φ : Phasenwinkel.

Zweckmäßigerweise verwendet man die komplexe Schreibweise für die Funktion in Gl. 5.4:

$$h_z = \hat{h} e^{i\omega t}. \quad (5.5)$$

Damit lässt sich die Schwingung als Zeigerdiagramm in der GAUSS'schen Zahlenebene darstellen. In Gl. 5.5 setzt sich die Unebenheit h_z aus dem Realteil $\operatorname{Re}\{h_z\} = \hat{h} \cos(\omega t + \varphi)$ und dem Imaginärteil $\operatorname{Im}\{h_z\} = \hat{h} \sin(\omega t + \varphi)$ zusammen.

Bei linearen Schwingungssystemen und harmonischer Anregung ist auch die Schwingungsantwort des Systems harmonisch, so dass man für die erzwungene Aufbaubewegung schreiben kann:

$$z = \hat{z}e^{i\omega t}. \quad (5.6)$$

Für die Ableitungen nach der Zeit t ergibt sich aus den Gln. 5.5 und 5.6 mit der Ableitungsregel $\frac{d(e^{i\omega t})}{dt} = i\omega \cdot e^{i\omega t}$ sowie $(i\omega^2) = -\omega^2$ (da $i = \sqrt{-1}$):

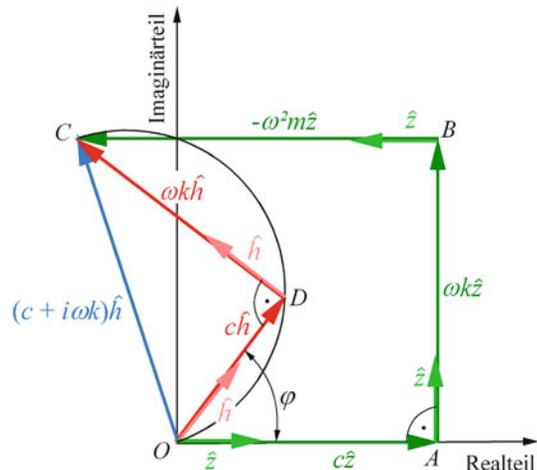
$$\dot{h}_z = i\omega h_z; \quad \dot{z} = i\omega z, \quad \ddot{z} = -\omega^2 z. \quad (5.7)$$

Mit den Ausdrücken in Gl. 5.7 erhalten wir aus Gl. 5.3:

$$(-m\omega^2 + i\omega k + c)\hat{z} = (i\omega k + c)\hat{h}. \quad (5.8)$$

In Abb. 5.8 ist das zu Gl. 5.8 gehörende Zeigerdiagramm dargestellt: Rechte und linke Seite sind gleich. Wenn für ein Schwingungssystem die Masse m , die Dämpferkonstante k und die Federkonstante c bekannt sind, kann für jede Frequenz ω aus der Unebenheitsamplitude \hat{h} die Aufbaubewegung \hat{z} berechnet werden und umgekehrt. Nehmen wir an, \hat{z} sei bekannt. Dann legen wir ausgehend vom Ursprung O in Abb. 5.8 den Zeiger \hat{z} auf die reelle Achse und multiplizieren die Zeigerlänge mit c . Damit finden wir den Punkt A . In A schließt sich senkrecht der Imaginärteil $\omega k \hat{z}$ an mit der Zeigerspitze im Punkt B . Die linke Seite der Gl. 5.8 hat aber noch einen weiteren Term als Realteil: $-\omega^2 m \hat{z}$. Dieser Zeiger waagerecht in B in negativer Richtung angetragen, liefert den Punkt C . Die Verbindung von O nach C (blauer Pfeil in Abb. 5.8) ist die linke Seite der Gl. 5.8, die ja gleich der rechten Seite ist. Der blaue Pfeil stellt also die Größe $(i\omega k + c)\hat{h}$ dar. Realteil und Imaginärteil stehen wieder senkrecht aufeinander, d. h. wir können sie entsprechend im Halbkreis (Satz des THALES!) über dem blauen Pfeil eintragen und finden dadurch die

Abb. 5.8 Zeigerdiagramm zu Gln. 5.8. (Nach [41])



Zeigerlänge von \hat{h} . Wie Abb. 5.8 zu entnehmen ist, sind \hat{z} und \hat{h} unterschiedlich lang. Beide sind phasenverschoben um den Winkel φ . Da die Länge mehrerer Pfeile von ω bzw. ω^2 abhängt, ergibt sich für jede Frequenz ω ein anderes Zeigerdiagramm.

Zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens im Frequenzbereich dienen die Vergrößerungsfunktionen. Sie sind das Verhältnis einer Antwortgröße des Systems bezogen auf die Anregungsamplitude. Für die Aufbaubewegung gilt z. B.:

$$\frac{\hat{z}}{\hat{h}} = \frac{c + i\omega k}{c - \omega^2 m + i\omega k} = \frac{A + iB}{C + iD}. \quad (5.9)$$

Der Betrag der Vergrößerungsfunktion ergibt sich nach den Rechenregeln für komplexe Zahlen zu

$$\left| \frac{\hat{z}}{\hat{h}} \right| = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} = \sqrt{\frac{c^2 + \omega^2 k^2}{(-\omega^2 m + c)^2 + \omega^2 k^2}}. \quad (5.10)$$

In Abb. 5.9 sind Vergrößerungsfunktionen für den Aufbauweg des in Abb. 5.7 gezeigten Einmassen-Ersatzsystems dargestellt. Auf der waagerechten Achse ist das Verhältnis von Anregungsfrequenz ω zu Eigenfrequenz ν aufgetragen. Die Eigenfrequenz ergibt sich beim Einmassensystem zu

$$\nu = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (5.11)$$

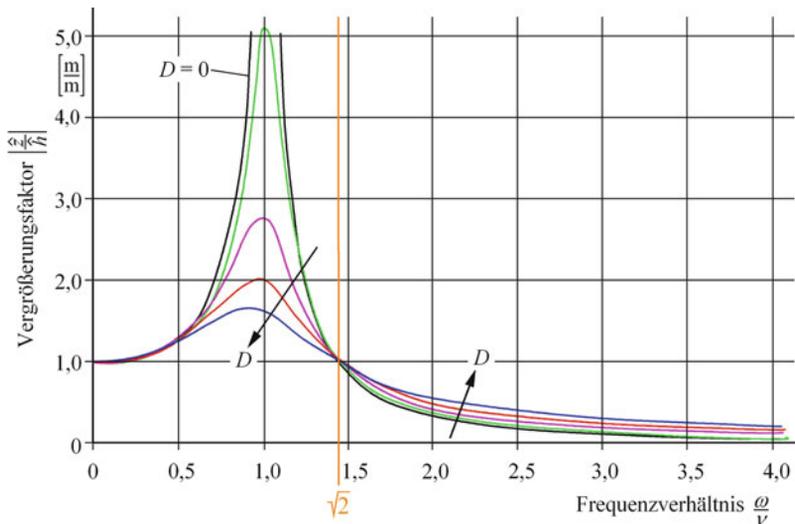


Abb. 5.9 Vergrößerungsfunktion des Aufbauweges eines Einmassensystems in Abhängigkeit vom Dämpfungsmaß D

Variiert wurde in Abb. 5.9 das LEHR'sche Dämpfungsmaß D :

$$D = \frac{k}{2\sqrt{c \cdot m}}. \quad (5.12)$$

Die Vergrößerungsfunktionen beginnen für $\omega = 0$ beim Vergrößerungsfaktor 1, d. h. das System folgt bei niedrigen Anregungsfrequenzen der Unebenheitsfunktion. Der Faktor 1 sagt aus, dass das System bei z. B. 1 mm Unebenheitsamplitude mit einer Schwingungsamplitude der Masse von 1 mm antwortet. Im Bereich der Eigenfrequenz ($\omega / \nu = 1$) haben die Funktionen ein Maximum. Mit zunehmender Dämpfung wird dieses Maximum kleiner. Für $\omega / \nu = \sqrt{2}$ haben alle Vergrößerungsfunktionen den Wert 1. Oberhalb dieses Frequenzverhältnisses zeigen die Vergrößerungsfunktionen umso größere Werte, je höher das Dämpfungsmaß D ist.

Die schwarz dargestellte Kurve gilt für $D=0$. Sie hat für $\omega = \nu$ den Wert ∞ : Ein Schwingungssystem ohne Dämpfung zeigt bei Anregung mit seiner Eigenfrequenz unendlich große Amplituden – dies gilt natürlich nur unter der Annahme einer linearen Federkennlinie. Bei realen Systemen ist einerseits immer eine gewisse Eigendämpfung der Federn vorhanden und andererseits werden die Federwege durch z. B. Anschläge begrenzt. Letzteres kann aber in einem linearen System nicht dargestellt werden. Es sei hier darauf hingewiesen, dass Schwingungsersatzmodelle mit Starrkörpern nur bis unterhalb des Bereichs der ersten Biegeeigenfrequenz des Wagenkastens verwendbar sind. Das betrifft den Frequenzbereich von $f = \omega / 2\pi$ zwischen 0 bis 8 (10) Hz.

Für das menschliche Schwingempfinden ist die senkrechte Beschleunigung der Aufbaumasse wichtig. Wir erhalten über die Beziehung $\ddot{z} = -\omega^2 z$ deren Vergrößerungsfunktion:

$$\left| \frac{\hat{\ddot{z}}}{\hat{h}} \right| = \omega^2 \left| \frac{\hat{z}}{\hat{h}} \right| = \omega^2 \sqrt{\frac{c^2 + \omega^2 k^2}{(-\omega^2 m + c)^2 + \omega^2 k^2}}. \quad (5.13)$$

Um die Vergrößerungsfunktion einer Schwingbeschleunigung zu erhalten, muss demnach nur die Vergrößerungsfunktion des zugehörigen Schwingweges mit ω^2 multipliziert werden.

Wie dargestellt gelten die Vergrößerungsfunktionen für reine Sinusanregung. In Abschn. 5.2 wurden Unebenheitsspektren von Gleisen mit realen, stochastischen Unebenheiten dargestellt. Mit deren mathematischer Beschreibung kann man Antwortspektren eines Schwingungs-Ersatzmodells berechnen, die unter anderem zum Vergleich Messung-Rechnung oder für Orientierungsrechnungen bei der Auslegung neuer Fahrzeuge verwendet werden können. Das Spektrum einer Systemantwort, hier z. B. der Aufbaubeschleunigung, bei stochastischer Anregung ergibt sich folgendermaßen:

$$\Phi_{\ddot{z}}(\omega) = \Phi_{hz}(\omega) \cdot \left(\frac{\hat{\ddot{z}}}{\hat{h}}(\omega) \right)^2. \quad (5.14)$$

Es ist also für jede interessierende Frequenz ω die spektrale Dichte der Unebenheiten Φ_{hz} mit dem Quadrat des zu dieser Frequenz gehörenden Vergrößerungsfaktors der

betrachteten Bewegungsgröße zu multiplizieren. Durch Integration lässt sich aus dem Spektrum einer Bewegungsgröße deren Effektivwert (quadratischer Mittelwert) berechnen¹⁴:

$$\bar{z}^2 = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \Phi_{\text{hz}}(\omega) \cdot \left(\frac{\hat{z}}{h}(\omega) \right)^2 \cdot d\omega \rightarrow z_{\text{eff}} = \sqrt{\bar{z}^2} = \sqrt{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \Phi_{\text{hz}}(\omega) \cdot \left(\frac{\hat{z}}{h}(\omega) \right)^2 \cdot d\omega}. \quad (5.15)$$

Wenn wie in Abb. 5.4 die Unebenheitsspektren als Funktion der Unebenheitwellenlänge L vorliegen, können sie wie folgt umgerechnet werden. Die Wegkreisfrequenz Ω ergibt sich aus $\Omega = 2\pi / L$ und somit ist die („Zeit-“)Kreisfrequenz $\omega = \Omega / v$. Für die spektrale Dichte erhält man damit:

$$\Phi_{\text{hz}}(\omega) = \frac{1}{v} \cdot \Phi_{\text{hz}}(\Omega) = \frac{1}{v} \cdot \Phi_{\text{hz}}\left(\frac{2\pi}{L}\right). \quad (5.16)$$

Anhand der Effektivwerte lassen sich – eine GAUSS'sche Normalverteilung vorausgesetzt – Aussagen zur Wahrscheinlichkeit des Übertretens bestimmter Werte der Bewegungsgrößen treffen: Der Effektivwert selbst wird von 68,3 % der auftretenden Werte nicht überschritten, der doppelte Effektivwert von 95,4 % nicht und 99,7 % aller auftretenden Werte sind kleiner als der dreifache Effektivwert. Nehmen wir z. B. an, der Effektivwert des Federwegs der Tragfeder sei anhand einer Simulation mit 15 mm berechnet worden, dann werden $2 \cdot 15 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$ Federweg mit einer Wahrscheinlichkeit von 95,4 % nicht überschritten. Für $3 \cdot 15 \text{ mm} = 45 \text{ mm}$ beträgt die Wahrscheinlichkeit des Nichtüberschreitens schon 99,7 %. Damit kann in diesem Beispiel der vorzusehende Federweg abgeschätzt werden.

5.3.2 Simulation im Zeitbereich

Sollen Nichtlinearitäten des Ausgangssystems berücksichtigt werden, ist eine Simulation im Zeitbereich möglich. Derartige Nichtlinearitäten können z. B. sein:

- Progressive Federkennlinien (Abb. 5.10a),
- Anschläge in Federstufen (Abb. 5.10a),
- Unterschiedliche Kennlinien hydraulischer Dämpfer in Zug- bzw. Druckstufe (Abb. 5.10b),
- Reibungsdämpfung (Abb. 5.10c),
- Kraftschluss-Schlupf-Funktionen (siehe Abschn. 5.4),
- Berührungsfunktionen Rad-Schiene (siehe Abschn. 5.4).

¹⁴ Theoretisch muss für den Effektivwert von $\omega_1 = 0$ bis $\omega_2 = \infty$ integriert werden. Wegen der Gültigkeit der Ersatzmodelle ist das hier aber nicht sinnvoll.

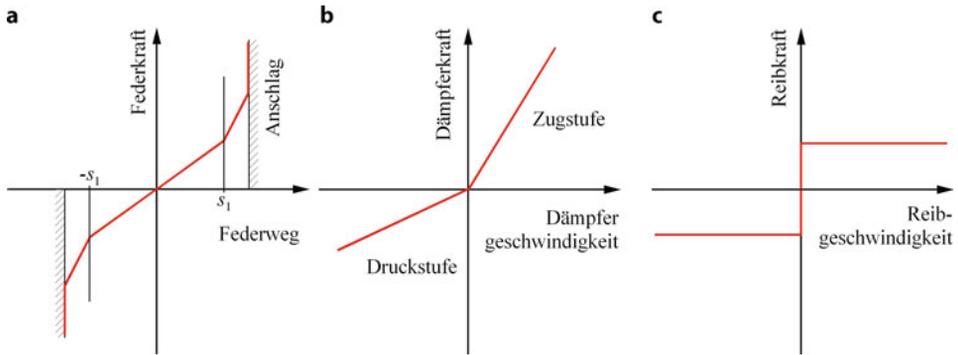


Abb. 5.10 Beispiele für Nichtlinearitäten. **a** progressive Feder mit Anschlag, **b** Dämpferkennlinie in Zug- und Druckstufe unterschiedlich, **c** Reibungsdämpfung

Wir gehen aus von der Bewegungsgleichung, wobei wir hier als Beispiel wieder das Einmassensystem nach Abb. 5.7 und damit die Gl. 5.3 heranziehen:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = k\dot{h} + ch. \quad (5.3)$$

Wir dividieren durch m

$$\ddot{z} + \frac{k}{m}\dot{z} + \frac{c}{m}z = \frac{k}{m}\dot{h} + \frac{c}{m}h$$

und stellen die Gleichung nach \ddot{z} um:

$$\ddot{z} = -\frac{k}{m}\dot{z} - \frac{c}{m}z + \frac{k}{m}\dot{h} + \frac{c}{m}h. \quad (5.17)$$

Bei diesem System können z. B. die Feder und der Dämpfer nichtlineare Kennlinien besitzen. Als Lösungsverfahren für die Gl. 5.17 kommt deshalb nur eine Zeitschrittsimulation in Frage. Dabei wird aus einer Anfangslage einer Zustandsgröße (Weg, Winkel usw.) zum Zeitpunkt T_1 der Zustand zum Zeitpunkt $T_1 + \Delta t$ berechnet, indem über die Steigung der Zustandsgröße (die erste Ableitung nach der Zeit) der nächste Wert der Zustandsgröße ermittelt wird, Abb. 5.11.

Der Zeitschritt Δt darf nicht zu groß gewählt werden. Ausgehend vom Wert der Zustandsgröße zum Zeitpunkt T_1 (in Abb. 5.11 als Punkt in orange mit Tangente in orange gekennzeichnet) wird so der Wert der Zustandsgröße zum Zeitpunkt $T_1 + \Delta t$ (grüner Punkt) ermittelt. Wird Δt zu groß gewählt (Zeitpunkt T_2), so wird nicht mehr der „richtige“ Wert ermittelt, sondern der rot gekennzeichnete Punkt. Faustregel ist, dass die Schrittweite Δt nicht größer sein soll als $1/10$ der Schwingdauer der höchsten Eigenfrequenz des betrachteten Systems¹⁵.

¹⁵ Bei einer höchsten Eigenfrequenz von 10 Hz (entsprechend einer Schwingdauer von 0,1 s) darf also die Schrittweite nicht mehr als $\Delta t = 0,01$ s betragen.

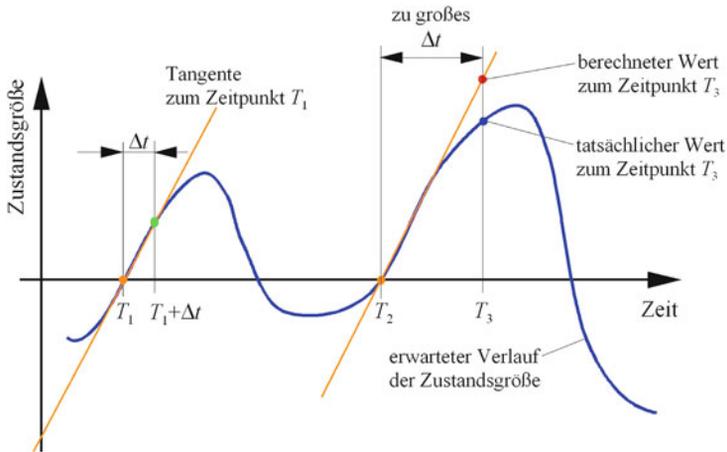


Abb. 5.11 Prinzip der Zeitschrittintegration

Da bei der Zeitschrittintegration nur die erste Ableitung berücksichtigt werden kann, wird folgende Substitution getroffen:

$$\dot{z} = u. \quad (5.18)$$

Damit lautet Gl. 5.17:

$$\dot{u} = -\frac{k}{m}u - \frac{c}{m}z + \frac{k}{m}\dot{h} + \frac{c}{m}h. \quad (5.19)$$

Die Gln. 5.18 und 5.19 kann man jetzt in Matrixschreibweise zusammenfassen:

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k/m & -c/m \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k/m \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{h} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c/m \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} h \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5.20)$$

$$\overline{\dot{u}} = \overline{A} \cdot \overline{u} + \overline{N}_1 \cdot \overline{\dot{h}} + \overline{N}_2 \cdot \overline{h}. \quad (5.21)$$

Überstrichene Größen in Gl. 5.21 sind Vektoren, doppelt überstrichene sind Matrizen.

Die Gln. 5.20 bzw. 5.21 enthalten neben den Zustandsvektoren nur noch deren erste Ableitung und können damit mit einem Zeitschrittverfahren integriert werden. Die Anzahl der Gleichungen hat sich durch die Substitution nach Gl. 5.18 allerdings verdoppelt.

Nichtlineare Kennlinien werden berücksichtigt, indem nach jedem Integrationsschritt anhand der aktuellen Zustandsgrößen (Wege, Geschwindigkeiten, Winkel usw.) z. B. die entsprechenden zugehörigen Kräfte und Momente aus den Kennlinien von Federn und Dämpfern ermittelt werden. Ergebnisse einer Zeitschrittsimulation sind die zeitlichen Verläufe der betrachteten Zustandsgrößen. Sie können wie die Ergebnisse von Fahrversuchen zu Spektren und Effektivwerten weiterverarbeitet werden.

5.4 Zusammenspiel von Fahrzeug und Gleis

In Kap. 1 wurde erwähnt, dass Schienenfahrzeugräder ein grob gesagt kegeliges Profil besitzen, siehe Abb. 1.22. Damit soll erreicht werden, dass Kurven ohne Spurkranzanlauf des kurvenäußeren Rades durchfahren werden können. Im geraden Gleis soll eine Selbst-Zentrierung des Radsatzes gewährleistet sein, so dass es auch hier nicht zum ständigen Anlaufen der Spurkränze kommt.

Abb. 5.12 zeigt einen Doppelkegel, der durch einen Gleisbogen rollt. Betrachtet man nur die Kinematik, d. h. Kräfte und Momente auf den Doppelkegel werden vernachlässigt, so könnte der Doppelkegel ohne Spurkränze den Gleisbogen durchfahren.

Abb. 5.13 zeigt Radreifen-Umrissprofile der DB. Früher wurden Radreifen mit einer Neigung von 1 : 20 / 1 : 40 ausgeführt (Abb. 5.13a). Mit zunehmender Laufleistung zeigten diese konischen Profile eine sehr ähnliche Verschleißkontur (Abb. 5.13b)¹⁶. Dies führ-

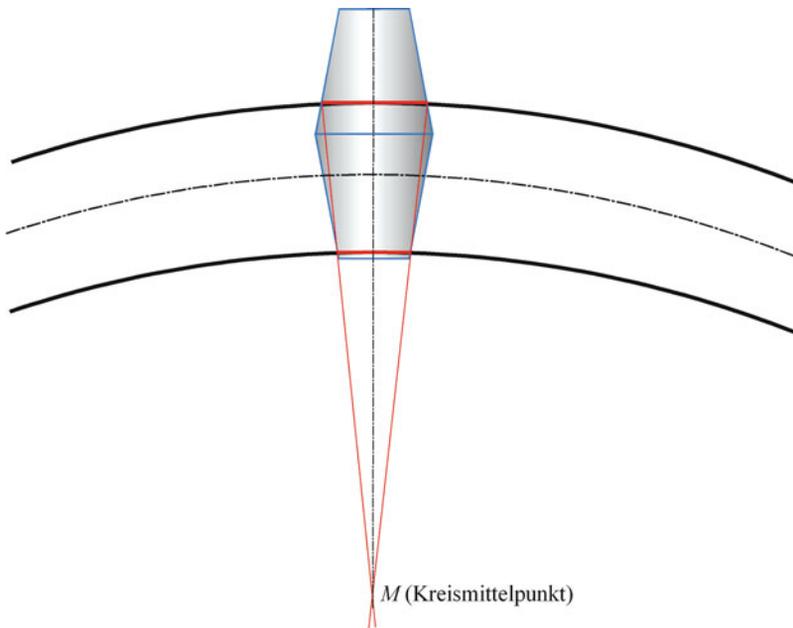


Abb. 5.12 Doppelkegel-„Radsatz“ im Gleisbogen

¹⁶ Das Radprofil 1 : 20 / 1 : 40 weist einen Flankenwinkel am Spurkranz von 60° auf. Dieser Flankenwinkel soll angeblich bereits von den Konstrukteuren der ersten Schienenfahrzeuge in England Anfang des 19. Jahrhunderts willkürlich festgelegt worden sein, weil im Konstruktionsbüro ein Zeichendreieck $90^\circ / 60^\circ / 30^\circ$ vorhanden war (Vorlesung Prof. Dr.-Ing. K. Althammer, TU Braunschweig, Wintersemester 1972/73). Wie man in Abb. 5.13b erkennt, hat das verschlissene Radprofil einen größeren Flankenwinkel. Daher besitzt das Profil DB II einen Flankenwinkel von 70° (Abb. 5.13c).

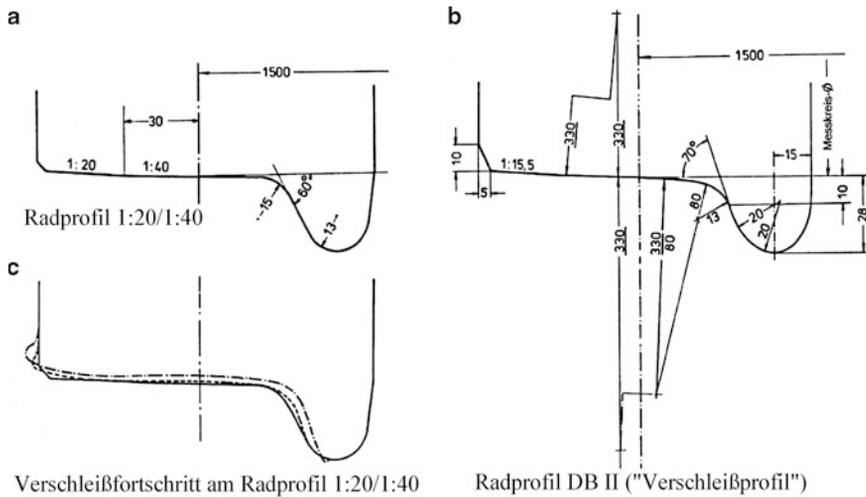


Abb. 5.13 Radreifenprofile. **a** Radreifenprofil 1 : 20/1 : 40, **b** Verschleißfortschritt, **c** Verschleißprofil DB II [35]

te schließlich dazu, so genannte „Verschleißprofile“ zu entwickeln, die dem Profil eines Rades nach hoher Laufleistung entsprechen und deren Kontur unabhängig von der Laufleistung weitgehend konstant bleibt. Die DB verwendet das Profil DB II (UIC-ORE 1002), Abb. 5.13c. Mit den Verschleißprofilen wird der notwendige Materialabtrag am Radreifen bei der Neuprofilierung minimiert. Allerdings haben die Verschleißprofile eine höhere effektive Konizität, was laut Gl. 5.22, siehe Abschn. 5.5, die Frequenz des Sinuslaufs erhöht. Die Verwendung von Verschleißprofilen erfordert also eine andere schwingungstechnische Abstimmung der Radsatzanlenkung als ein konisches Profil.

Radreifen von Straßenbahnfahrzeugen werden oft noch zylindrisch profiliert, da man davon ausgeht, dass die Spurführung aufgrund der engen Kurvenradien und aufgrund der zahlreichen Strecken mit Rillenschienen im Wesentlichen durch Spurkranz und Schienenfahrkante erfolgt. Allerdings ergeben sich auch bei zylindrischen Radprofilen konische Verschleißformen. Einige Straßenbahnbetriebe gehen daher auch bei Neuprofilierungen von verschleißangepassten Profilen aus. Soweit Straßenbahnfahrzeuge auch auf Eisenbahnstrecken verkehren, werden besondere Profile verwendet. In der Regel sind Straßenbahnräder schmäler als Eisenbahnräder, was besonders in Eisenbahn-Weichen und -Kreuzungen zu Problemen führen würde. Abb. 5.14 zeigt links das Profil eines Vollscheiben-Eisenbahnratsatzes und rechts das Profil eines Straßenbahnradreifens.

Beide in Abb. 5.14 dargestellte Profile stammen von Originalrädern. Am Straßenbahnradreifen erkennt man, dass das verschlissene Profil gegenüber dem zylindrischen Ausgangszustand konisch geworden ist. Die flache Spurkranzkuppe dient beim Durchfahren von Flach-Herzstücken als Fahrfläche, d. h. das Rad hebt von der eigentlichen Fahrfläche ab und rollt im Herzstückbereich auf der Spurkranzkuppe, siehe Abb. 5.15. Nachteile hier-

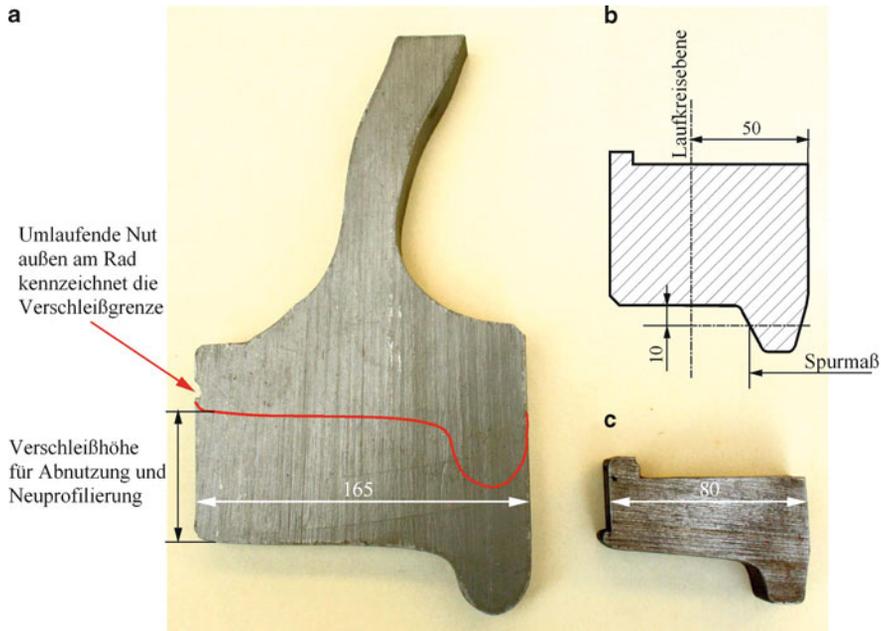


Abb. 5.14 Radprofile. **a** neu profiliertes Eisenbahn-Vollscheibenrad mit gewellter Radscheibe, **b** Maße eines Straßenbahn-Radreifens im Neuzustand, **c** Straßenbahn-Radreifen im verschlissenen Zustand

bei sind die senkrechten Stöße und die Änderung der Raddrehzahlen durch den Wechsel der Raddurchmesser.

Im Übrigen sind auch zylindrische Radreifen bei Straßenbahnen technisch nicht sinnvoll, da sie nach längerer Laufleistung wie in Abb. 5.14 dargestellt konisch werden. Dem passen sich auch die Verschleißformen von Schienen an, Abb. 5.16.

In Abb. 5.16a ist zu erkennen, dass sich ein neues Schienenprofil, an dessen Fahrfläche sich eine waagerechte Tangente anlegen lässt, mit der Zeit an die kegeligen Verschleißprofile der Radreifen anpasst. In Abb. 5.16b ergibt sich zwischen Radreifen und Schiene eine Punktberührung mit entsprechend hoher Flächenpressung, während in Abb. 5.16c sich Radreifumriss und Schienenprofil aneinander angepasst haben. Daher ergibt sich eine Linienberührung mit entsprechend größerer Kontaktfläche und geringerer Flächenpressung und damit geringerem Verschleiß.

Warum einige Straßenbahnbetriebe immer noch Radreifen im Neuzustand zylindrisch profilieren, lässt sich nicht ergründen¹⁷. Spurgeführte Systeme sind allerdings in bestimmten Parametern nur schwer veränderbar, da sie auf das Zusammenspiel Radsatz-Gleis angewiesen sind.

¹⁷ Auf Fragen nach bestimmten Tatsachen im Schienenfahrzeugbereich hört man oft die Antwort: „Das haben wir schon immer so gemacht.“

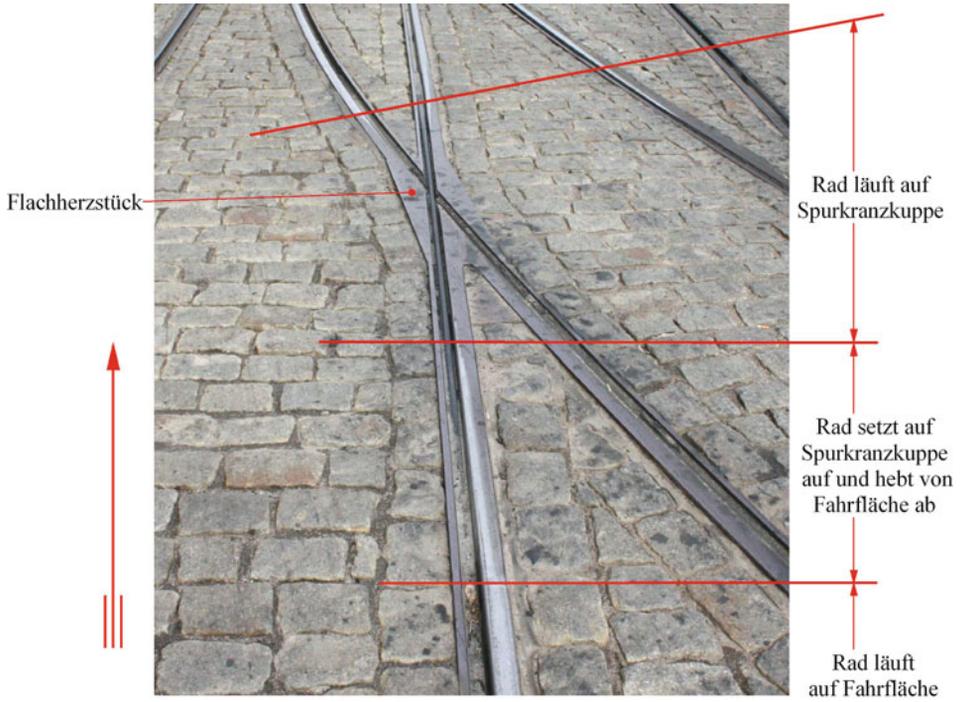


Abb. 5.15 Spurführung im Flachherzstück einer Straßenbahnweiche

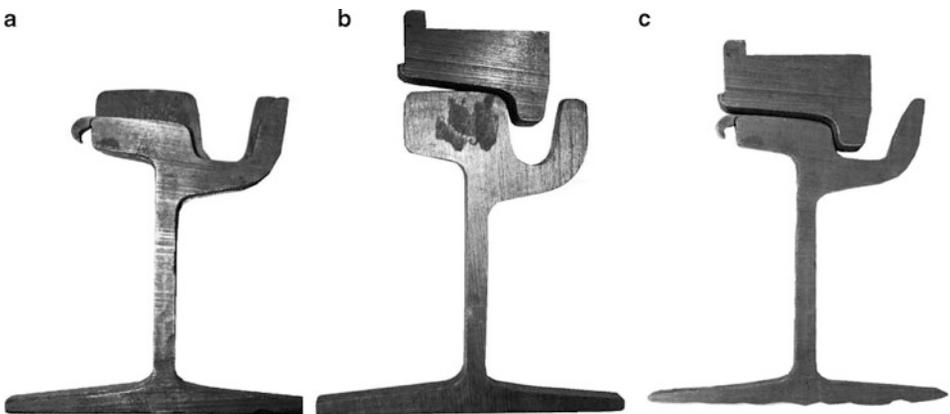


Abb. 5.16 a Vergleich Rillenschienenprofil neu – verschlissen, b verschlissener Radreifen auf neuer Rillenschiene, c verschlissener Radreifen auf verschlissener Schiene

Wenn Stadtbahnfahrzeuge auf Vollbahngleise übergehen, wie in Chemnitz, Karlsruhe, Kassel und Saarbrücken, wird das Radreifenprofil breiter als bei Straßenbahnwagen, aber schmaler als bei Eisenbahnfahrzeugen gestaltet. Der Spurkranz hat die Form wie beim Vollbahnfahrzeug, ist aber schmaler, so dass sowohl Vollbahnweichen als auch Rillenschienen befahren werden können.

5.5 Dynamisches Verhalten des Radsatzes

Im geraden Gleis bewirkt eine seitliche Auslenkung des Radsatzes im Rahmen des Spurspiels, dass der Radsatz den schon in Kap. 1 erwähnten Sinuslauf ausführt. Rein kinematisch betrachtet führt der Schwerpunkt des Radsatzes eine sinusförmige Bahn aus. Durch die Anlenkung des Radsatzes über Feder und Dämpfer an ein Drehgestell und durch Massenkräfte rollt der Radsatz nicht schlupffrei über die Schienen, sondern in den Radaufstandspunkten ergeben sich Gleitvorgänge. Dadurch wird das Bewegungsverhalten eines Radsatzes erheblich beeinflusst und kann unter bestimmten Umständen instabil werden, d. h. es kommt zu einem Zick-Zack-Lauf mit stoßartiger Berührung von Spurkranz und Schienenfahrkante. In diesem Fall ist das System nicht ausreichend gedämpft; statt abzuklingen würden die Amplituden des Radsatzlaufs angefacht und damit zunehmen. Nur Spurkranz und Schienenfahrkante begrenzen die Amplituden in Richtung horizontal-quer. Die Energie für die Anfachtung der Schwingung kommt aus der Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs.

Für den Fall des schlupffreien Rollens hat KLINGEL bereits 1883¹⁸ die Wellenlänge der Bahnkurve und die Frequenz des Radsatzlaufs hergeleitet:

$$\begin{aligned} \text{Wellenlänge: } L &= 2\pi \sqrt{\frac{r_0 \cdot s_R}{2 \cdot \gamma_e}}, \\ \text{Frequenz: } f &= \frac{v}{L} = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_e}{r_0 \cdot s_R}}. \end{aligned} \tag{5.22}$$

In Gl. 5.22 bedeuten:

v : Fahrgeschwindigkeit,

γ_e : Effektive Konizität – ergibt sich aus der Differenz der Rollradien beider Räder bei Querverschiebung des Radsatzes; s. u. und Abb. 5.17,

r_0 : Radradius bei mittlerer Ausrichtung im Gleis (bei Standardradsätzen: $r_0 = 500$ mm),

s_R : Abstand der Radaufstandspunkte eines Radsatzes (bei Normalspur: $s_R = 1500$ mm).

Bis auf die Fahrgeschwindigkeit sind alle Parameter konstant; d. h. die Frequenz des Sinuslaufs ist linear von der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs abhängig. Dies bedeutet,

¹⁸ Klingel, J.: Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 20(1883)H. 4, S. 113–123.

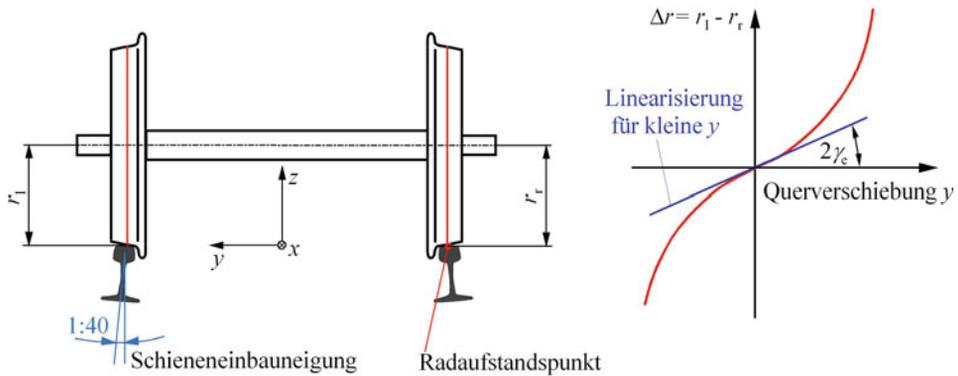


Abb. 5.17 Δr -Funktion (schematisch)

dass es je nach Fahrgeschwindigkeit zu Resonanzen mit anderen Eigenfrequenzen des Fahrzeugs kommen kann.

Es wurde bereits erwähnt, dass Verschleißprofile zu einer hohen effektiven Konizität γ_e führen. Dieser Parameter soll jetzt erklärt werden. Man denke sich einen Radsatz so auf ein Gleis gestellt, dass die Berührungspunkte Schienen/Räder an beiden Rädern denselben Rollkreisradius ergeben ($r_l = r_r$ in Abb. 5.17). Nun verschiebt man den Radsatz in Querrichtung. Dabei verändern sich die Berührungspunkte¹⁹ zwischen Rädern und Schienen und damit auch die Rollkreisradien. Trägt man die sich ergebende Differenz der Rollkreisradien über dem Querverschiebeweg des Radsatzes auf, erhält man die so genannte Δr -Funktion ($\Delta r = r_l - r_r$) in Abb. 5.17, rechts. Diese Funktion ist nichtlinear, teilweise sogar unstetig, da die Rollkreisradien mit Annäherung an den Spurkranz stark ansteigen, während sie sich in Richtung Radaußenseite nur geringfügig ändern. Die Δr -Funktion hängt vom Radreifen- und vom Schienenprofil, von der Spurweite und von der Einbauneigung der Schienen ab. Für kleine Radsatzquerwege kann man die Δr -Funktion linearisieren. Die Steigung der Geraden (Abb. 5.17, rechts, blaue Gerade) wird definiert als $2 \cdot \gamma_e$. Für einen Radsatz mit Verschleißprofil DB II und für mit einer Neigung von 1:40 nach Gleismitte eingebauten Schienen (Standard bei der DB; siehe Abb. 5.17) beträgt $\gamma_e \approx 0,25$ für kleine Radsatzquerwege.

Damit kann man überschlägig die geschwindigkeitsabhängige Eigenfrequenz eines Radsatzes für die im Kommentar zu Gl. 5.1 angegebenen Werte berechnen:

$$f = \frac{v}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma_e}{r_0 \cdot s_R}} \approx 0,13 \cdot v \text{ [Hz]} \quad \text{mit } v \text{ [m/s]}. \quad (5.23)$$

¹⁹ Streng genommen gibt es keine Berühr„punkte“ zwischen Rad und Schiene, sondern Berührflächen aufgrund der Elastizität der beiden sich berührenden Körper. Dennoch wird meist vom Berührungspunkt oder Radaufstandspunkt gesprochen.

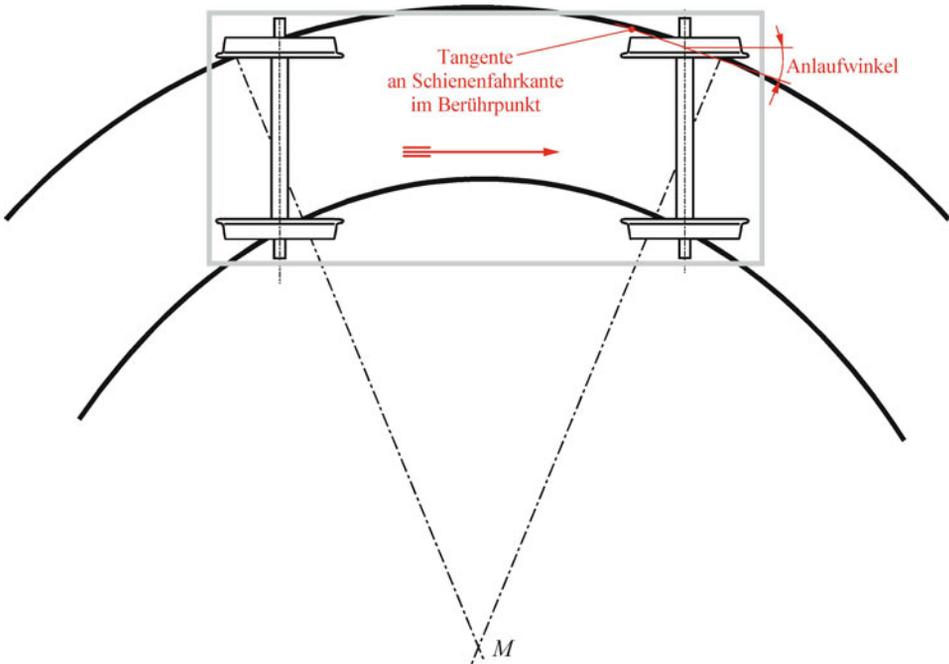


Abb. 5.18 Bogenstellung eines zweiachsigen Fahrzeugs mit längsstarrer Radsatzführung

In der Praxis gibt es allerdings keine „ungefesselten“ frei rollenden Radsätze, sondern die Radsätze sind über Federn und Dämpfer oder Lenker an das Drehgestell oder das Fahrzeuguntergestell angebunden. Betrachten wir zunächst ein einfaches, zweiachsiges Fahrzeug, das durch einen Gleisbogen fährt, Abb. 5.18. Wenn die Radsätze längsstarre an den Fahrzeugaufbau gekoppelt sind, kommt es im Gleisbogen zu großen Anlaufwinkeln des kurvenäußeren, führenden Rades. Dies kann zum Entgleisen des Fahrzeugs führen, da der Spurkranz auf die Schienenfahrfläche aufklettert. Auch ohne Entgleisungsgefahr treten große Führungskräfte und Verschleiß auf.

Unabhängig von der Radsatzführung unterscheidet man im Gleisbogen vier mögliche Stellungen eines Schienenfahrzeugs, Abb. 5.19. Der Abstand der Außen- zur Innenschiene ist dort auf den „Spurkanal“ geschrumpft. Die beiden Schienen haben den Abstand des Spurspiels, also Spurweite minus Spurmaß. Das Fahrzeug wird auf seine Mittellinie reduziert, hat demnach die Breite null. Es treten vier mögliche Stellungen des Fahrzeugs bei der Bogenfahrt auf:

- Abb. 5.19a zeigt die Außenseitenstellung. Aufgrund der Fliehkräfte laufen vorderer und hinterer Radsatz mit dem Spurkranz des bogenäußeren Rades an der Außenschiene an.

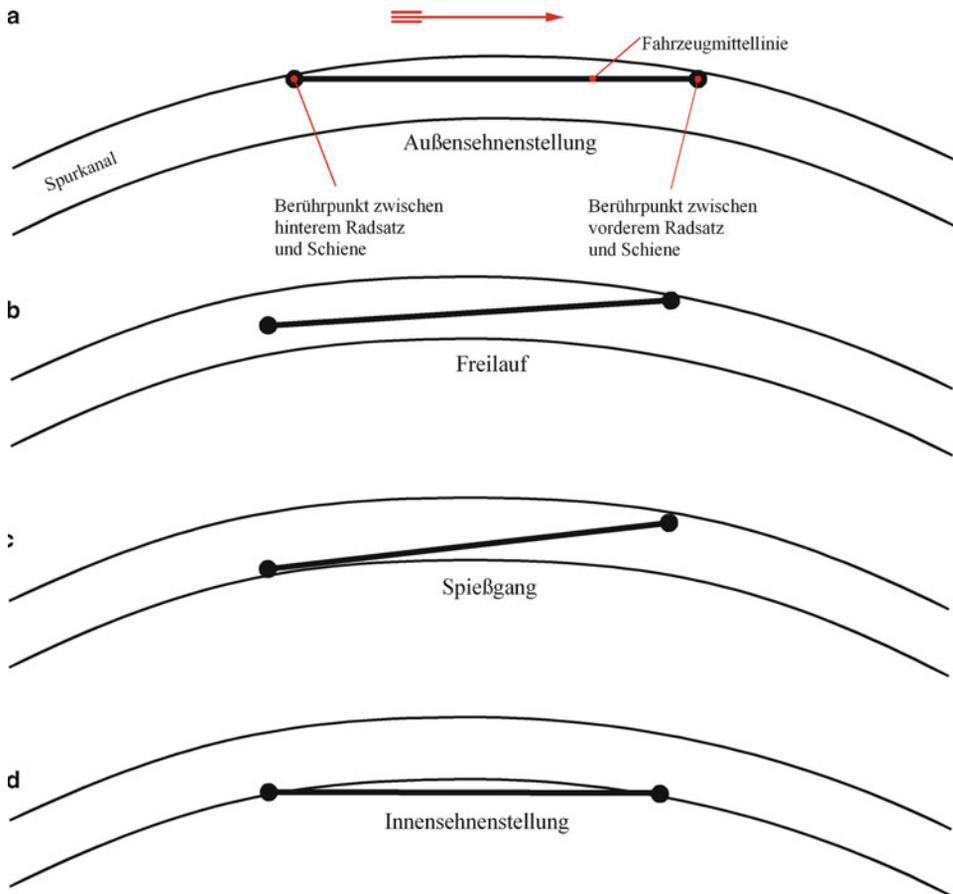


Abb. 5.19 Mögliche Stellungen eines Schienenfahrzeugs im Gleisbogen

- In Abb. 5.19b ist der Freilauf des Fahrzeugs dargestellt. Die Führung des Fahrzeugs erfolgt durch das vordere bogenäußere Rad; der hintere Radsatz hat keine Spurkranzberührung mit den Schienen.
- Der Spießgang, Abb. 5.19c, tritt z. B. auf, wenn ein Fahrzeug langsam durch einen engen Bogen fährt. Hierbei läuft der vordere Radsatz mit dem bogenäußeren Rad an der Außenschiene an, während der hintere Radsatz mit dem bogeninneren Rad an der Innenschiene anläuft.
- Die Innensehnenstellung, Abb. 5.19d, ergibt sich, wenn ein Fahrzeug innerhalb eines Zugverbandes z. B. langsam durch einen engen Gleisbogen gezogen wird.

Eine längsstarre Radsatzführung, wie in Abb. 5.18, ist nur bei kurzen Achsständen und bei Drehgestellen denkbar²⁰; sonst ist keine sichere Durchfahrt enger Bögen möglich. Zweiachsige Eisenbahnfahrzeuge mit großen Achsabständen haben daher längselastische Radsatzführungen, Abb. 5.20.

In Abb. 5.20 sind so genannte Schaken-Laufwerke zu sehen: (a) ein älteres Einfachschaken-Laufwerk, (b) ein Doppelschaken-Laufwerk eines zweiachsigen Güterwagens. Die Schaken wirken als schräg gestellte Pendel, die eine Längs- und eine Querbewegung der Radsatzgehäuse und damit des Radsatzes zwischen den Gleitstücken der Achshalter zulassen. Abb. 5.21 verdeutlicht die Rückstellwirkungen aufgrund der Schrägstellung der Schaken bei Längs- und Querauslenkungen des Radsatzes. In Mittelstellung (Abb. 5.21a) heben sich die rot eingezeichneten Längskräfte auf. Wirkt eine äußere Längskraft auf ein Rad (Abb. 5.21b) und lenkt das Radlager in Längsrichtung aus, so ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen Schrägstellung der beiden Schaken an einer Feder eine Rückstellkraft.

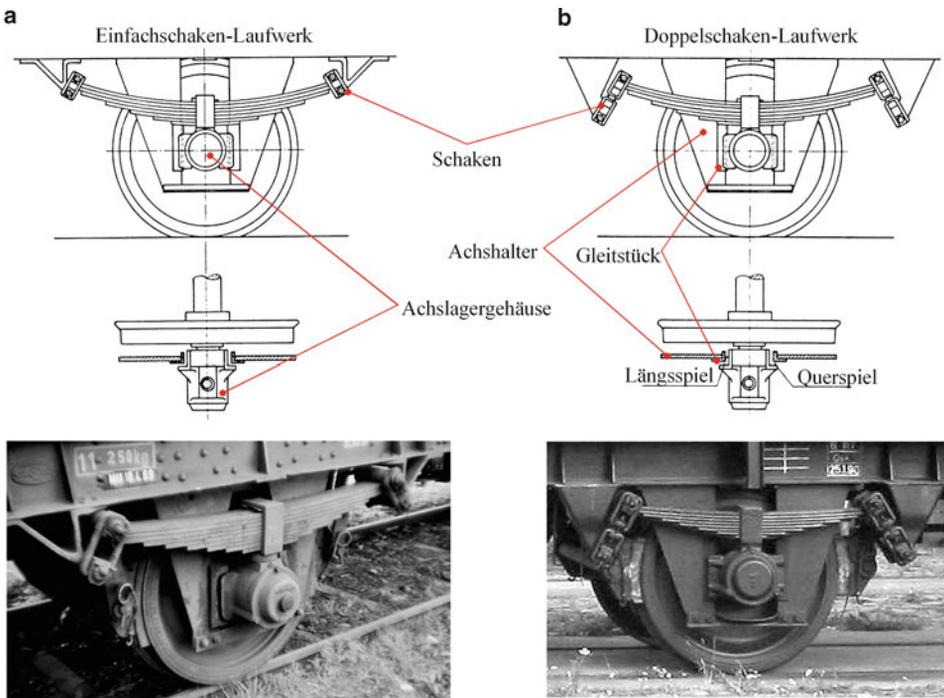


Abb. 5.20 Schaken-Laufwerke als längselastische Radsatzführungen. (Skizzen nach [35])

²⁰ Ältere zweiachsige Straßenbahnwagen haben z. B. bei einer Wagenkastenlänge von 10.000 mm einen Achsstand von 3000 mm; Eisenbahndrehgestelle besitzen meist Achsabstände ab 1800 über 2500 bis 3000 mm.

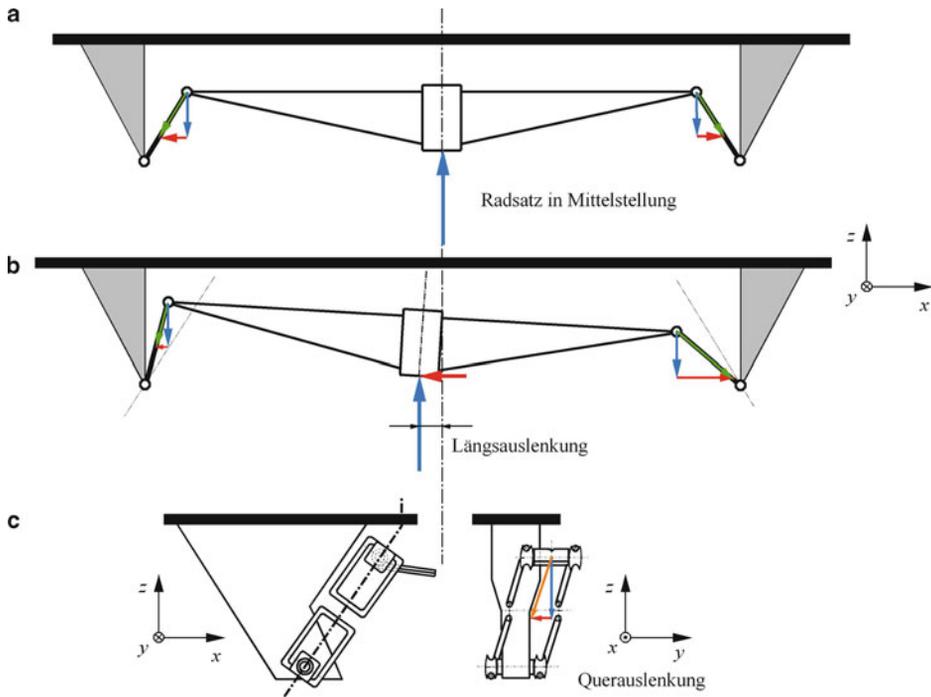


Abb. 5.21 Schaken-Laufwerk in Mittelstellung (a), bei Längskräften (b) und bei Querkräften (c). (Nach [35])

Es wurde schon erwähnt, dass Gleise auch Unebenheiten in Richtung horizontal-quer haben, so dass Schienenfahrzeuge auch eine Querverfederung benötigen. Dies wird bei Schaken-Laufwerken durch die Pendelwirkung in Querrichtung erreicht, Abb. 5.21c. Schaken bewirken also durch ihre Pendeleigenschaft eine Längs- und eine Querverfederung. Deren Federwirkung kann man anhand der Gleichungen für ein Fadenpendel bestimmen, Abb. 5.22. Für die Rückstellkraft am Fadenpendel (Abb. 5.22a) gilt unter Berücksichtigung, dass die Auslenkung y klein ist:

$$F_y = m \cdot g \cdot \tan \frac{y}{l} \approx \frac{m \cdot g}{l} y. \quad (5.24)$$

Damit erhält man für die Federkonstante c :

$$F_y = c \cdot y \rightarrow c = \frac{m \cdot g}{l}. \quad (5.25)$$

Die Eigenfrequenz ν eines Fadenpendels kann man schließlich berechnen zu

$$\nu = \sqrt{\frac{c}{m}} \rightarrow \nu = \sqrt{\frac{m \cdot g}{m \cdot l}} = \sqrt{\frac{g}{l}} \quad \left(\text{in } \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \right). \quad (5.26)$$

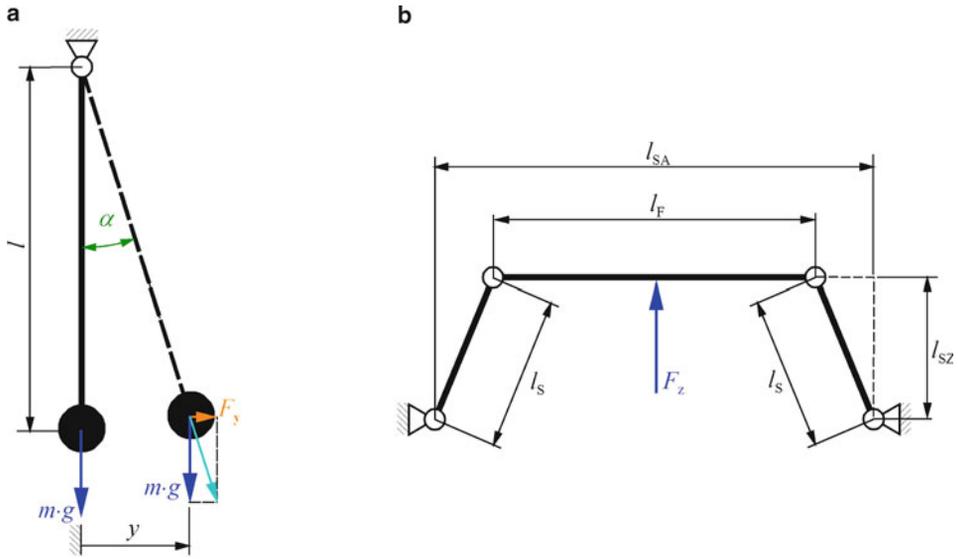


Abb. 5.22 Kräfte am Fadenpendel (a), Berechnung der effektiven Pendellänge l_{SZ} beim Schaken-Laufwerk (b)

Die Eigenfrequenz eines Pendels hängt also – wenn man davon ausgeht, dass die Erdbeschleunigung konstant ist – nur von der Pendellänge ab. Wir werden noch sehen, dass bei Schienenfahrzeugen häufig Pendelanlenkungen für die Querverfederung verwendet werden. Deren Eigenfrequenz ist nach Gl. 5.26 konstant, so dass z. B. ein von der Beladung unabhängiger Schwingungskomfort erreicht werden kann.

Beim Schaken-Laufwerk ist auch die Längsfederung über Pendel verwirklicht, Abb. 5.21a und b. Die zur Ermittlung der Querverfedersteifigkeit notwendige wirksame Pendellänge l_{SZ} kann anhand Abb. 5.22b, berechnet werden.

$$\sin \alpha = \frac{l_{SA} - l_F}{2 \cdot l_S}, \quad (5.27)$$

$$\cos \alpha = \frac{l_{SZ}}{l_S} \rightarrow l_{SZ} = l_S \cdot \cos \alpha \quad (5.28)$$

mit

l_{SA} : Abstand der Schaken-Aufhängung an den Federböcken,

l_F : Federlänge (von Federauge zu Federauge),

l_S : Schakenlänge.

Aufgrund der Längsfederung kann der Radsatz im Bogen „einlenken“, d. h. seine Mittelachse kann sich auf den Bogenmittelpunkt ausrichten. Dies lässt sich wie folgt erklären:

Läuft ein Radsatz bogenaußen mit dem Spurkranz in Richtung Schienenfahrkante, so erhöht sich bei den Verschleißprofilen der Laufkreisdurchmesser am äußeren Rad, während der Laufkreisdurchmesser am bogeninneren Rad kleiner wird. Da beide Räder die gleiche Winkelgeschwindigkeit besitzen, legt das bogenäußere Rad einen größeren Weg als das bogeninnere zurück und der Radsatz lenkt in eine Radialstellung. Dabei werden am Schakenlaufwerk Rückstellkräfte wirksam. Ihnen sind Kräfte am Rad entgegen gerichtet, die durch den Schlupf zwischen Rad und Schiene entstehen. Es entsteht also ein Gleichgewicht zwischen den Schlupfkräften am Rad und den Kräften am Schakenlaufwerk. Beim Bogenauslauf nimmt der Radsatz wieder die Mittelstellung ein, sobald er am rechten und linken Rad auf demselben Laufkreisdurchmesser rollt.

Auch bei horizontalen Gleisunebenheiten verschieben sich die Berührungspunkte zwischen Rad und Schiene, so dass Umfangs- und Tangentialkräfte an den Rädern hervorgerufen werden. Sie ergeben sich über die Kraftschluss-Schlupf-Funktionen aus Relativgeschwindigkeiten in den Radaufstandspunkten. Aufgrund seiner Fesselung an Drehgestellrahmen oder Wagenkasten kann der Radsatz nicht mehr schlupffrei rollen.

Abb. 5.23 zeigt die Kräfte und Momente an einem Radsatz. Das x - y - z -Koordinatensystem ist dabei raumfest (Inertialsystem). ξ , η und ζ sind die Koordinaten des radsatzfesten Koordinatensystems mit dem Ursprung im Radsatzschwerpunkt. F_y ist die aus der Fesselung des Radsatzes am Drehgestellrahmen bzw. Wagenkasten herrührende Kraft auf den Radsatz; ebenso sind M_x und M_z Momente aus der Radsatzfesselung (z. B. Feder- und Dämpfermomente; in Abb. 5.23 blau eingezeichnet).

In den Radaufstandsflächen (vereinfachend Berührungspunkte genannt) treten Seiten- und Umfangskräfte sowie Momente auf. Sie hängen ab von der Größe der Normalkräfte und von den Relativbewegungen zwischen Rad und Schiene. Nach Abb. 5.23 ergeben sich die Seitenkräfte:

$$S_1 + S_r = S = T_1 \cos(\gamma_1 + \psi_R) + N_1 \sin(\gamma_1 + \psi_R) + T_r \cos(\gamma_r - \psi_R) - N_r \sin(\gamma_r - \psi_R) \quad (5.29)$$

mit

- S_1, S_r : Seitenkräfte (in Richtung der η -Achse),
- T_1, T_r : Tangentialkräfte (tangential in Berührflächen),
- N_1, N_r : Normalkräfte (senkrecht auf Berührflächen),
- γ_1, γ_r : Wirksame Kegelneigungen in den Berührflächen,
- ψ_R : Wankwinkel des Radsatzes (um die ξ -Achse), wobei

$$\psi_R = (r_1 - r_r) / s_R.$$

Da die auftretenden Winkel klein sind, kann man mit $\cos(\gamma + \psi) \approx 1$ und $\sin(\gamma + \psi) \approx \gamma + \psi$ vereinfacht schreiben:

$$S_1 + S_r = S = T_1 + T_r + (N_1 \cdot \gamma_1 - N_r \cdot \gamma_r) + (N_1 + N_r) \psi_R. \quad (5.30)$$

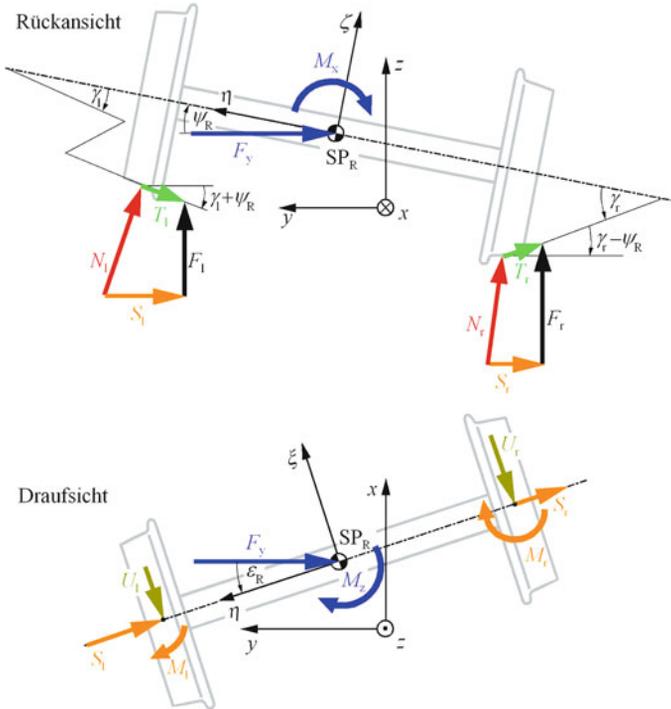


Abb. 5.23 Kräfte und Momente am Radsatz (Winkel vergrößert dargestellt)

Die Normalkräfte lassen sich über die Radlasten ausdrücken:

$$\begin{aligned} F_1 &= N_1 \cos(\gamma_1 + \psi_R) - T_1 \sin(\gamma_1 + \psi_R) \approx N_1, \\ F_r &= N_r \cos(\gamma_r - \psi_R) - T_r \sin(\gamma_r - \psi_R) \approx N_r. \end{aligned} \quad (5.31)$$

Zur Vereinfachung können wir Radlaständerungen durch Vertikal- und Wankschwingungen vernachlässigen. Damit ist

$$F_1 = F_r = F, \text{ also gleich der statischen Radlast.} \quad (5.32)$$

Mit den Gln. 5.31 und 5.32 lautet Gl. 5.30:

$$S_1 + S_r = T_1 + T_r + F(\gamma_1 - \gamma_r) + 2F \cdot \psi_R. \quad (5.33)$$

Wie oben erwähnt, entstehen die Tangentialkräfte (T_1 und T_r) und die Umfangskräfte (U_1 und U_r) zwischen Rad und Schiene über Relativgeschwindigkeiten des Radsatzes gegenüber den Schienen. Diese Kräfte sind Schlupfkkräfte. Zu ihrer Berechnung müssen wir uns also mit dem Schlupf im Radaufstandspunkt beschäftigen. Umfangs- und Querschlupf

sind die auf die Fahrgeschwindigkeit v bezogenen Geschwindigkeiten in Längsrichtung $\dot{\xi}$ und in Querrichtung $\dot{\eta}$ im Radaufstandspunkt:

$$s_U = \frac{\dot{\xi}}{v}, s_T = \frac{\dot{\eta}}{v} \quad (5.34)$$

mit

$\dot{\xi}, \dot{\eta}$: Relativgeschwindigkeiten in der Radaufstandsfläche im radsatzfesten ξ - η - ζ Koordinatensystem in der ξ - η -Ebene.

Längskräfte entstehen aus dem Längsschlupf, der allgemein als Umfangsschlupf bezeichnet wird, Querkräfte aus dem Querschlupf, der auch Tangentialschlupf genannt wird.

Wenn einem rollenden Kegel als Vereinfachung eines Radprofils eine gerade Bahn aufgezwungen wird, entsteht der so genannte Bohrschlupf, Abb. 5.24. Im unteren Bildteil ist als grüner Pfeil die schlupffreie Rollrichtung des Kegels dargestellt; dem Kegel wird aber die als roter Pfeil gekennzeichnete Bewegungsrichtung aufgezwungen. Dadurch entsteht im Berührungspunkt Rad/Schiene eine Winkelgeschwindigkeit ω_B , die Bohrwinkelgeschwindigkeit.

Der Bohrschlupf kann damit wie folgt definiert werden:

$$s_B = \frac{\omega_B}{v}, \quad (5.35)$$

mit ω_B = Bohrwinkelgeschwindigkeit. Der Bohrschlupf ist mit der Definition nach Gln. 5.35 nicht dimensionslos wie Längs- und Querschlupf. Aus dem Bohrschlupf resultiert ein Moment in der Radaufstandsfläche.

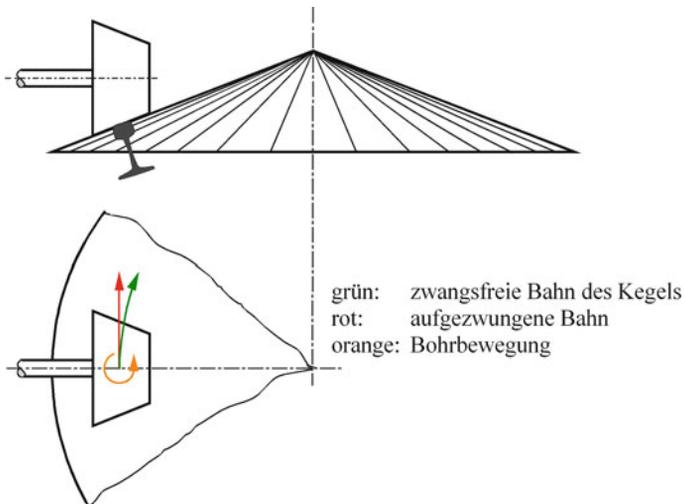


Abb. 5.24 Entstehung des Bohrschlupfes. (Nach [35])

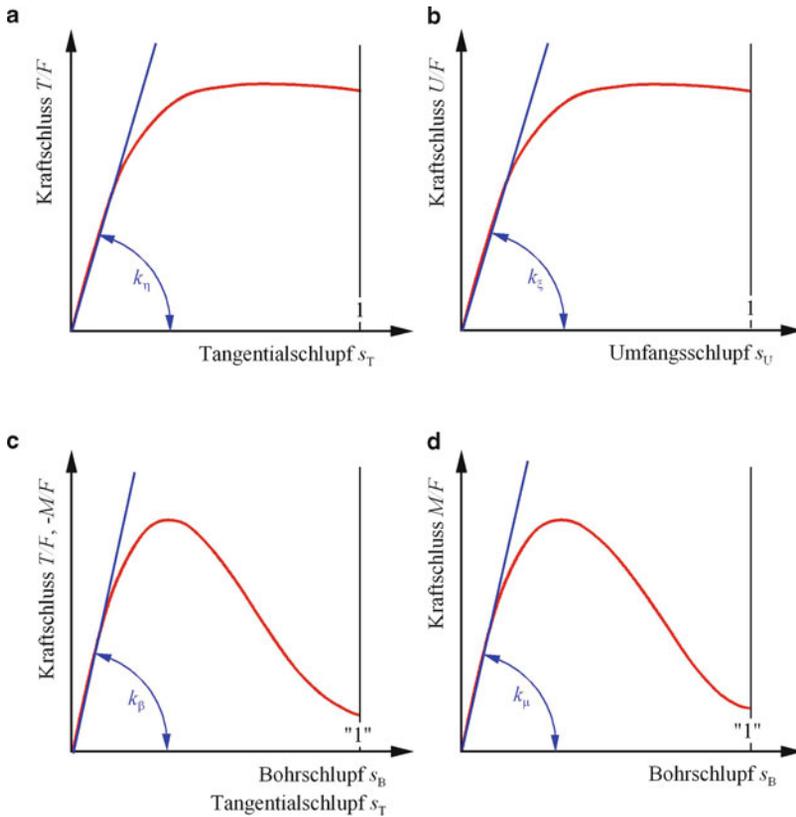


Abb. 5.25 Kraftschluss-Schlupf-Funktionen für Tangential-, Umfangs- und Bohrschlupf

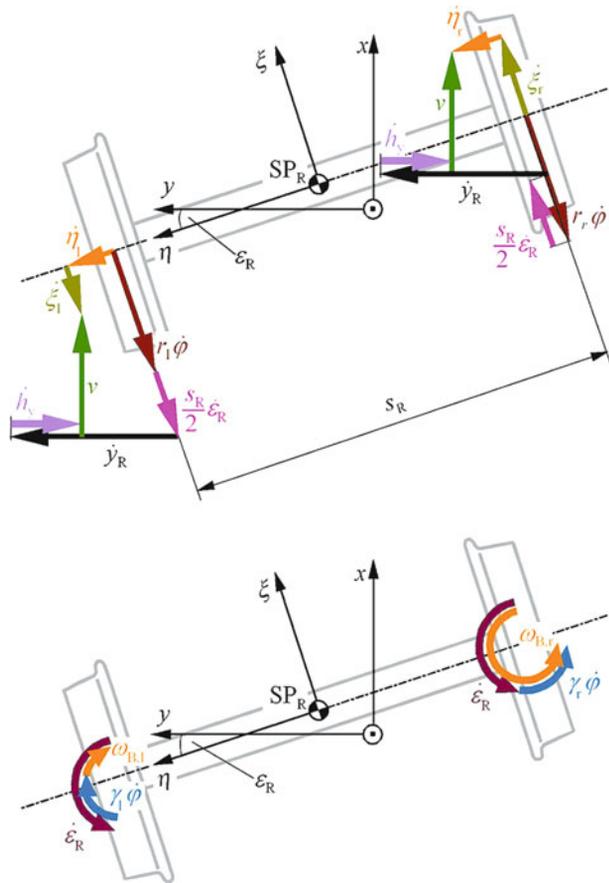
Der Zusammenhang zwischen Tangential-, Umfangs- und Bohrschlupf auf der einen und den daraus sich ergebenden Kraftschlussbeiwerten auf der anderen Seite wurde von KALKER²¹ an der TU Delft untersucht. Es ergeben sich nichtlineare Funktionen, Abb. 5.25. Für kleine Schlupfwerte lassen sich die Kraftschluss-Schlupf-Funktionen linearisieren²². Die Steigungen der Funktionen im Ursprung sind dann die Kraftschlussbeiwerte. Aus den Kraftschlussbeiwerten und der Radaufstandskraft können die Kräfte und Momente in Umfangs-, Tangential- und Bohrrichtung berechnet werden.

Zunächst müssen wir aber die Geschwindigkeiten in den Berührungspunkten ermitteln; siehe dazu Abb. 5.26. In den Radaufstandspunkten überlagern sich verschiedene Geschwindigkeiten:

²¹ Kalker, J. J.: On the Rolling Contact Between Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction. Dissertation TU Delft (1967).

²² KALKER teilt die Berührfläche in ein Haft- und ein Gleitgebiet auf und kann damit gemessene Kraftschlussfunktionen sehr gut nachrechnen. Die Linearisierung bedeutet, dass nur ein Haftgebiet in der Berührfläche existiert.

Abb. 5.26 Geschwindigkeiten am Radsatz zur Berechnung der Schlupfwerte (Draufsicht; Winkel vergrößert dargestellt)



- Fahrgeschwindigkeit v ,
- Radumfangsgeschwindigkeit $r \cdot \dot{\varphi}$,
- Geschwindigkeit aus Gierbewegung des Radsatzes $(s_R/2) \cdot \dot{\varepsilon}_R$,
- Geschwindigkeit aus Radsatzquerbewegung \dot{y}_R ,
- Geschwindigkeit aus Gleisunebenheiten \dot{h}_y (Änderung der Gleisunebenheiten als Funktion der Zeit).

Als Beschreibung der Gleisunebenheiten horizontal-quer kann man z. B. die Rolllinie $h_y(x)$ (siehe Abschn. 5.2) heranziehen. Die Geschwindigkeit \dot{h}_y ist die Ableitung der Rolllinie nach der Zeit, also die Änderung der Querunebenheit mit der Zeit.

Die Bohrwinkelgeschwindigkeit ergibt sich aus folgenden Anteilen:

- Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varepsilon}_R$ des Radsatzes (Drehung um die Hochachse),
- Winkelgeschwindigkeitskomponente $\gamma \cdot \dot{\varphi}$ in der Berührebene.

Gesucht für die Berechnung der Seiten- und Umfangskräfte sind die Relativgeschwindigkeiten in den Berührflächen zwischen Rad und Schiene im radsatzfesten Koordinatensystem:

$$\begin{aligned}\dot{\eta}_{l/r} &= \dot{y}_R - \dot{h}_y - v \cdot \varepsilon_R, \\ \dot{\xi}_{l/r} &= r_{l/r} \cdot \dot{\varphi} \pm \frac{s_R}{2} \dot{\varepsilon}_R + v, \\ \omega_{B1/r} &= \dot{\varepsilon}_R \mp \gamma_{l/r} \cdot \dot{\varphi}.\end{aligned}\quad (5.36)$$

Die Winkelgeschwindigkeit der Räder ist näherungsweise

$$\dot{\varphi} = \frac{v}{r_0} \quad (5.37)$$

mit dem Radius r_0 der Räder in Mittelstellung (Nennlaufkreisradius).

Mit den Relativgeschwindigkeiten aus Gln. 5.36 kann man über die Kraftschluss-Schlupf-Funktionen die Seiten- und Umfangskräfte sowie die Momente für kleine Schlupfwerte berechnen:

$$S_l + S_r = S = \frac{2F \cdot k_\eta}{v} (\dot{y}_R - \dot{h}_y - v \cdot \varepsilon_R) + \frac{2F \cdot k_\beta}{v} \dot{\varepsilon}_R + 2P \left(1 - \frac{k_\beta}{r_0}\right) \frac{\gamma_l - \gamma_r}{2} + 2F \cdot \psi_R, \quad (5.38)$$

$$U_l - U_r = U = -\frac{2F \cdot k_\xi}{v} \left(\frac{\Delta r}{r_0} + s_R \cdot \dot{\varepsilon}_R\right), \quad (5.39)$$

$$M_l + M_r = M = -\frac{2F \cdot k_\beta}{v} (\dot{y}_R - \dot{h}_y - v \cdot \varepsilon_R) + \frac{2F \cdot k_\beta}{v} \left(\dot{\varepsilon}_R - \frac{\gamma_l - \gamma_r}{2r_0}\right) \quad (5.40)$$

mit

S : Seitenkraft,

U : Umfangskraft,

M : Moment,

F : Radlast.

Die Kräfte und Momente am Radsatz zeigt Abb. 5.23. F_y , M_x und M_z rühren aus der Fesselung des Radsatzes am Wagenkasten bzw. Drehgestellrahmen her. In den Gln. 5.38 und 5.40 steht der Ausdruck $F(\gamma_l - \gamma_r)$, die Radlast multipliziert mit der Differenz der Berührflächenneigungen am linken und rechten Rad. Diese Differenz wird $\Delta\gamma$ -Funktion genannt. Sie ist bei Verschleißprofilen in Abhängigkeit von der Querverschiebung des Radsatzes eine nichtlineare Funktion, Abb. 5.27. Ihre Steigung für kleine Verschiebungen beträgt $2 \cdot c'$.

Die $\Delta\gamma$ -Funktion sorgt bei Querauslenkung des Radsatzes für eine Rückstellwirkung wie eine von der Auslenkung beaufschlagte Feder. Das Produkt $F \cdot c' = c_R$ (mit F = Radlast) hat die Dimension einer Federkonstanten und wird „gravitational stiffness“ (Gravitationsfedersteifigkeit) genannt. Man erhält damit:

$$F(\gamma_l - \gamma_r) = 2F c' (y_R - h_y) = 2c_R (y_R - h_y). \quad (5.41)$$

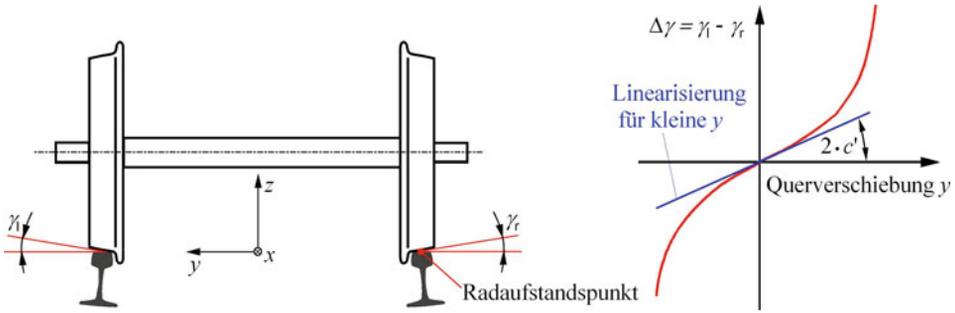


Abb. 5.27 $\Delta\gamma$ -Funktion (schematisch)

Bereits in Abb. 5.17 haben wir die Δr -Funktion kennengelernt. Linearisiert lässt sie sich schreiben als

$$\Delta r = r_l - r_r = 2\gamma_e(y_R - h_y). \quad (5.42)$$

Mit den Gln. 5.41 und 5.42 lauten die Beziehungen für die Kräfte und Momente in den Berührflächen schließlich:

$$S = \frac{2F \cdot k_\eta}{v} (\dot{y}_R - \dot{h}_y) + \frac{2F \cdot k_\beta}{v} \dot{\varepsilon}_R + 2c_R \left(1 - \frac{k_\beta}{r_0}\right) (y_R - h_y) - 2F \cdot k_\eta \cdot \varepsilon_R, \quad (5.43)$$

$$U = \frac{2F \cdot k_\xi \cdot \gamma_e}{r_0} (y_R - h_y) + \frac{2F \cdot k_\xi (s_R/2)}{v} \dot{\varepsilon}_R, \quad (5.44)$$

$$M = -\frac{2F \cdot k_\beta}{v} (\dot{y}_R - \dot{h}_y) + \frac{2F \cdot k_\mu}{v} \dot{\varepsilon}_R - \frac{2c_R \cdot k_\mu}{r_0} (y_R - h_y) + 2F \cdot k_\beta \cdot \varepsilon_R. \quad (5.45)$$

In den Gln. 5.43 bis 5.45 treten jeweils Terme auf, die von der Querbewegung des Radsatzes im Gleis ($y_R - h$) und vom Radsatzgierwinkel ε_R abhängen. Sie sind als Federkräfte bzw. Federmomente (weg- bzw. winkelabhängig) interpretierbar. Weitere Terme sind von der zeitlichen Ableitung der Wege und Winkel abhängig (gepunktete Größen, Geschwindigkeiten). Sie lassen sich als Dämpferkräfte bzw. Momente deuten. In diesen Ausdrücken steht die Fahrgeschwindigkeit v im Nenner, d. h. die Dämpfungswirkung nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab.

Mit den hergeleiteten Gln. 5.43 bis 5.45 lassen sich schließlich die Bewegungsgleichungen eines durch Feder und Dämpfer an eine Fahrzeug- oder Drehgestellmasse gefesselten Radsatzes z. B. in Matrixform angeben:

$$\overline{\overline{M}} \cdot \ddot{\overline{y}} + \overline{\overline{K}} \cdot \dot{\overline{y}} + \overline{\overline{C}} \cdot \overline{y} = \overline{R}_1 \cdot \dot{h}_y + \overline{R}_2 \cdot h_y \quad (5.46)$$

mit

$\overline{\overline{M}}$:	Massenmatrix,
$\overline{\overline{K}}$:	Dämpfermatrix,
$\overline{\overline{C}}$:	Federmatrix,
$\overline{\overline{y}}$:	Zustandsvektor,
$\overline{\dot{y}}, \overline{\ddot{y}}$:	erste bzw. zweite Ableitung des Zustandsvektors nach der Zeit,
$\overline{R_1}, \overline{R_2}$:	„Rechte-Seite“-Vektoren,
$\overline{h_y}, \overline{\dot{h}_y}$:	Unebenheit, zeitliche Änderung der Unebenheit.

Der Zustandsvektor enthält als Komponenten alle Bewegungsmöglichkeiten (Freiheitsgrade) des Gesamtsystems, z. B. Querweg y_R und Gierwinkel ε_R eines Radsatzes oder mehrerer Radsätze, der Drehgestellrahmen und des Wagenkastens. Der „Rechte-Seite“-Vektor $\overline{R_1}$ enthält als Komponenten alle Terme, die mit $\overline{\dot{h}_y}$ multipliziert werden, $\overline{R_2}$ entsprechend die mit $\overline{h_y}$ multiplizierten Terme.

Dieses Gleichungssystem ist geschlossen nicht mehr lösbar. Wenn man die beschriebenen Linearisierungen durchführt, ist eine Lösung im Frequenzbereich möglich (Berechnung von Vergrößerungsfunktionen oder, wenn die Gleisunebenheiten, die rechte Seite der Gleichung, unberücksichtigt bleiben, von Eigenwerten). Sollen die nichtlinearen Berühr- und Kraftschluss-Schlupf-Funktionen verwendet werden, ist eine numerische Integration im Zeitbereich erforderlich (siehe Abschn. 5.3.2). Die hier dargestellten Gleichungen und Funktionen sollen nur ein Grundverständnis für die Theorie des Radsatzlaufes ermöglichen.

Die Führung eines Radsatzes im geraden Gleis geschieht wie dargestellt über die Schlupfkkräfte und -momente in den Radaufstandspunkten. Die Kräfte enthalten Anteile, die als Feder- und als Dämpferkräfte interpretiert werden können, s. o. Da die Schlupfwerte von der Fahrgeschwindigkeit abhängen, kann es zu einem instabilen Radsatzlauf kommen, d. h. die Amplituden des Schlingerlaufs werden nicht mehr ausreichend gedämpft. Dadurch kommt der Radsatz ins Quergleiten; seine Amplituden in Richtung horizontal-quer werden nur noch durch das Anlaufen des Spurkranzes an die Schienenfahrkante begrenzt. Diesen bei der so genannten „kritischen Geschwindigkeit“ einsetzenden instabilen Zustand muss man durch entsprechende Auslegung der Radsatzanbindung über Federn und Dämpfer an Drehgestellrahmen oder Wagenkasten innerhalb des geplanten Geschwindigkeitsbereiches vermeiden.

Ein Beispiel für den Lauf eines Schienenfahrzeugs bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten zeigen die Abb. 5.28 und 5.30. Es wurden auf einem geraden Gleisabschnitt Fahrversuche mit einem zweiachsigen offenen Güterwagen der Gattung Kbs 442 („Rungenwagen“) durchgeführt. Die Radsatzseitenkraft am hinteren Radsatz und der Radsatzquerweg im Gleis wurden ausgewertet. Abb. 5.28 zeigt die Zeitverläufe der Radsatzseitenkraft für $v = 40, 80, 100$ und 120 km/h.

Während sich bei 40 km/h eine dominante Frequenz erkennen lässt, sind die Amplituden der Radsatzseitenkraft bei 80 km/h kleiner als bei 40 km/h, wobei die dominante

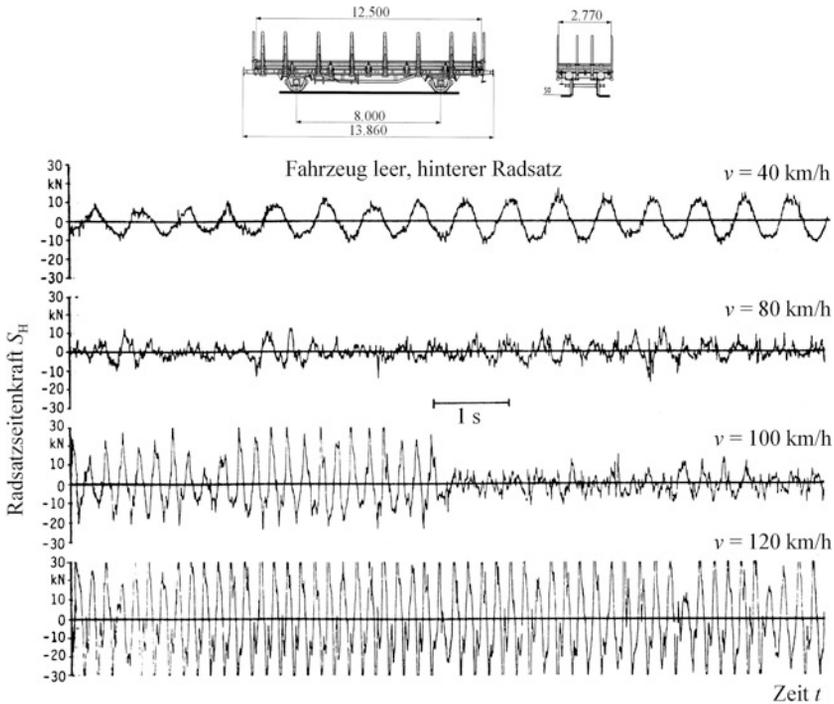


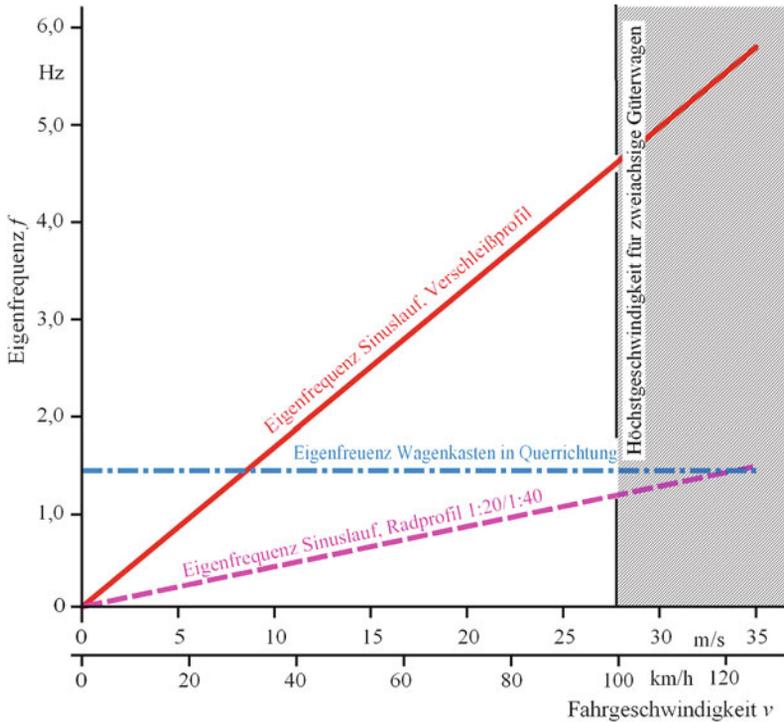
Abb. 5.28 Zeitliche Verläufe der Radsatzseitenkraft am hinteren Radsatz eines offenen Güterwagens bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten [27]

Frequenz nicht zu erkennen ist. Bei 100 km/h ergeben sich zunächst große Amplituden, die nach einer gewissen Fahrstrecke kleiner werden. Bei 120 km/h liegt die Radsatzseitenkraft in der Spitze über 30 kN während fast der gesamten Versuchsfahrt.

Der von einer dominanten Frequenz bestimmte Verlauf mit seinen für die geringe Fahrgeschwindigkeit beachtlichen Amplituden kann anhand der Abb. 5.29 erklärt werden. Das Fahrzeug war bei den Versuchsfahrten mit dem Radsatzprofil DB II (Verschleißprofil) ausgerüstet.

Für die Radsatzseitenkräfte sind die Querbewegungen des Radsatzes und des Wagenkastens maßgebend. Das Versuchsgleis war eine nur noch dem Güterverkehr dienende Nebenstrecke. Durch die vorhandenen Gleisunebenheiten wird das Fahrzeug mit einem breiten Frequenzspektrum zu Schwingungen angeregt, also auch in seinen Eigenfrequenzen. Die Schaken-Laufwerke ergeben für kleine Ausschläge eine weitgehend lineare Querverfederung, die zu der in hellblau eingezeichneten Eigenfrequenz des Wagenkastens von etwa 1,4 Hz führt.

Aufgrund des Radprofils DB II liegt eine effektive Konizität von $\gamma_e = 0,25$ vor, die entsprechend der Gl. 5.22 eine geschwindigkeitsabhängige Frequenz des Sinuslaufs ergibt, siehe rote Gerade in Abb. 5.29. Die rote Gerade ergibt sich nach der Formel von



Fahrzeugdaten: Masse Aufbau 9.000 kg
 Federkonstante horizontal-quer 180 kN/m (je Radsatz)
 Radsatzprofil 1:20/1:40 bzw. DB II

Abb. 5.29 Eigenfrequenzen des Versuchsfahrzeugs aus Abb. 5.28

Klingel, also aufgrund rein kinematischer Überlegungen und unter Linearisierung der Δr -Funktion, ist also nur eine grobe Näherung. Man erkennt, dass bei der Versuchsgeschwindigkeit von 40 km/h eine Resonanz der Eigenfrequenz des Sinuslaufs und der Quereigenfrequenz des Wagenkastens vorliegt. Resonanzen bedeuten immer große Amplituden. Bei 80 km/h sind die Eigenfrequenzen durch das Anwachsen der Sinuslauf-Frequenz so weit voneinander entfernt, dass keine Resonanz mehr auftritt und nur kleine Amplituden der Radsatzseitenkraft gemessen werden.

Offenbar liegt die kritische Geschwindigkeit des Fahrzeugs knapp oberhalb von 100 km/h, denn wie der zeitliche Verlauf der Radsatzseitenkraft zeigt, ergeben sich große Amplituden, die allerdings nach der Hälfte der Messzeit auf ein niedrigeres Niveau zurückgehen. Dies kann an einer Änderung der Berührfunktionen liegen: Das Gleis der Versuchsstrecke war aus gebrauchten Gleisjochen zusammengeschweißt worden. Eine Änderung der Spurweite oder des Schienenprofils würde zu anderen Berührfunktionen führen.

Bei 120 km/h ist die kritische Geschwindigkeit erreicht; der Radsatz zeigt ein Laufverhalten, das das Spurspiel offenbar voll ausnutzt. Spurkränze und Schienenfahrkanten berühren sich wechselseitig. Dies wird klar, wenn man sich die Verteilung der Radsatzquerwege in Abb. 5.30 anschaut.

Senkrecht ist die Häufigkeit, waagrecht die Größe der gemessenen Radsatzrelativwege aufgetragen. Je schmaler und höher eine Verteilung ist, umso kleiner waren die Amplituden der Radsatzbewegung im Gleis. In Abb. 5.30a sieht man, dass bei 80 km/h die kleinsten Radsatzquerwege auftraten. Sie waren kleiner als bei 40 km/h. Bei 120 km/h erkennt man fast eine Gleichverteilung der Radsatzquerwege, d. h. der Radsatz hat das Spurspiel voll ausgenutzt. Abb. 5.30b zeigt für das hecklastig beladene Versuchsfahrzeug von der Fahrgeschwindigkeit weitgehend unabhängige Radsatzquerwege, also ein wesentlich schwingungsärmeres Fahrverhalten. Durch die große träge Masse des Wagenkastens kann sich der Radsatz besser abstützen.

In Abb. 5.29 ist in rosa-violett auch noch die Eigenfrequenz des Sinuslaufs für ein Radprofil 1:20/1:40 eingezeichnet – aufgrund der geringeren effektiven Konizität steigt die Eigenfrequenz mit der Fahrgeschwindigkeit flacher als beim Verschleißprofil DB II. Eine Resonanz zwischen Sinuslauf- und Wagenkasten-Eigenfrequenz in Querrichtung würde hier erst bei ca. 120 km/h auftreten. Die Höchstgeschwindigkeit zweiachsiger Güterwagen ist aber auf 100 km/h begrenzt. Man sprach in diesem Fall von einem „unterkritischen“ Laufwerk, während beim Radprofil DB II ein „überkritisches“ Laufwerk vorläge. Gemeint war damit, dass bei Ersterem die kritische Fahrgeschwindigkeit im Betrieb nicht erreicht würde, während sie bei Letzterem bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten und entsprechend geringerem Kraftniveau durchfahren würde. Diese Ansicht ist allerdings falsch. Die kritische Geschwindigkeit hängt von der Dämpfung im System ab; sie liegt beim Versuchsfahrzeug etwa zwischen 100 und 120 km/h. Was man früher als „kritische Geschwindigkeit“

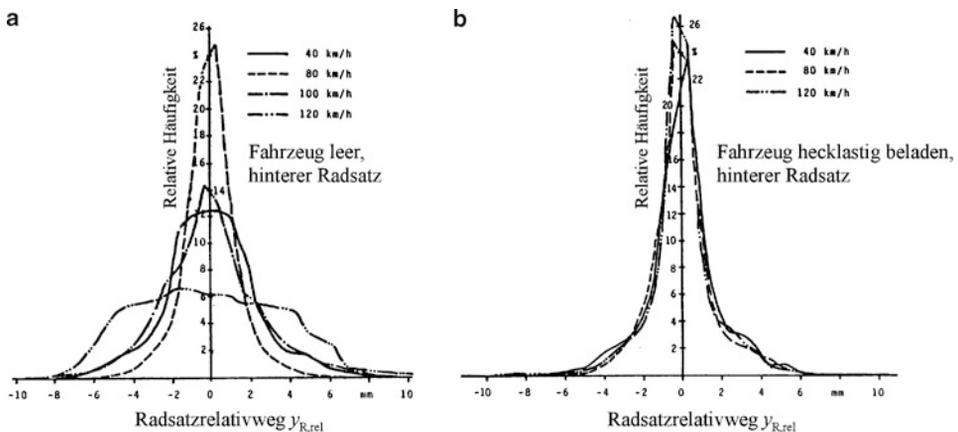


Abb. 5.30 Verteilung der Radsatzrelativwege bei Versuchsfahrten mit dem Fahrzeug nach Abb. 5.29; Variation der Fahrgeschwindigkeit und der Beladung [27]

bezeichnete, ist nur die Geschwindigkeit, bei der Resonanz zwischen Aufbau-Querbewegung und Sinuslauf des Radsatzes vorliegt. Ein instabiler Radsatzlauf ist damit nicht verbunden.

Aus den Bewegungsgleichungen Gl. 5.46 lässt sich die kritische Geschwindigkeit berechnen. Dazu betrachtet man die homogene Differentialgleichung:

$$\overline{M} \cdot \overline{y} + \overline{K} \cdot \overline{y} + \overline{C} \cdot \overline{y} = 0. \quad (5.47)$$

Deren Lösung führt auf die so genannte „charakteristische Gleichung“

$$\det(\hat{p}^2 \overline{M} + \hat{p} \overline{K} + \overline{C}) = 0, \quad (5.48)$$

wobei

$$\hat{p} = \delta + i\nu.$$

Daraus können die komplexen Eigenwerte \hat{p} berechnet werden. Deren Realteil ist die Abklingkonstante δ und der Imaginärteil ist die gedämpfte Eigenkreisfrequenz ν . Aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Schlupfkkräfte sind auch die Eigenwerte geschwindigkeitsabhängig; die Abklingkonstanten können negatives Vorzeichen besitzen (Schwingung klingt ab, System stabil), null sein (Schwingung ist ungedämpft) oder positives Vorzeichen haben (angefachte Schwingung, System instabil).

Aus δ und ν kann man das Dämpfungsmaß D berechnen:

$$D = \frac{-\delta}{\nu}. \quad (5.49)$$

Die kritische Geschwindigkeit v_{krit} eines Radsatzes ist die Geschwindigkeit, bei der das Dämpfungsmaß des Systems den Wert null erreicht. Ab dieser Geschwindigkeit wird die Amplitude des Radsatzes in Richtung horizontal-quer nur noch durch den Anlauf der Spurkränze an den Schienenfahrkanten begrenzt. Die kritische Geschwindigkeit muss oberhalb der vorgesehenen Betriebsgeschwindigkeit liegen.

Betrachtet man einen einzelnen, an eine (unendliche) Masse gefesselten Radsatz, Abb. 5.31, so lässt sich die Abhängigkeit der kritischen Geschwindigkeit von der Quer- und Längsfedersteifigkeit der Radsatzanlenkung als Fläche im Raum darstellen [33].

Man erkennt in Abb. 5.31, dass die kritische Geschwindigkeit besonders im Bereich der „Steilwand“ stark ansteigt. Diesen Bereich erreicht man durch höhere Steifigkeit jeweils einer der beiden Federn c_x bzw. c_y . Werden beide steif ausgelegt, befindet man sich im „Tal“, also bei kleinerer kritischer Geschwindigkeit. Da aufgrund der Anforderungen an den Komfort der Fahrgäste bzw. an die Schwingungsbelastung der Ladung die Querverfederung c_y nicht beliebig steif ausgelegt werden kann, wird meistens die Längsfederung c_x bei Fahrzeugen bzw. Laufwerken für höhere Geschwindigkeiten steif ausgelegt. Im Hinblick auf den Bogenlauf gibt es aber auch hier in Abhängigkeit vom Achsabstand Grenzen.

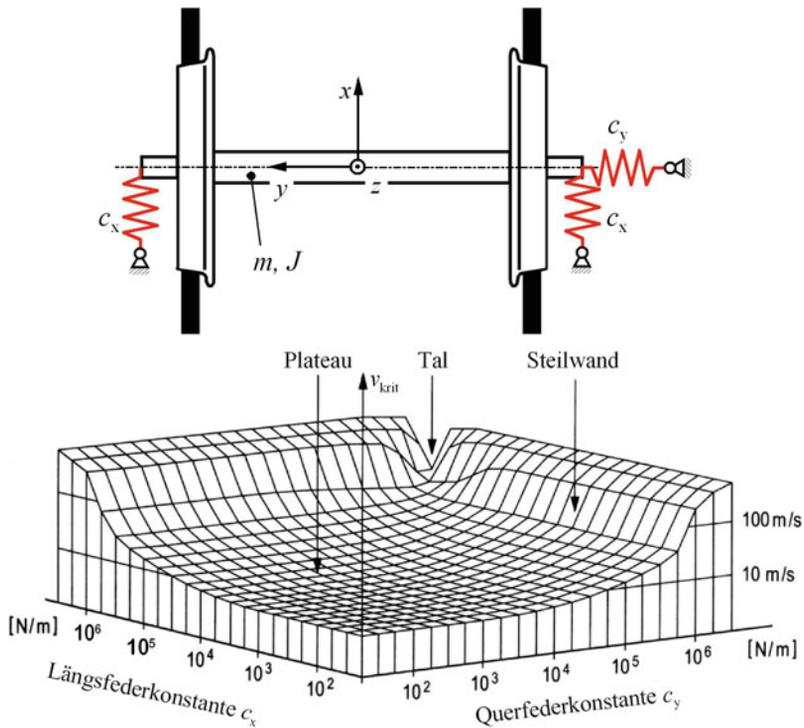


Abb. 5.31 Kritische Geschwindigkeit eines an die Umgebung gefesselten Radsatzes in Abhängigkeit von Längsfederkonstante c_x und Quersfederkonstante c_y . (Nach [33])

5.6 Laufwerke von Schienenfahrzeugen

Personenfahrzeuge der Eisenbahn, viele Güterwagen und Lokomotiven sowie viele Straßenbahnwagen werden als Drehgestellfahrzeuge gebaut. Durch die kurzen Radsatzabstände im Drehgestellrahmen erreicht man ein gutes Bogenlaufverhalten auch bei langen Fahrzeugen. Außerdem ist die Anordnung einer weiteren Federstufe möglich. In Ausnahmefällen gibt es auch Eisenbahnfahrzeuge mit Einzel-Radsatzlaufwerken, z. B. die von Alstom gebauten S-Bahn-Triebwagen für Kopenhagen. Auch bei Straßenbahnfahrzeugen werden teilweise Einzel-Radsatzlaufwerke verwendet. Hier werden jetzt zunächst Drehgestelle für Eisenbahnfahrzeuge besprochen (Abschn. 5.6.1). Die grundsätzlichen Konstruktionsmerkmale finden sich auch bei Straßenbahnfahrzeugen wieder. Allerdings hat der Trend zu Niederflur-Straßenbahnwagen dort zu speziellen Lösungen geführt, die im Abschn. 5.6.2 besprochen werden.

5.6.1 Drehgestelle für Eisenbahnfahrzeuge

Abb. 5.32 zeigt schematisch die Grundtypen von Drehgestellen. In Abb. 5.32a sind die Achslager fest mit dem Drehgestellrahmen verbunden (Letzterer in Abb. 5.32 rot dargestellt). Zwischen Drehgestellrahmen und Wagenkasten befindet sich die (blau dargestellte) Wiege, die sich über die Sekundärfederung auf dem Drehgestellrahmen abstützt. Diese Bauweise wird bei Triebfahrzeugen (z. B. den Tatra-Straßenbahn-Triebwagen) und einigen Güterwagen-Drehgestelltypen (besonders USA, GUS-Staaten, Südamerika) verwendet, siehe Abb. 5.33.

Beim in Abb. 5.33 gezeigten „Barber“-Drehgestell gibt es keinen vollständigen Drehgestellrahmen; die beiden Langträger sind quer nur über die Wiege verbunden. Die Langträger stützen sich über die Achslager direkt auf den Radsätzen ab. Dadurch sind die ungefederten Massen aus Radsätzen und Langträgern relativ hoch. Langträger und Wiege werden aus Stahlguss hergestellt, was niedrige Beschaffungskosten, aber nicht unbedingt

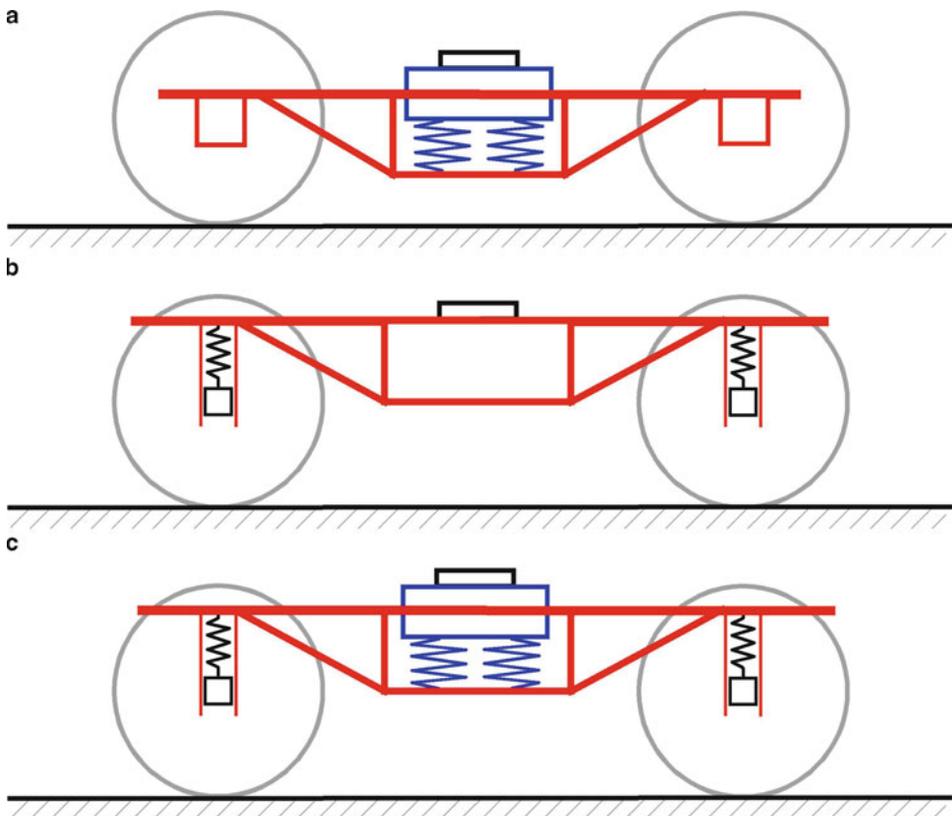


Abb. 5.32 Grundtypen von Drehgestellen. **a** nur Sekundärfederung (Triebfahrzeuge, Güterwagen), **b** nur Primärfederung (Triebfahrzeuge, Güterwagen), **c** Primär- und Sekundärfederung. (Nach [22])

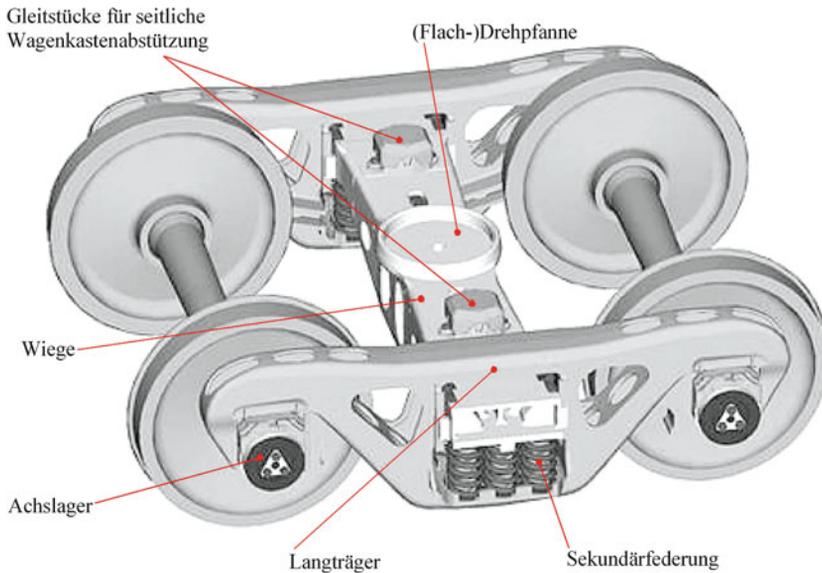


Abb. 5.33 Amerikanisches Güterwagen-Drehgestell „Barber“ aus Gussstahl ohne Primärfederung mit gefederter Wiege. (Nach einer Computergrafik aus: <http://www.progressiverailroading.com>; aufgerufen am 06.10.2014)

Dauerfestigkeit sicherstellt. Diese Drehgestellbauart wird für Achslasten bis 40 t verwendet.

In Abb. 5.32b wird ein in Europa bei Triebfahrzeugen und Güterwagen verbreiteter Drehgestelltyp gezeigt: Hierbei stützt sich der Drehgestellrahmen über eine Primärfederung auf den Radsätzen ab; eine Sekundärfederung ist nicht vorhanden. Die Abb. 5.34 und 5.35 zeigen zwei Beispiele für diesen Drehgestelltyp. Gegenüber dem in Abb. 5.33 gezeigten „Barber“-Drehgestell ist auch der Drehgestellrahmen abgedeutet. Beim Güterwagen-drehgestell Y 25 (Abb. 5.34), das in Europa standardisiert ist, gibt es sowohl geschweißte als auch gegossene Drehgestellrahmen. Die Radsätze werden bei dieser Drehgestellbauart längsstar geführt, d. h. sie können sich nicht bogenradial einstellen. Aufgrund des kurzen Radstandes von 1800 mm ist dies auf den normalen Eisenbahnstrecken kein Nachteil, sondern lediglich auf Anschlussgleisen mit kleinen Bogenradien. Die senkrechte Federung erfolgt über Schraubenfedern. Als Stahlfedern verfügen diese über minimale Eigendämpfung, so dass Zusatzdämpfer vorhanden sein müssen. Dazu sind an den Achslagergehäusen Reibungsdämpfer eingebaut (Abb. 5.34b), die über Schaken mit einer von der Achslast abhängigen Normalkraft beaufschlagt werden.

Das Güterwagendrehgestell LHB 82²³ (Abb. 5.35) besitzt ebenfalls nur eine Primärfederung, die über in Schaken aufgehängte (Parabel-)Blattfedern verwirklicht ist. Die

²³ LHB: Linke-Hofmann-Busch GmbH, Salzgitter; inzwischen Alstom Transport Deutschland GmbH.

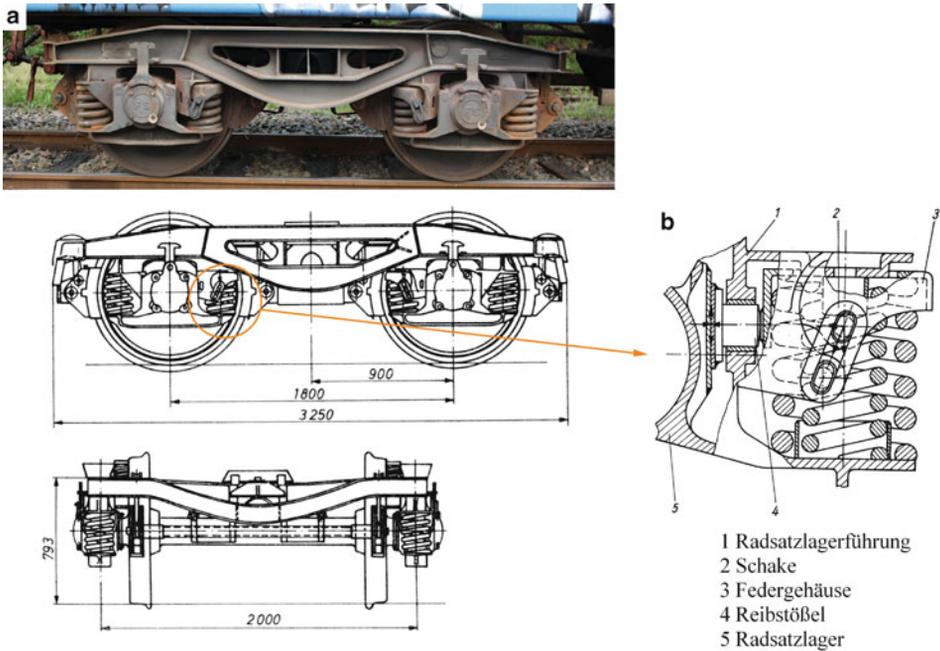


Abb. 5.34 Drehgestell mit Primärfederung. **a** Güterwagendrehgestell Bauart Y 25, **b** lastabhängiger Reibungsdämpfer. (Skizzen nach [22])

Radsätze können sich daher bogenradial einstellen und der Drehgestellrahmen ist analog zu den besprochenen Schaken-Laufwerken auch in Richtung horizontal-quer gefedert. Die Reibung in den Schaken und zwischen den Federblättern sorgt für eine Dämpfung.

Ungefederte Massen sind bei Y 25 und LHB 82 nur noch die Radsätze. Der erreichbare Schwingungskomfort wäre allerdings für Personenzüge bei höheren Geschwindigkeiten nicht ausreichend.

Bei Schienenfahrzeugen für die Personenbeförderung werden überwiegend Drehgestelle mit zwei Federungsstufen eingebaut. Die Sekundärfederung wird dabei meist durch eine Wiege realisiert. Die notwendige Querverfederung wird durch eine Pendelanlenkung der Wiege erreicht, Abb. 5.36 und 5.37.

Zwei oben im Drehgestellrahmen gelenkig gelagerte Pendel tragen am unteren Ende einen Wiegetrog, der die Sekundärfedern aufnimmt (Abb. 5.36). Auf diesen liegt oben die Wiege auf. Auf ihr stützt sich über die Drehpfanne drehbar gelagert der Wagenkasten ab. Die Wiege kann daher sowohl senkrecht ein- und ausfedern, als sich auch über die Pendelanlenkung seitlich bewegen. Längsbewegungen werden durch Anschläge verhindert.

Zur Begrenzung der Querverfederwege sind oft gefederte Anschläge der Wiege am Drehgestellrahmen vorhanden, Abb. 5.37. Die Verwendung von Schraubenfedern erfordert den Einsatz zusätzlicher, meist hydraulischer Dämpfer. Hier sei angemerkt, dass Blattfedern

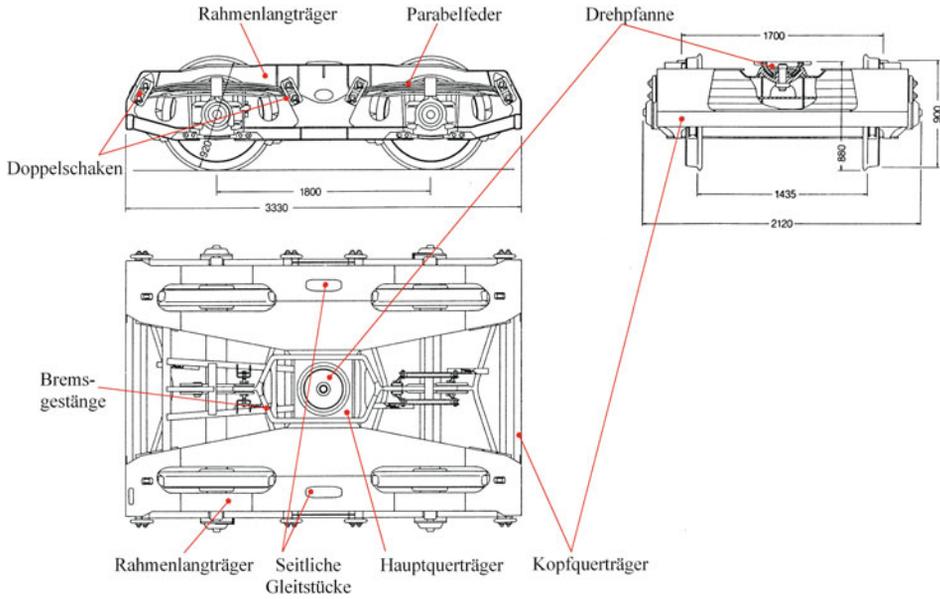


Abb. 5.35 Güterwagendrehgestell LHB 82 (hier mit Parabelfedern). (Nach Werkbild: LHB)

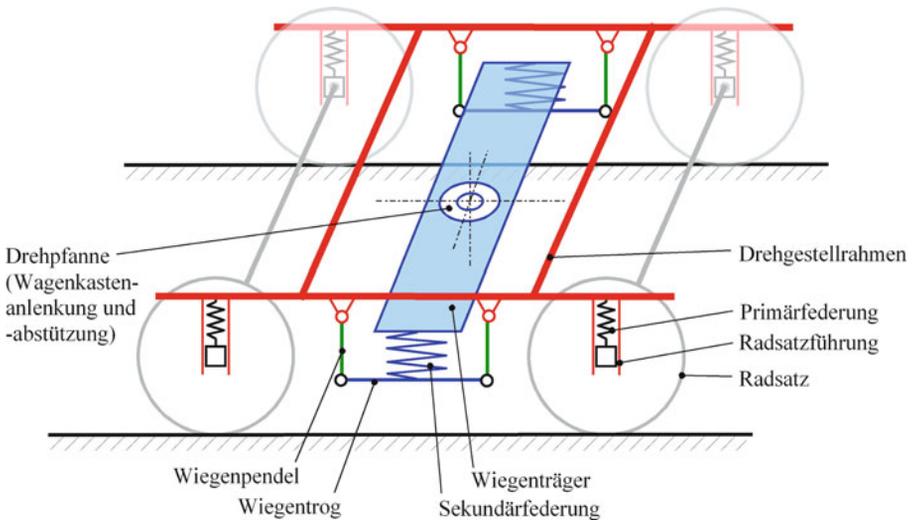


Abb. 5.36 Prinzipieller Aufbau eines Drehgestells mit Wiegenfederung

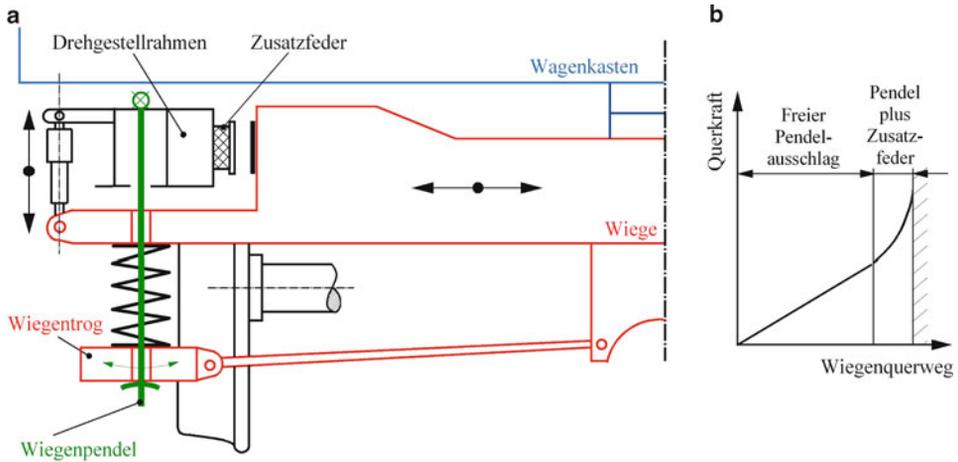


Abb. 5.37 Pendelabstützung der Drehgestellwiege (a), Kennlinie der Wiegen-Querfederung (b). (Nach [22])

oft ohne zusätzliche Dämpfer eingebaut werden. Die Reibung zwischen den Federblättern beim Ein- und Ausfedern sorgt dann für die Dämpfung der Schwingungen. Allerdings wird bei nur kleinen Anregungskräften (Fahrt über sehr gute Gleise) die Reibung zwischen den Federblättern nicht „aufgebrochen“ und die Blattfeder wirkt wie ein einziger starrer Balken. Der Schwingungskomfort kann damit bei guter Gleislage schlecht sein. Personenzüge werden daher meist mit Schrauben- oder Luftfedern ausgestattet. Beide Federarten erfordern aufgrund ihrer geringen Eigendämpfung den Einbau zusätzlicher Dämpfer.

Abb. 5.38 zeigt die zwar schon ältere, aber immer noch bei Reisezugwagen im In- und Ausland verwendete Drehgestellbauart MD 36²⁴. Sie besitzt eine Wiegen-Querfederung über ein Doppelpendel: Bei kleinen Wiegen-Querwegen im Drehgestellrahmen wirkt das Pendel mit seiner gesamten Länge. Der obere Teil des Pendels kommt bei größeren Querwegen zum Anschlag, so dass nur noch der untere, kürzere Teil des Doppelpendels weiter in Richtung horizontal-quer ausschlagen kann. Damit wird eine progressive Federkennlinie der Wiegen-Querfederung erreicht.

Bei diesem Drehgestell werden die Radsätze in Blattfederlenkern in Längs- und Querichtung starr geführt (c_x und $c_y \rightarrow \infty$). Die senkrechte Radsatzfederung und die senkrechte Wiegenfederung erfolgen durch Schraubenfedern. Den Radsatzfedern sind hydraulische Dämpfer parallelgeschaltet. Der Wiegendämpfer liegt schräg und übernimmt die Dämp-

²⁴ Die Buchstaben MD stehen für „Minden-Deutz“. Das Drehgestell wurde in Zusammenarbeit zwischen dem Bundesbahnzentrallamt Minden und der Fa. Westwaggon in Köln-Deutz entwickelt. Die Fa. Westwaggon hat sich Anfang der 1970er Jahre aus dem Schienenfahrzeugbau zurückgezogen. Die Lizenz für die MD-Drehgestelle ist auf die Fa. Bombardier übergegangen.

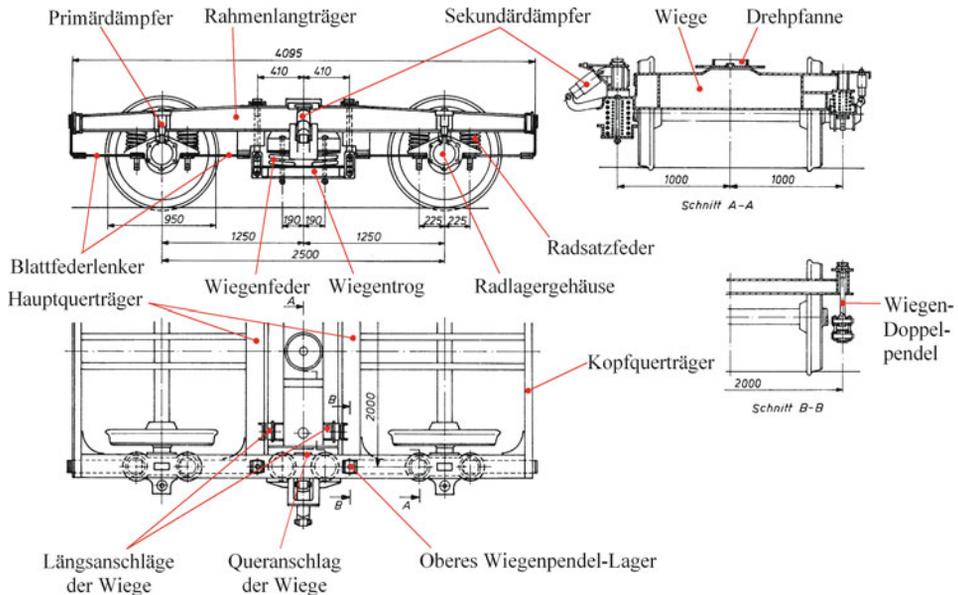


Abb. 5.38 Reisezugwagendrehgestell MD 36. (Nach Drucksache DV 939d der DB)

fung der waagerechten und der senkrechten Wiegenbewegung. Allerdings erfolgt durch diese Dämpferanordnung auch eine ungünstige Kopplung der senkrechten und waagerechten Schwingungen. Eine Unterbauart dieses Drehgestells („MD 36 leicht“, z. B. in älteren Nahverkehrswagen) ist mit Gummifedern an den Radsätzen ausgestattet. Auf den hydraulischen Dämpfer wird aufgrund der Materialdämpfung des Gummis verzichtet. Der Drehgestellrahmen einschließlich Wiege, Federn, Dämpfern und Bremsbauteilen hat eine Masse von etwa 1,5 t. Jeder Radsatz inklusive Radsatzlagern und -gehäusen hat ebenfalls eine Masse von 1,5 t, so dass ein fahrfertiges MD 36-Drehgestell auf eine Masse von ca. 4,5 t kommt.

Die Weiterentwicklung des Drehgestells MD 36 für höhere Geschwindigkeiten, das Reisezugwagen-Drehgestell Bauart MD 52, zeigt Abb. 5.39. Um das Massenträgheitsmoment des Drehgestells um die Hochachse zu verringern, besitzt der Drehgestellrahmen keinen Kopfquerträger. Die Massen sind in der Nähe der Drehpfanne konzentriert. Ein kleines Massenträgheitsmoment um die Hochachse sorgt für geringe Massenmomente und damit geringere Radsatzseitenkräfte.

Die Radsätze werden über Doppel-Blattlenker geführt. Auch hierbei ist die Radsatzführung in Längs- und Querrichtung starr (c_x und $c_y \rightarrow \infty$). Statt Anschlägen zur Begrenzung der Längsbewegung der Wiege werden Lenker verwendet. Für die senkrechte und die Querbewegung der Wiege sind getrennte Dämpfer vorhanden. Das für 200 km/h vorgesehene Drehgestell besitzt Scheibenbremsen und Magnetschienenbremsen. Es wird unter vielen Reisezugwagen im IC-Verkehr verwendet.

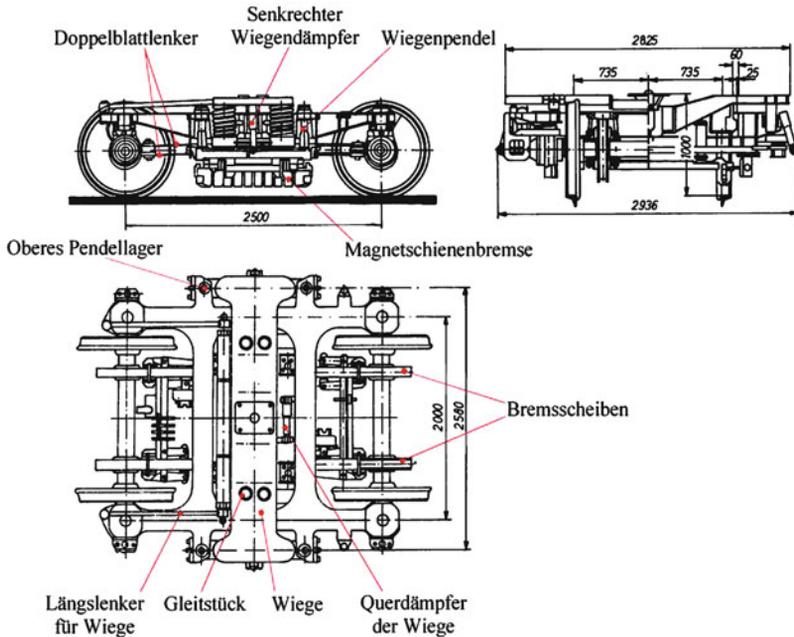


Abb. 5.39 Reisezugwagen-Drehgestell MD 52. (Nach Drucksache DV 939d der DB)

Für den ICE-Verkehr wurde das MD-52-Drehgestell zur Bauart MD 522 (Abb. 5.40) weiterentwickelt. Auffällige Unterschiede zum MD 52 sind die Führung der Wiege über beidseitige Lenker, die weiter außen liegenden Gleitstücke auf der Wiege und die vier Brems Scheiben je Radsatz.

Bei Triebwagen und Lokomotiven müssen Antriebselemente wie Elektromotoren oder Achsgetriebe im Drehgestell untergebracht werden. Deswegen ist meist kein Platz für eine Wiegenkonstruktion. Bei Lokomotiven wird deshalb als Sekundärfederung oft eine „Flexicoil-Federung“ verwendet. Ein Beispiel zeigt Abb. 5.41. Dieses Drehgestell stammt von der Lokbaureihe „VECTRON“ der Fa. Siemens²⁵. Der Lokomotivkasten stützt sich über Schraubenfedern auf dem wiegenlosen Drehgestell ab.

Die Ausdrehung des Drehgestells gegenüber dem Lokkasten in Gleisbögen wird durch eine Verschiebung der oberen gegenüber der unteren Auflagefläche der Schraubenfedern erreicht. Durch diese „Flexicoilwirkung“ der Schraubenfedern ergibt sich ein Rückstellmoment an der Federbasis der vier Federn, das beim Bogenauslauf das Drehgestell wieder in Geradeausstellung dreht. Längskräfte – Zug- und Bremskräfte – können über diese Federanordnung nicht übertragen werden, so dass hierfür Hebelanordnungen notwendig sind.

²⁵ o. Verf.: Konsequenz modular – Siemens Vectron. Privatbahn-Magazin (2014)H. 4, S. 16–20.

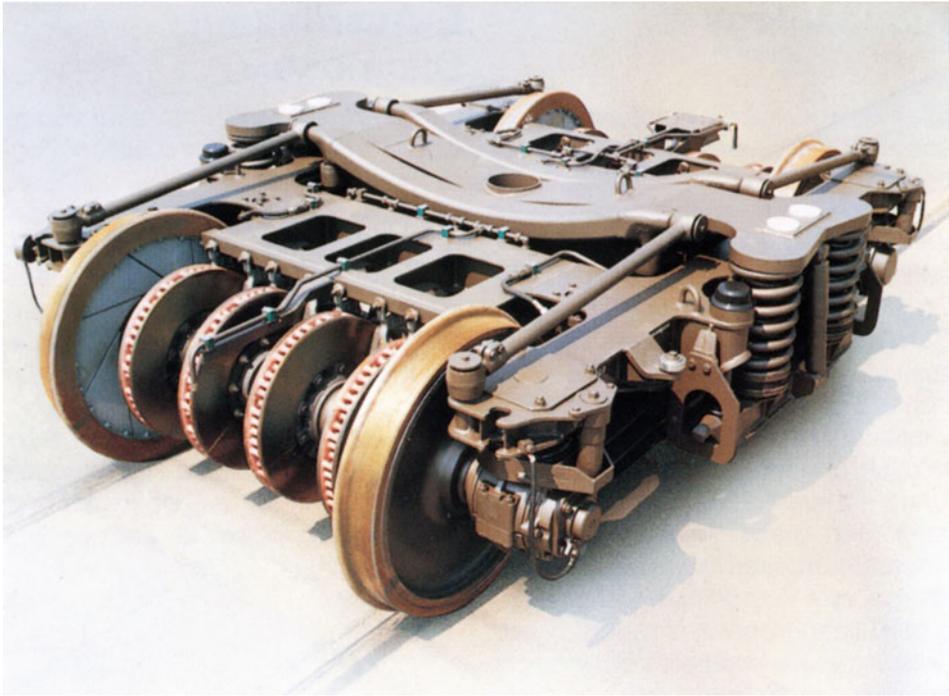


Abb. 5.40 Drehgestell MD 522 für ICE 1 ($v_{\max} = 270 \text{ km/h}$). (Werkfoto: Arge Mittelwagen)

Bei der in Abb. 5.42 gezeigten Drehgestellbauart mit Dreieckslenkern werden die Radsätze im Bogen gelenkt: Im Gleisbogen wird die bogenäußere Seite des Drehgestells durch die Fliehkraft stärker belastet. Dadurch federn die Primärfedern ein. Aufgrund der Einbaulage der Dreieckslenker bewegen sich die Radsatzlagergehäuse dabei nicht nur gegenüber dem Gelenk nach oben, sondern der waagerechte Abstand der Radlagergehäuse auf der bogenäußeren Seite vergrößert sich. Auf der bogeninneren Seite federn die Primärfedern aus; d. h. die Radlagergehäuse bewegen sich auf einander zu. Der Radsatzabstand auf der Bogeninnenseite verkürzt sich dadurch und die Radsatzmittellinien sind im Idealfall zum Bogenmittelpunkt gerichtet. Dies ermöglicht ein zwängungsfreies Durchfahren eines Gleisbogens.

Das in Abb. 5.43 gezeigte Drehgestell LD 730 besitzt Luftfedern in der Sekundärstufe. Die Luftfederbälge können keine Längskräfte (z. B. Bremskräfte) aufnehmen, so dass die Längskräfte zwischen Wagenkasten und Drehgestell durch eine Anlenkstange übertragen werden. Sie ist am Wagenkasten in einem Gummigelenk gelagert.

Beim LD730-Drehgestell sind die Primärfedern als Gummi-Metall-Federn mit sehr harter Kennung ausgeführt. Deshalb werden sie auch als Rahmenstützlager bezeichnet. Sie können in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung mit unterschiedlicher Steifigkeit ausgelegt

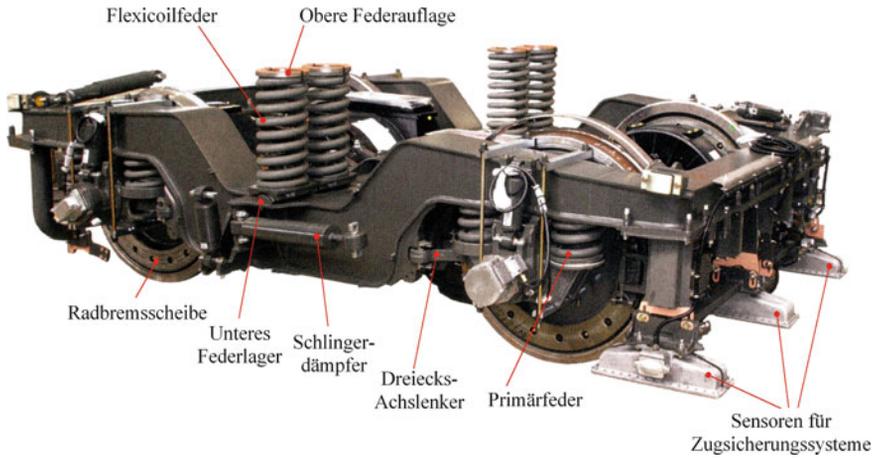


Abb. 5.41 Drehgestell der Siemens-Lokomotivbaureihe „VECTRON“ mit Flexicoilfederung. (Nach Werkfoto: Siemens)

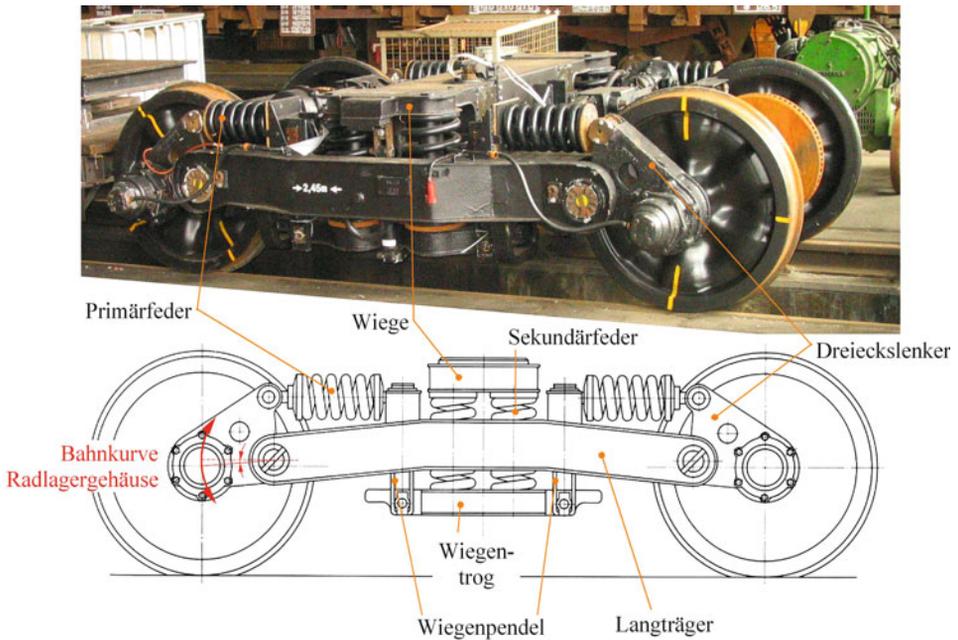


Abb. 5.42 Drehgestell „München-Kassel“ mit Dreieckslenkern. (Skizze nach [14])

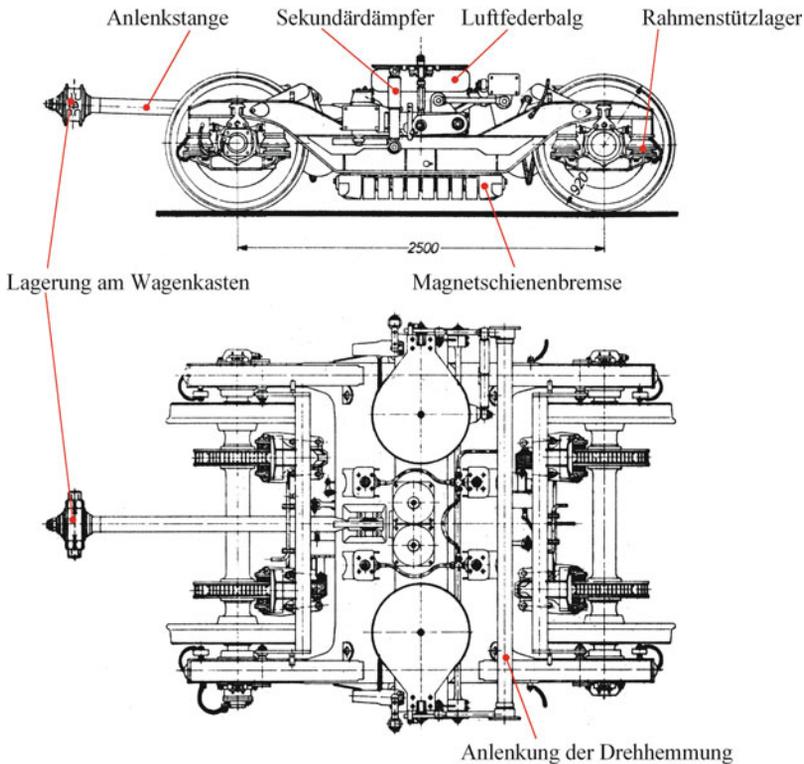


Abb. 5.43 Luftgefedertes Reisezugwagen-Drehgestell LD 730. (Nach Firmenunterlagen: DB AG)

werden. Die komfortable Federung des Wagenkastens wird durch die Luftfederung mit Niveauregulierung (siehe Abschn. 5.8) erreicht.

Die Luftfederbälge sind auf einem Federträger montiert, der sich gegenüber dem Drehgestellrahmen um die Hochachse ausdrehen kann. Zur Dämpfung der Drehgestell-Schlingerbewegung ist eine Drehhemmung als Reibungsdämpfung zwischen Drehgestellrahmen und Luftfederträger vorhanden. Auf den Luftfedern stützt sich der Wagenkasten ab. Die Luftfedern drehen nicht mit dem Drehgestell aus.

Bei Gelenkfahrzeugen wird die so genannte JAKOBS-Anordnung²⁶ der Drehgestelle verwendet. Hierbei stützen sich zwei benachbarte Wagenkästen auf einem gemeinsamen Drehgestell ab. Abb. 5.44 zeigt dazu das Prinzip und ein Beispiel. Die Achsfedern des im Foto in Abb. 5.44 gezeigten Drehgestells sind so genannte Gummi-Rollfedern.

Abb. 5.45 zeigt ein Laufdrehgestell eines U-Bahn-Wagens. Auch hierbei handelt es sich um ein Jakobs-Drehgestell. Der Schnitt durch die Gummirollfeder (nach dem Hersteller auch Clouth-Feder genannt) lässt deren Aufbau erkennen: Am Achslagergehäuse ist ein sich nach oben verjüngender Dorn befestigt. Über ihn ist ein Gummiring geschoben, der

²⁶ Wilhelm Jakobs, Eisenbahningenieur (1858–1942).

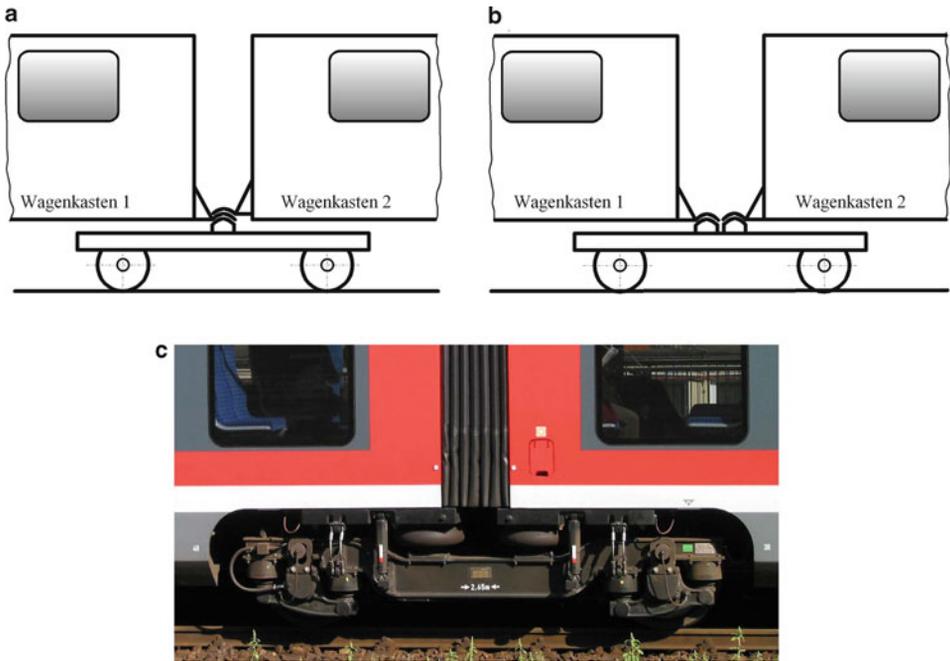


Abb. 5.44 Drehgestell in Jakobsanordnung. **a** Prinzip mit einem gemeinsamen Drehzapfen, **b** zwei getrennte Drehzapfen, **c** Jakobsdrehgestell des Siemens-Diesellokomotivs „DESIRO“ mit Luftfedern (je ein Paar pro Wagenkasten)

mit seiner äußeren Kontur in einer Glocke liegt, die am Drehgestellrahmen verschraubt ist. Beim Einfedern wird der Dorn in den Gummiring geschoben. Der Gummiring rollt dann mit seiner Innenkontur über den Dorn ab und mit seiner Außenkontur innerhalb der Glocke. Da der freie Raum innerhalb der Glocke durch deren Form und die des Dorns mit dem Einfederweg kleiner wird, wird der Gummiring zusammengedrückt. So ergibt sich eine stark progressive Federkennlinie. Über die Kontur von Dorn und Glocke kann die Federkennlinie beeinflusst werden. Mit einer ovalen Kontur sind z. B. unterschiedliche Federsteifigkeiten in Vertikal-, Quer- und Längsrichtung erreichbar. Durch die Materialdämpfung des Gummis muss kein zusätzlicher Dämpfer vorgesehen werden.

Während die Gummirollfeder kleine Längs- und Querverfederwege der Radsätze gegenüber dem Drehgestellrahmen zulässt, kann mit der Lemniskatenführung nach Abb. 5.46 eine in Längsrichtung (nahezu) starre Radsatzführung erreicht werden. Am Radlagergehäuse sind oben und unten zwei parallele, aber versetzte Lenker angebracht. Der Mittelpunkt des Radlagergehäuses beschreibt durch diese Anlenkung eine Lemniskate als Koppelkurve (blau in Abb. 5.46a eingezeichnet, in Form einer 8). Der senkrechte Federweg nutzt nur den annähernd geraden mittleren Teil der Lemniskate aus; das Radlagergehäuse bewegt sich bei Ein- und Ausfederung daher auf einer geraden senkrechten Bahn. Beide Radsätze werden so in der Draufsicht parallel geführt.

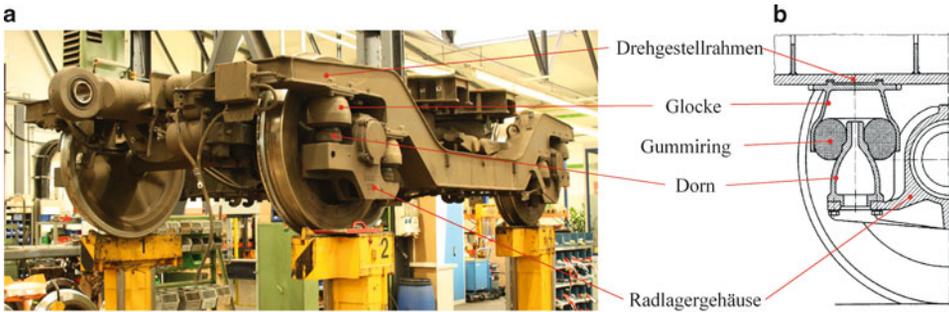


Abb. 5.45 a Nicht angetriebenes Jakobsdrehgestell eines U-Bahn-Wagens mit Gummirollfedern als Primärfedern, b Schnitt durch Gummirollfeder. (Nach Werkbild: Clouth)

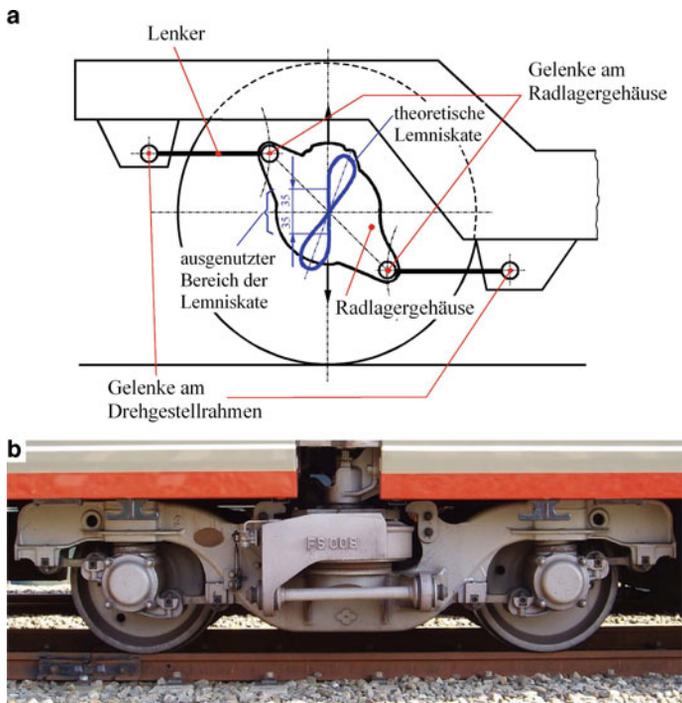


Abb. 5.46 Radsatzanlenkung mittels Lemniskatenlenkern. a theoretische Koppelkurve (blau) (nach [22]), b Drehgestell eines japanischen Elektrotriebzugs mit Lemniskatenführung der Radsätze (Foto: Wikimedia, <https://de.wikipedia.org/wiki/Lemniskatenlenker#/media/File:Truck-FS008.jpg>; aufgerufen am 04.02.2016)

5.6.2 Laufwerke von Straßenbahnwagen

Bei Straßenbahnfahrzeugen, die im Straßenraum verkehren, wird heute meist die Niederfluranordnung bevorzugt, Abb. 5.47. Aufgrund des schnelleren Fahrgastwechsels an Haltestellen bieten Niederflurfahrzeuge auch dem Straßenbahnbetrieb Vorteile: Die Durchschnittsgeschwindigkeit wird erhöht und damit die Attraktivität verbessert. Auf längeren Linien kommt der Betrieb oft mit einem Fahrzeug weniger aus, da der Umlauf kürzer ist. Für mobilitätseingeschränkte Fahrgäste (Ältere, Rollstuhlfahrer, Eltern mit Kinderwagen) ist der Zugang zum Fahrzeug durch den niedrigen Einstieg wesentlich erleichtert. Meist liegt die Fußbodenhöhe im Wageninneren bei ca. 300 bis 350 mm. Allerdings ist dadurch der für Antrieb und Laufwerk zur Verfügung stehende Raum beschränkt, Abb. 5.47. Die Elektro-Ausrüstung wird zum größten Teil auf dem Dach untergebracht. Mit Hilfe von Kleinradfahrwerken kann der Fußboden zwar gegenüber einem konventionellen Straßenbahnwagen abgesenkt werden, aber ein durchgängiger niedriger Fußboden ist damit nicht möglich. Zwischen Einstiegsbereichen und dem Bereich über den Fahrwerken müssen im Wageninneren daher Stufen angeordnet werden. Beim „klassischen“ Straßenbahnwagen

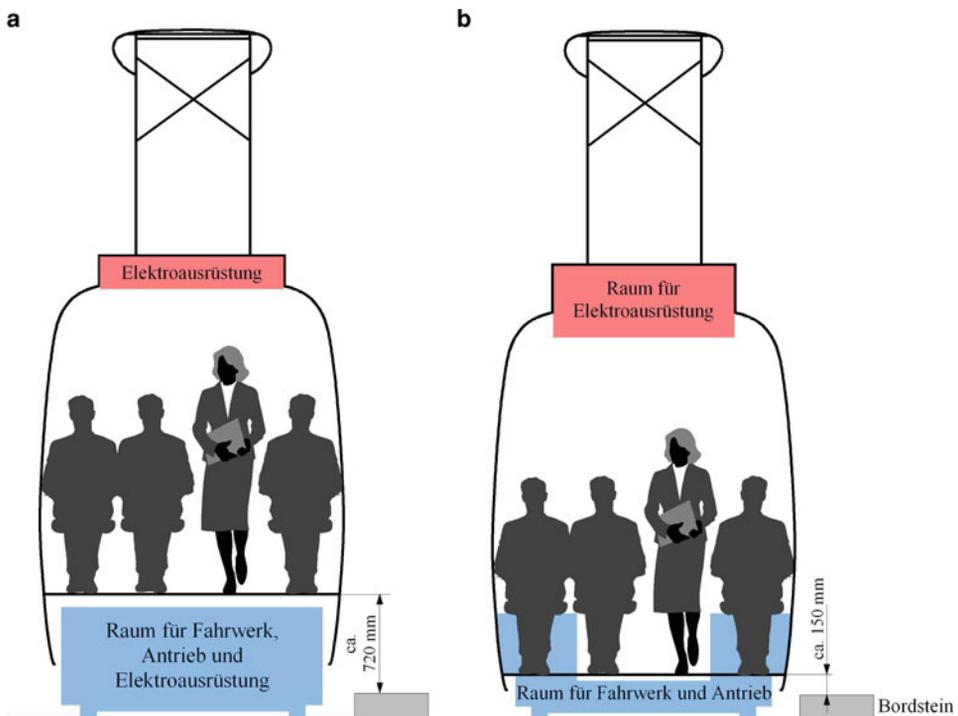


Abb. 5.47 Anordnung von Fahrwerk, Antrieb und Elektro-Ausrüstung bei Straßenbahnfahrzeugen in Hochflur- (a) bzw. Niederflur-Anordnung (b)

liegt die Fußbodenhöhe meist bei mehr als 900 mm über Schienenoberkante. Zum Einsteigen vom Bordstein aus sind daher zwei bis drei Stufen in den Einstiegen angeordnet.

Einen Straßenbahntriebwagen mit 70 % niederflurigem Fußboden zeigt Abb. 5.48. Das dreiteilige Fahrzeug besitzt zwei Triebdrehgestelle mit je zwei Drehstromfahrmotoren. Der Raddurchmesser beträgt 590 mm. Im Hochflurbereich über den Triebdrehgestellen liegt der Fußboden auf 585 mm Höhe über Schienenoberkante. Unterhalb der Sitze sind aber Podeste zur Abdeckung der Triebdrehgestelle eingebaut. Als Primärfederung besitzen die Triebbradsätze Metall-Gummi-Federn. Der Wagenkasten stützt sich über eine Wiegenkonstruktion auf den Triebdrehgestellen ab. Der Mittelwagen, auf den Vorder- und Hinterwagen über ein Gelenk aufgesattelt sind, hat eine Fußbodenhöhe von nur 350 mm. Die Einstiegshöhe ist durch leichte Rampen an den Türen auf 300 mm abgesenkt. Die

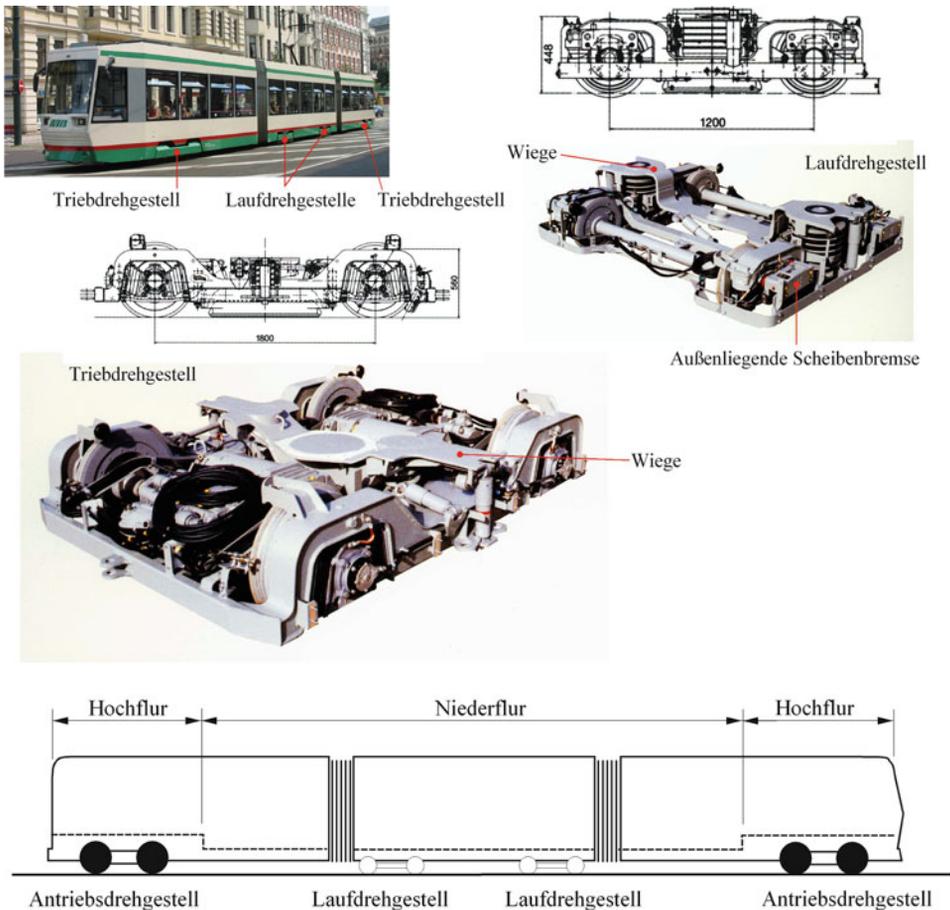


Abb. 5.48 Laufwerke eines Straßenbahnwagens mit 70 % Niederfluranteil (Magdeburg). (Nach Werkfotos: Alstom)

Laufdrehgestelle des Mittelteils haben durchgehende Radsatzwellen mit kleinen Rädern von nur 410 mm Durchmesser. Auch im Mittelteil sind die Drehgestelle unter den Sitzen durch Podeste abgedeckt. Ähnliche Fahrzeuge laufen auch in den Städten Braunschweig (1100 mm Spurweite), Darmstadt und Gera (beide Meterspur).

Das Fahrzeug in Abb. 5.48 läuft auf Normalspur und hat Außenrahmen-Drehgestelle. Bei Straßenbahnwagen für Normalspur werden aus Platzgründen (Wagenbreite) oft auch Innenrahmen-Drehgestelle verwendet, Abb. 5.49a. Die Primärfederung übernehmen Gummischubfedern. Das Triebdrehgestell besitzt eine Wiege, die in Abb. 5.49 nicht dargestellt ist. Das zugehörige Fahrzeug hat ebenfalls einen Niederfluranteil von 70 %. Der Mittelwagen, auf dem Vorder- und Hinterwagen über ein Gelenk aufgesattelt sind, läuft auf Einzelradfahrwerken. Sie besitzen Losräder, d. h. die beiden Räder sind nicht über eine Achswelle verbunden, Abb. 5.49b. Jedes Losrad ist mit einer Bremscheibe ausgerüstet. Die Räder sind im Radsatzträger gelagert. Zwischen Radsatzträger und Zwischenträger befindet sich die Primärfederung, die die Quer- und Längsführung des Radsatzträgers übernimmt. Der Zwischenträger besitzt eine Kugeldrehverbindung, auf die sich der Oberrahmen abstützt. Die Sekundärfedern auf dem Oberrahmen stellen die Verbindung zum Wagenkasten her. Längslenker zwischen Oberrahmen und Wagenkasten übernehmen die Führung des Lauffahrwerks. Über ein Lenkgestänge wird der Losradsatz in Kurven radial eingestellt. Dabei wird der Knickwinkel zwischen Mittel- und Endteilen entsprechend auf den Zwischenrahmen übertragen.

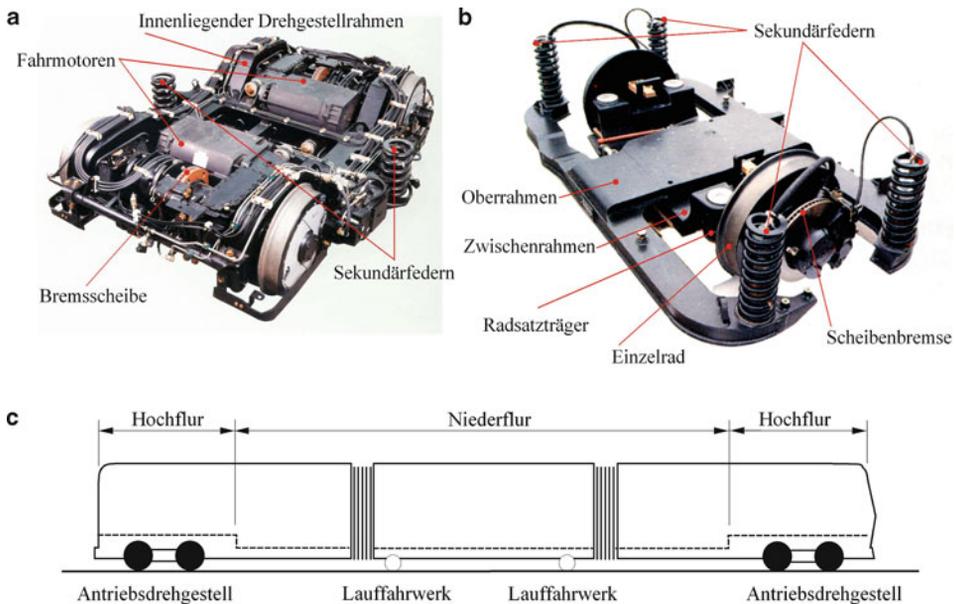


Abb. 5.49 a Antriebsdrehgestell und b Lauffahrwerk eines Straßenbahnwagens mit 70 % Niederfluranteil (Bonn) (nach Werkfotos: Siemens), c Gesamtanordnung

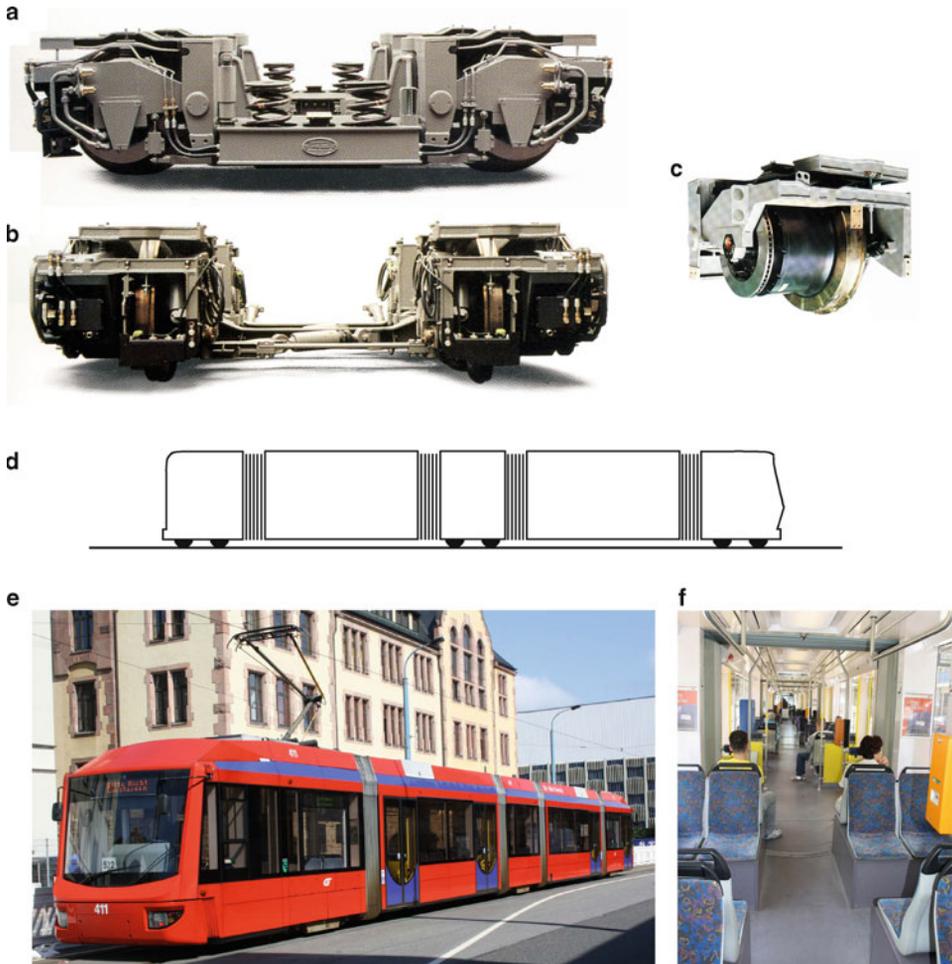


Abb. 5.50 Variobahn (Chemnitz). **a** Fahrwerk Seitenansicht, **b** Stirnansicht, **c** Radnabenmotor (nach Werkfotos: ABB), **d** Prinzip der Fahrzeuganordnung, **e** Fahrzeugansicht, **f** Wageninneres mit 100 % Niederflur-Fußboden; Abdeckung der Fahrwerke

Straßenbahnfahrzeuge mit durchgehend niederflurigem Boden sind nur über Losradlaufwerke zu erreichen. Abb. 5.50 zeigt das Antriebsfahrwerk der „Variobahn“²⁷. Jedes der vier Räder wird von einem Asynchron-Radnabenmotor angetrieben. Die Räder sind über einen Hebel und ein Gelenk mit waagerechter Gelenkachse am Fahrwerk angebunden und stützen sich über eine in Abb. 5.50a nicht sichtbare Schraubenfeder am Fahrwerksrahmen ab. Man erkennt in Abb. 5.50b die tief liegenden Querverbindungen zwischen linker und rechter Seite des Fahrwerkrahmens. Es handelt sich nicht um ein Drehgestell

²⁷ Die Variobahn wurde von den Firmen ABB und Adtranz entwickelt. Sie wird heute von Fa. Stadler Rail hergestellt.

im klassischen Sinn. Vielmehr besteht das Fahrzeug aus kurzen zweiachsigen Wagenkästen auf Fahrwerken, zwischen denen die Mittelteile in Gelenken sänftenartig aufgehängt sind. Da die Endwagen sehr kurz sind, müssen sie an den Enden nicht eingezogen werden, sondern wirken sehr breit (Abb. 5.50e). Die höheren Seiten des Fahrwerks mit den Radnabenmotoren werden im Wageninneren durch Kästen abgedeckt, auf denen sich die Sitze befinden (Abb. 5.50f). Der Fahrzeugtyp „Variobahn“ wird u. A. in Chemnitz, Bochum-Gelsenkirchen, Potsdam und im Raum Ludwigshafen-Mannheim-Heidelberg eingesetzt.

Eine weitere Laufwerksbauart, die einen durchgehend niederflurigen Fußboden erlaubt, zeigt Abb. 5.51. In einem Fahrwerksrahmen sind hierbei je ein angetriebenes und ein nicht angetriebenes Losradpaar angeordnet. Auch dieses Fahrwerk ist kein Drehgestell im herkömmlichen Sinne, sondern erlaubt nur geringe Ausdrehwinkel gegenüber dem Wagenkasten. Der Fahrmotor liegt längs seitlich im Wagenkasten und treibt über eine Kardanwelle das links in Abb. 5.51 gezeigte Winkelgetriebe (durch Rechteck in Abb. 5.51 hervorgehoben). Über eine quer vor den Antriebsrädern liegende Verbindungswelle wird das rechte Rad angetrieben. Zwischen der Verbindungswelle und den beiden Treibrädern

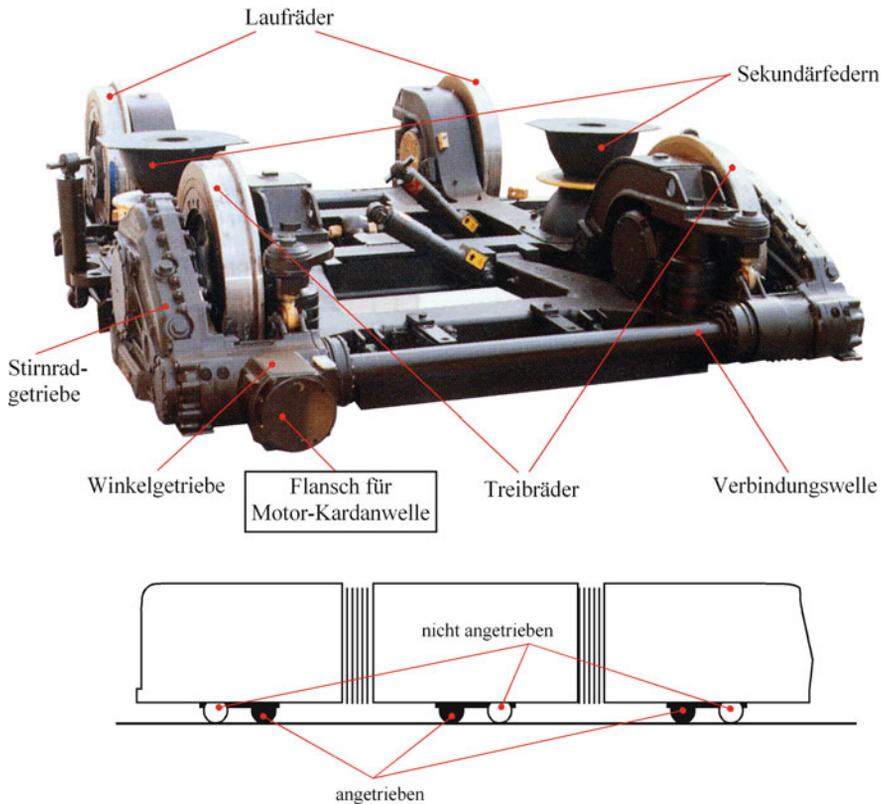


Abb. 5.51 Fahrwerk der Niederflurwagen Bauart AEG. (Nach Werkfoto: AEG-Schienenfahrzeuge)

ist jeweils außen ein Stirnradgetriebe angeordnet. Die Bremsscheibe für die mechanische Bremse ist auf der Motorwelle angebracht. Bremsmomente, sowohl elektrisch als auch mechanisch, werden also über alle Getriebe von der Motorwelle zu den Rädern übertragen. Die Laufräder sind ungebremst. Da die Gummi-Sekundärfedern nicht mittig zwischen den Rädern einer Laufwerksseite liegen, sondern zu den Treibrädern verschoben sind, haben die Treibräder größere Achslasten als die Laufräder. Im Fahrgastraum sind die Fahrwerke und der Motor durch Podeste und Kästen unter den Sitzen abgedeckt.

Straßenbahnfahrzeuge mit Laufwerken nach Abb. 5.51 werden u. A. in Berlin, Braunschweig, Bremen, Jena, Mainz, München und Zwickau eingesetzt. Die Lizenz zum Bau dieser Laufwerke ist auf die Fa. Solaris übergegangen, so dass auch die von Solaris gelieferten Fahrzeuge für Jena und Braunschweig diese Fahrwerksbauart haben.

Als weiteres Beispiel für 100 % niederflurige Fahrzeuge zeigt Abb. 5.52 die Fahrwerke des „Avenio“ von Siemens. Auch hier handelt es sich nicht um klassische Drehgestelle. Die Fahrwerke können nur um $4,5^\circ$ gegenüber dem Wagenkasten horizontal ausdrehen. Trieb- und Laufdrehgestelle bestehen aus derselben Grundkonstruktion. Beim Triebdrehgestell sind die Motoren seitlich außen am Drehgestellrahmen angeordnet und treiben über Winkelgetriebe und Hohlwellen mit Elastomerkupplungen jeweils die beiden Losräder einer Fahrwerksseite. Über die Traktionsanschlänge werden Zug- und Bremskräfte auf den Wagenkasten übertragen. Die Wankstützen sind Torsionsstabfedern ähnlich den

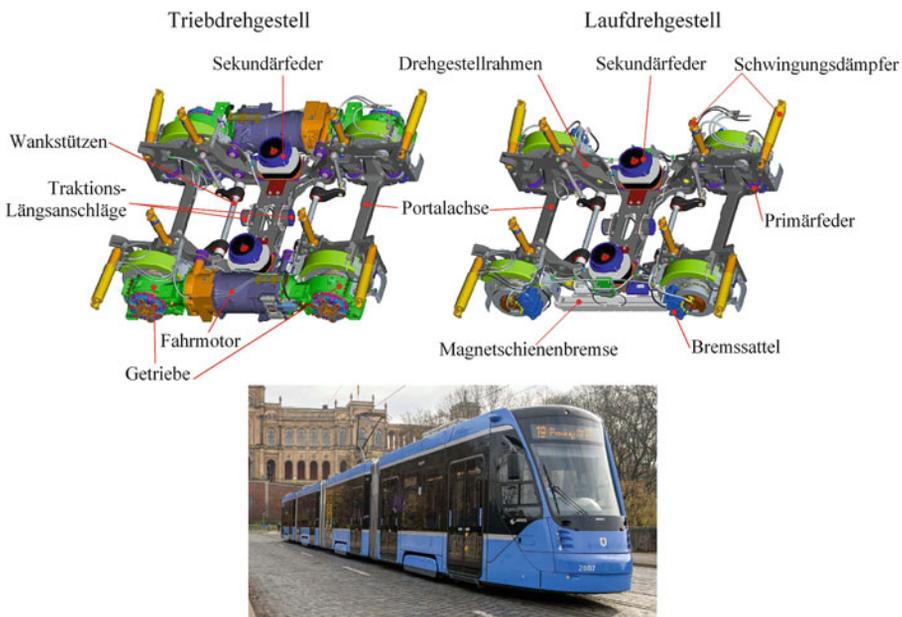


Abb. 5.52 Fahrwerke des 100 % niederflurigen Straßenbahnwagens „Avenio“ (München). (Nach Werkfotos: Siemens)

Stabilisatoren beim Kraftfahrzeug. Sie erhöhen die Wanksteifigkeit der Sekundärfederung und vermindern dadurch den Wankwinkel des Wagenkastens unter Seitenkräften (z. B. bei Kurvenfahrt). Das vierteilige Fahrzeug für München ist mit drei Triebdrehgestellen und einem Laufdrehgestell ausgestattet.

5.7 Bogen-Ein- und -Auslauf

Besondere Anforderungen an die Auslegung der Laufwerke bzw. an die Gestaltung der Wagenuntergestelle ergeben sich aus der Trassierung von Gleisbögen: Beim Übergang aus einem geraden Gleisabschnitt in einen mit konstantem Radius gekrümmten Gleisbogen wird ein Übergangsbogen zwischengeschaltet. Dieser hat die Form einer kubischen Parabel. Damit wird der Verlauf einer Klothoide angenähert, für die die Krümmung linear mit der Bogenlänge zunimmt (siehe [16, S. 58–62]). Der Radius des Übergangsbogens schließt an die Gerade mit $R = \infty$ an und endet am Gleisbogen mit dessen konstantem Radius. Zum Ausgleich der Fliehkräfte bei Bogenfahrt wird ab Beginn des Übergangsbogens die Außenschiene des Gleises mittels einer Überhöhungsrampe angehoben. Im Gleisbogen (bei konstantem Radius) beträgt die Mindestüberhöhung $\min u$. Dies ist der Höhenunterschied zwischen Außen- und Innenschiene (siehe Abb. 5.53). Er wird wie folgt berechnet:

$$\min u = \frac{11,8 \cdot v^2}{R} - 100 \quad \left(v \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right], R[\text{m}], u[\text{mm}] \right)$$

(siehe [16, S. 52]).

Die Stellung eines Schienenfahrzeugs im überhöhten Bogen zeigt Abb. 5.53. Die Komponente $G \cdot \sin \alpha$ der Gewichtskraft G ist der Komponente $F \cdot \cos \alpha$ der Fliehkraft F entgegengerichtet. Damit wird ein Teil der Fliehkraft auf die Passagiere kompensiert und so der Komfort erhöht. Als maximale Überhöhung sind im Mischbetrieb aus Reise- und Güterzügen $\max u = 180 \text{ mm}$ zulässig.

Da beim Bogenauslauf das führende Rad an der Außenschiene durch die Absenkung der Schiene entgleisen könnte aufgrund der Verminderung der Radaufstandskraft (Abb. 5.54), muss durch eine entsprechend weiche Federung dafür gesorgt werden, dass die Radentlastung begrenzt bleibt. Dies kann auch erreicht werden durch eine entsprechend geringe Torsionssteifigkeit des Drehgestellrahmens oder durch einen Gelenkrahmen, bei dem die beiden Langträger um die horizontale Querachse gegeneinander verdreht werden können. Bei langen zweiachsigen Fahrzeugen ist das Radabheben des führenden Rades beim Bogenauslauf besonders kritisch, so dass hier über weiche Radsatzfederung oder torsionsweiche Wagenuntergestelle die Entgleisungssicherheit gewährleistet werden muss²⁸.

²⁸ Siehe dazu auch den Normentwurf pr DIN EN 14363:2013. In der Vergangenheit erfolgte die Ermittlung der Entgleisungssicherheit nach ORE-B55-RP08. ORE: Office des Recherches et d'Essais – Forschungs- und Versuchsamt der europäischen Eisenbahnen.

Abb. 5.53 Fahrzeug im überhöhten Gleisbogen

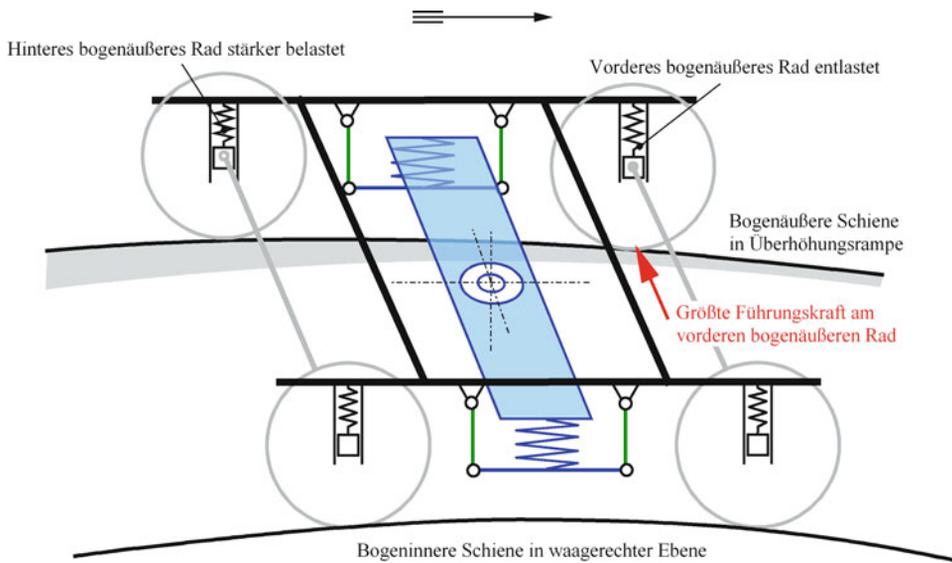
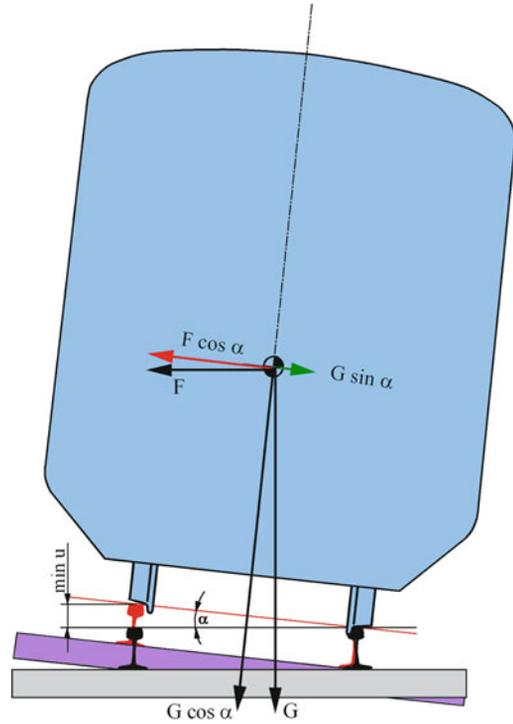
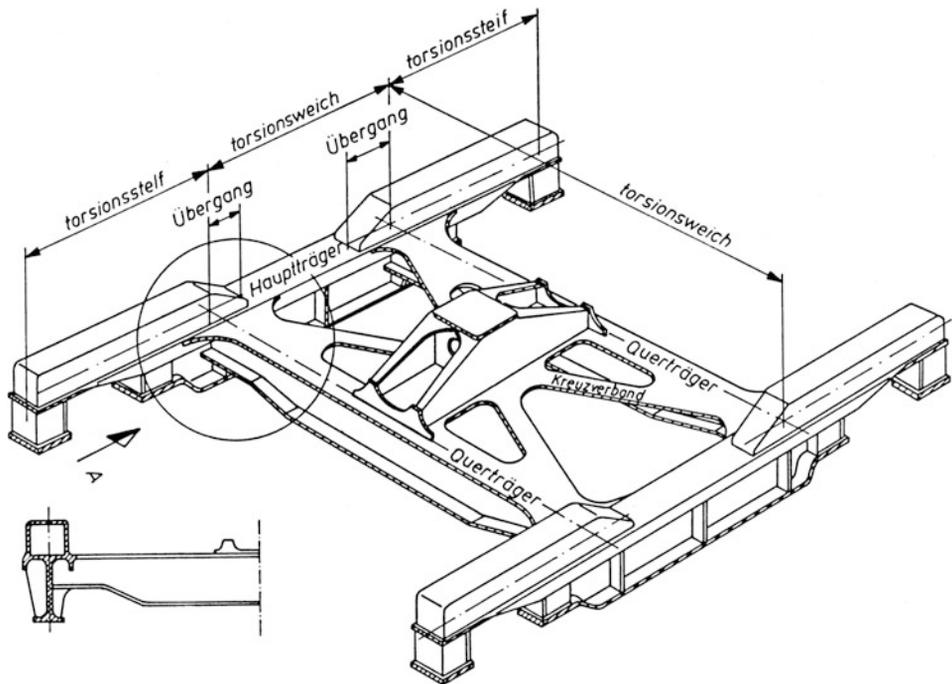


Abb. 5.54 Entlastung des vorderen bogenäußeren Rades eines Drehgestells beim Bogenauslauf in der Überhöhungsrampe



Ansicht A

Abb. 5.55 Torsionsweicher Drehgestellrahmen für harte Radsatzfederung. (Werkbild: Wegmann)

Da das in Abb. 5.43 gezeigte Drehgestell LD 730 eine sehr harte Achsfederung besitzt, ist der Drehgestellrahmen torsionsweich ausgelegt: Der Hauptquerträger besteht aus zwei biegesteifen, aber torsionsweichen offenen Doppel-T-Profilen. Den Rahmen eines ähnlichen Drehgestells desselben Herstellers²⁹ zeigt Abb. 5.55.

Beim in Abb. 5.33 gezeigten Barber-Drehgestell wird durch Spiel zwischen Wiege und Langträgern erreicht, dass sich im überhöhten Übergangsbogen die beiden Langträger um eine waagerechte Querachse gegeneinander verdrehen können. Dadurch kann die Verschränkung der Radaufstandsebene ausgeglichen werden.

Um die Fahrgeschwindigkeiten von Personenzügen im Gleisbogen zu erhöhen, muss die Fliehkraft auf die Passagiere zumindest teilweise ausgeglichen werden. Da die Gleisüberhöhung bei Strecken im Mischverkehr begrenzt ist, kann das nur durch eine Neigeinrichtung des Wagenkastens erreicht werden. Einige Dieseltriebwagen-Baureihen und eine ICE-Baureihe sind daher bei der DB mit Neigetechnik ausgestattet. In Abhängigkeit von Bogenradius und Geschwindigkeit wird dabei der Wagenkasten auf den Drehgestellen nach bogeninnen geneigt. Beim VT 612, Abb. 5.56, erfolgt dies durch einen elektrischen

²⁹ Entwickler und Hersteller des LD 730 und des torsionsweichen Drehgestellrahmens war die Fa. Wegmann & Co, Kassel, die sich aus dem Schienenfahrzeugbau zurückgezogen hat.

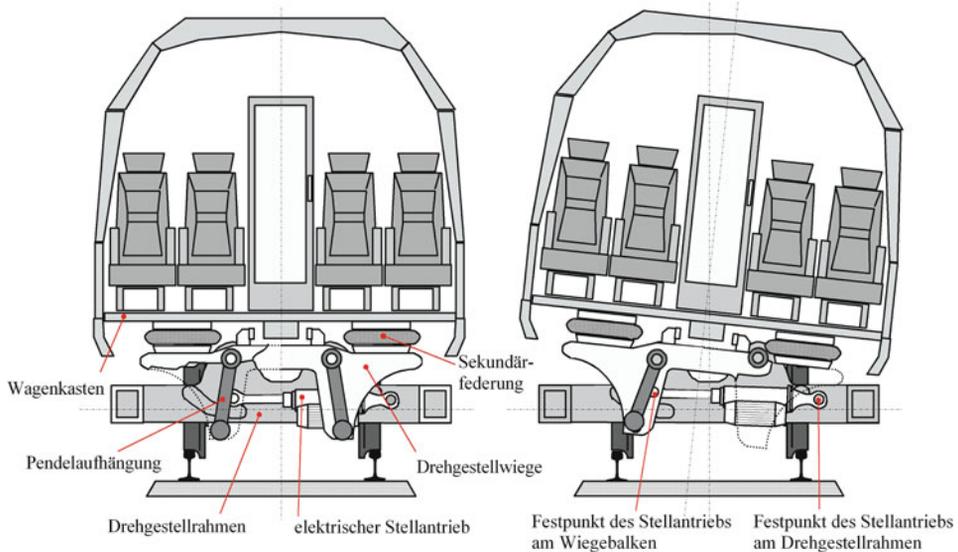


Abb. 5.56 Wagenkasten-Neigeeinrichtung am VT 612 der DB AG

Stellantrieb. Da die Passagiere durch die Wagenkastenneigung die Fliehkraft weniger spüren, kann die Bogengeschwindigkeit erhöht werden, wodurch auf krümmungsreichen Strecken kürzere Fahrzeiten erreichbar sind. Allerdings wachsen durch die höheren Bogengeschwindigkeiten die horizontalen Kräfte zwischen Rad und Schiene aufgrund der höheren Fliehkraft an. Der Gleisoberbau muss daher entsprechend verstärkt werden.

5.8 Luftfederung

Bei Schienenfahrzeugen hat, ähnlich wie bei Nutzfahrzeugen, die Luftfederung seit etwa 1960 zunehmend Anwendung gefunden. Besonders bei Vollbahn-Triebwagen, aber auch bei Reisezugwagen (z. B. beim ICE 2) sowie bei einzelnen Straßenbahnwagentypen werden Luftfedern zur Erzielung eines hohen Komforts hinsichtlich Schwingungen und Geräuschen eingesetzt. Bei Triebwagen ergibt sich durch die Luftfederung ein weiterer Vorteil: Da die Federn nicht nur die senkrechte Abfederung, sondern auch Bewegungen in Richtung horizontal-quer sowie die Ausdrehbewegung des Drehgestells gegenüber dem Wagenkasten aufnehmen können, ist eine wiegenlose Drehgestellkonstruktion möglich (siehe Abb. 5.57), was für die Unterbringung der Antriebstechnik (Elektromotoren bzw. Achsgetriebe und Gelenkwellen) günstig ist. Bei Luftfedern mit Niveauregulierung können eine von der Beladung unabhängige Einstiegshöhe des Fahrzeugs sowie von der Beladung unabhängige Schwingungseigenschaften erreicht werden.

Die Berechnung von Luftfedern ist relativ kompliziert und sollte dem Hersteller überlassen werden. Im Folgenden sollen einige wesentliche Eigenschaften der Luftfeder erläu-

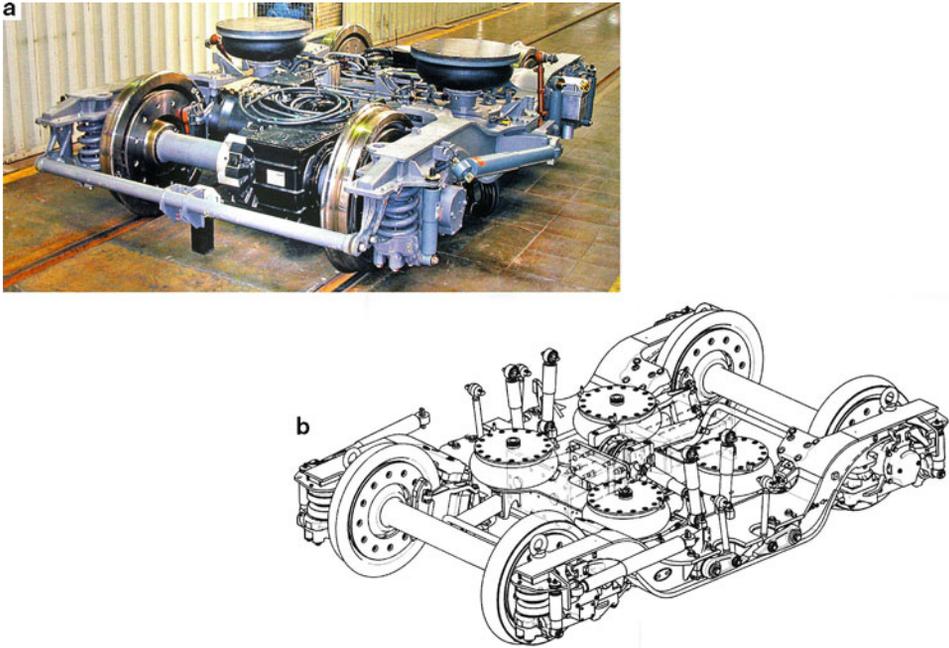
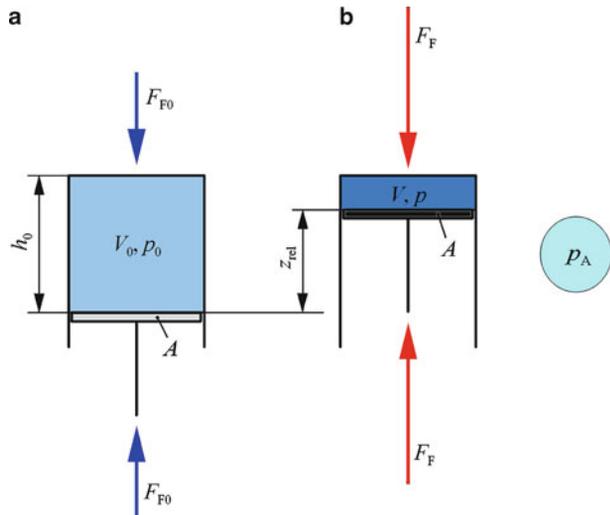


Abb. 5.57 Wiegenlose Luftfederdrehgestelle FLEXXcompact des französischen Dieseltriebzugs AGC. **a** Triebdrehgestell, **b** Jakobs-Lauffdrehgestell. (Werkbilder: Bombardier)

Abb. 5.58 Zur Berechnung der Luftfeder. **a** Ruhezustand, **b** eingefederter Zustand; A = Kolbenfläche, p_A = Atmosphärendruck (Umgebungsdruck)



tert werden. In Abb. 5.58 ist schematisch eine belastete Luftfeder im Ruhezustand (links) sowie unter Zusatzlast (rechts) dargestellt. p_A sei der Atmosphärendruck (Umgebungsdruck).

Wir können uns eine Luftfeder zunächst als luftgefüllten Zylinder vorstellen, dessen Kolben unter Zusatzbelastung eingeschoben wird und die im Zylinder befindliche Luft komprimiert. Beim Übergang vom Ruhe- in den eingefederten Zustand findet eine polytrope Kompression statt: Die Kompression ist weder adiabat (= ohne Austausch von Wärme; dies gilt annähernd nur bei sehr schnellen dynamischen Vorgängen) noch isotherm (= ohne Erhöhung der Temperatur). Es findet also das Polytropengesetz Anwendung:

$$p \cdot V^n = p_0 V_0^n$$

mit

n = Polytropenexponent.

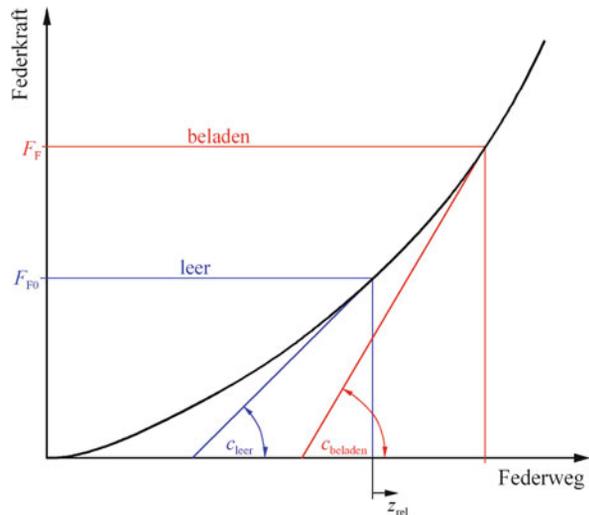
Der Zahlenwert von n liegt zwischen 1 (isotherme Kompression) und $\kappa = 1,4$ (adiabate Kompression). Die Luftfeder besitzt eine progressive Federkennung, Abb. 5.59, weil das Gasvolumen mit zunehmender Einfederung kleiner und die Feder damit härter wird. Da die Progression sehr klein ist, kann man die Federkennlinie im Arbeitspunkt durch die Tangente annähern (Abb. 5.59).

Die Federkonstante erhält man als Steigung der Tangente im Arbeitspunkt für die Feder im Leerzustand ($z_{\text{rel}} = 0$):

$$c = \frac{n \cdot p_0 \cdot A}{h_0} = \frac{n \cdot p_0 \cdot A^2}{V_0} \quad \text{mit } h_0 = \frac{V_0}{A}. \quad (5.50)$$

Man erkennt, dass eine weiche Feder, also kleine Federkonstante c , durch eine kleine Fläche (das vermindert allerdings die Tragfähigkeit) und durch ein großes Volumen

Abb. 5.59 Linearisierung der Federkennlinie einer Luftfeder in den Arbeitspunkten „leer“ und „beladen“



der Feder zu erreichen ist. In der Praxis arbeitet man deshalb mit Zusatzvolumen, siehe Abb. 5.61.

Die zugehörige Eigenkreisfrequenz ν für eine Masse m , die über eine Luftfeder abgestützt wird, berechnet sich zu

$$\nu = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{n \cdot g}{h_0} \cdot \frac{p_0}{p_0 - p_A}}. \quad (5.51)$$

Wir setzen in Gl. 5.51 den Polytropenexponenten $n \approx 1,4$ (schnelle Bewegungen) und für $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ein. Außerdem nehmen wir an, dass der Druck p_0 in der Feder wesentlich höher als der Umgebungsdruck p_A ist, also $\frac{p_0}{p_0 - p_A} \approx 1$, und erhalten:

$$\nu = \sqrt{\frac{13,734 \text{ [m]}}{h_0}}. \quad (5.52)$$

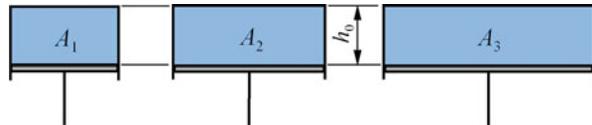
Damit ist die Eigen(kreis)frequenz unabhängig von der abgefederten Masse nur von der Höhe h_0 abhängig:

$$\nu \sim \sqrt{\frac{1}{h_0}}. \quad (5.53)$$

Alle in Abb. 5.60 abgebildeten Federn haben demnach dieselbe Eigenfrequenz, aber unterschiedliche Tragfähigkeit. Für schwere Fahrzeuge werden daher Luftfedern mit größeren Durchmessern benötigt.

Luftfedern können durch Nachspeisen von Druckluft im beladenen Zustand wieder auf das Niveau der Feder im Leerzustand angehoben werden. Es wird bei Lasterhöhung so viel Luft nachgespeist (siehe Abb. 5.61), dass das Volumen V_0 konstant bleibt. Dies geschieht durch ein Niveauregelventil, das auf den Abstand zwischen Wagenkasten und Drehgestell reagiert. Wird der Abstand kleiner durch höhere Beladung, speist das Ventil Luft in die Feder aus dem Vorratsbehälter nach. Erhöht sich der Abstand bei Entladung, wird Luft aus der Feder ins Freie abgelassen. Durch die Niveauregulierung ist z. B. bei Reisezug- und Triebwagen die Einstieghöhe unabhängig vom Besetzungszustand. Außerdem bleiben die vertikale Eigenfrequenz des Fahrzeugs und damit der Schwingungskomfort in engen Grenzen konstant. Diese Eigenschaft einer Luftfederung mit Niveauregulierung spielt bei Vollbahnfahrzeugen aufgrund des hohen Eigengewichtes (und damit des niedrigen Verhältnisses zwischen beladenem und leerem Fahrzeug, $m_{\text{bel}}/m_{\text{leer}}$) keine so große Rolle wie bei Straßenbahnen oder Omnibussen (bei letzteren wird $m_{\text{bel}}/m_{\text{leer}} \approx 2,0$).

Abb. 5.60 Luftfedern gleicher Eigenfrequenz, aber unterschiedlicher Tragfähigkeit



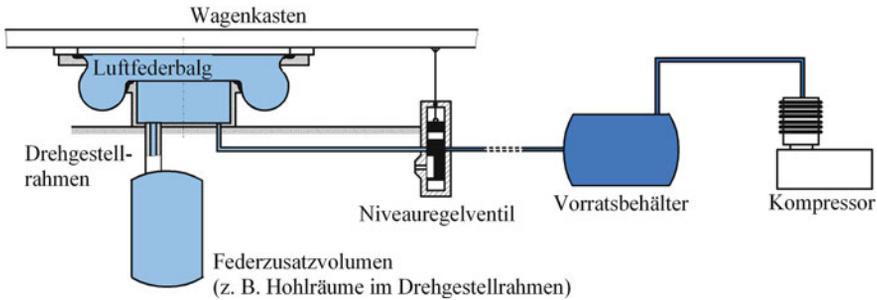


Abb. 5.61 Luftfeder mit Niveauregulierung

Abb. 5.61 zeigt auch die Anwendung eines Zusatzvolumens. Damit erreicht man ein großes Volumen der Luftfeder, ohne dass der Bauraum für die Feder erweitert werden muss und erhält eine weiche Feder. Teilweise werden Hohlräume z. B. von Kastenträgern im Drehgestellrahmen als Zusatzvolumen verwendet. Allerdings gelten für diese Gebilde dann die Druckbehältervorschriften, so dass oft zusätzliche, meist handelsübliche Druckbehälter eingebaut werden.

Auch im Vollbahnbereich wird die Luftfeder zunehmend eingesetzt, da mit ihr

- eine gute Körperschallisolierung erreichbar ist,
- die Einstiegs- und Ausstiegshöhe konstant gehalten werden kann und
- einfache, wiegenlose Drehgestellkonstruktionen möglich sind.

Nachteilig ist der Aufwand für die Druckluftversorgung.

Abb. 5.62 zeigt verschiedene Formen der Balgarten von Luftfedern für Schienenfahrzeuge. Der Halbbalg wird in wiegenlosen Drehstellen für Vollbahnfahrzeuge eingesetzt. Er kann alle Relativbewegungen zwischen Wagenkasten und Drehgestell aufnehmen. Gürtelbälge sind geeignet bei engen Bauräumen, wenn eine hohe Tragkraft der Luftfeder notwendig ist, z. B. bei Nahverkehrsfahrzeugen und U- und S-Bahnen. Rollbälge mit Half-Hourglass-Gummifeder lassen große Federwege in Richtung horizontal-quer zu, besitzen aber eine niedrige Einbauhöhe. Die in Abb. 5.62 dargestellten Gummifedern übernehmen bei Ausfall der Luftfedern die Notfederung.

Beispiele für die Anwendung von Luftfedern im Schienenfahrzeugbau zeigen die Abb. 5.63 und 5.65. Das in Abb. 5.63 dargestellte wiegenlose Triebdrehgestell für den S-Bahn-Triebzug ET 474 besitzt Luftfeder-Rollbälge für die Sekundärfederung. Quer- und Vertikalbewegungen werden hydraulisch gedämpft.

In Abb. 5.64 ist die Anlenkung des Wagenkastens für das Drehgestell des ET 474 dargestellt. Blickrichtung ist dabei in Richtung Fahrzeuglängsachse. Die Längs- und Querkräfte werden über einen Drehzapfen zwischen Drehgestell und Wagenkasten übertragen. Die Luftfedern übernehmen die Längswege bei Ausdrehung des Drehgestells um die Hochachse.

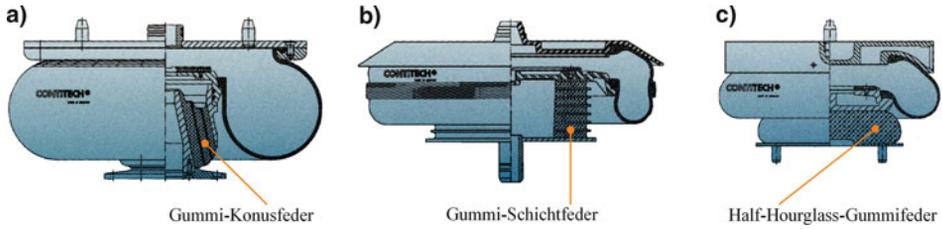


Abb. 5.62 Balgarten bei Luftfedern. **a** Halbbalg mit Konusfeder, **b** Gürtelbalg mit Schichtfeder, **c** geführter Rollbalg mit Half-Hourglass-Gummifeder. (Nach Werkbilder: Contitech)

Abb. 5.65 zeigt die kurvengesteuerten Einzel-Radsatz-Fahrwerke („KERF“) des von Alstom gelieferten S-Bahn-Zugs für Kopenhagen. Die Fahrwerke werden hydraulisch in Abhängigkeit von Relativwinkeln zwischen den Fahrzeuggliedern kurvenradial gesteuert, um den Radreifen- und Schienenverschleiß zu minimieren. Da bei Schienenfahrzeugen zur Personenbeförderung die zulässigen Radsatzlasten bei Drehgestellen deutlich unterschritten werden, die Drehgestelle selbst aber erheblich zum Leergewicht des Fahrzeugs beitragen, wurden hier Einzel-Radsatz-Fahrwerke verwendet. Die Radsatzlast beträgt bei vollbesetztem Fahrzeug 22 t. Die Anzahl der Radsätze in einem Zug und das Leergewicht konnten durch die Einzel-Radsatz-Fahrwerke vermindert werden.

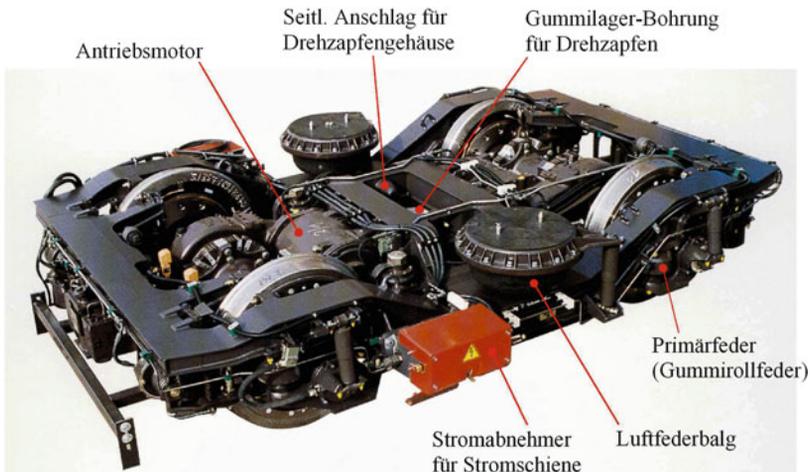


Abb. 5.63 Triebdrehgestell des S-Bahn-Triebwagens ET 474 für Hamburg. (Nach Werkfoto: Alstom)

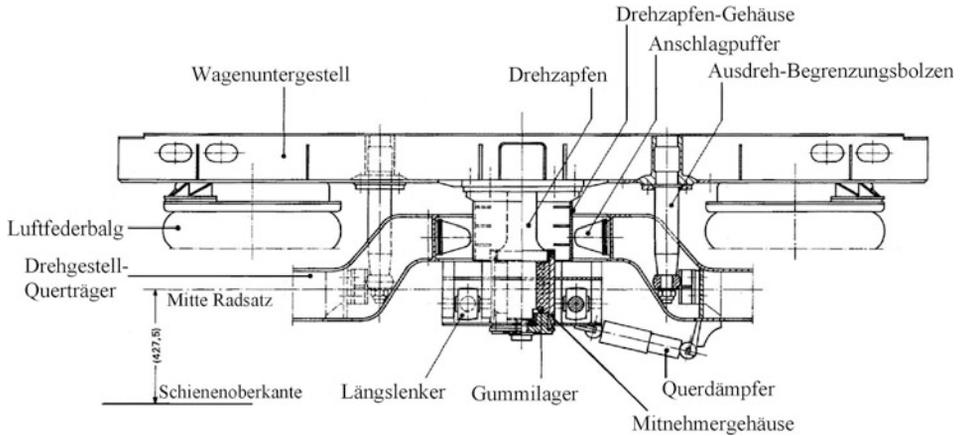


Abb. 5.64 Querschnitt der Anlenkung des Triebdrehgestells des ET 474 an den Wagenkasten über Drehzapfen. (Nach Werkbild: Alstom)

Die Fahrwerke sind in der Sekundärstufe luftgefedert mittels geführter Rollbälge (siehe Abb. 5.62c). Sie ermöglichen die erforderlichen Ausdreh- und Querbewegungen. Gummifedern übernehmen bei Ausfall der Luftfedern die Notfederfunktion. Die Primärfederung erfolgt durch beidseits der Achslager angeordnete Gummirollfedern.

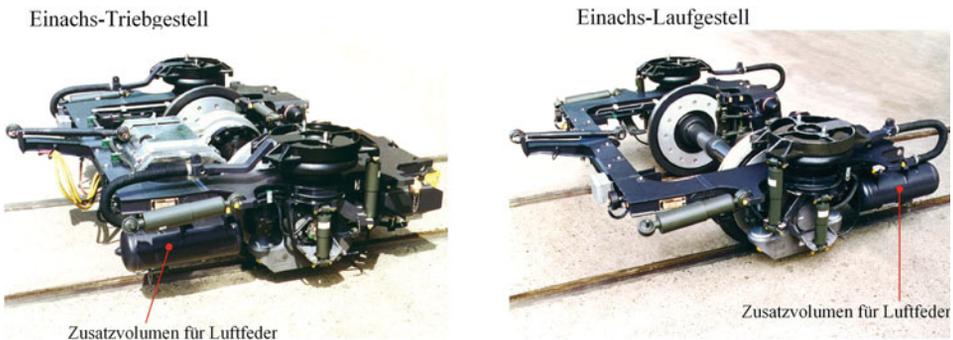


Abb. 5.65 Gesteuerte Einzel-Radsatz-Fahrwerke für S-Bahn-Triebzug Kopenhagen. (Nach Werkfotos: Alstom)

Wagenkästen von Schienenfahrzeugen müssen der maximalen Belastung entsprechend ihren Betriebsanforderungen standhalten und die geforderte Lebensdauer unter normalen Betriebsbedingungen mit angemessener Überlebenswahrscheinlichkeit erreichen [DIN EN 12663-1].¹

Schienenfahrzeuge sind durch das Fahren im Zugverband hohen Zug- und Druckkräften ausgesetzt. Auch unter außergewöhnlichen Belastungen, z. B. bei Überbesetzung von Nahverkehrswagen, muss die volle Betriebsfähigkeit eingehalten werden. Die Auslegungslbensdauer wird mit 30 Jahren angesetzt; meist erreichen die Fahrzeuge aber ein höheres Alter².

Die Tragwerke von Schienenfahrzeugen müssen zahlreiche Anforderungen erfüllen:

- Aufnahme und Weiterleitung der Zug- und Druckkräfte aus dem Eisenbahnbetrieb,
- Aufnahme der Belastungen aus Nutzlasten – Passagiere, Gepäck, Betriebsstoffe, Güter,
- Aufnahme der aerodynamischen Belastungen aus Zugbegegnungen und Tunnelleinfahrten,
- Sicherung des Überlebensraumes für Passagiere bei Unfällen,
- Hohe Steifigkeit; Vermeidung unzulässiger elastischer Verformungen,
- Biege- und Torsionseigenfrequenz außerhalb des Empfindlichkeitsbereichs des Menschen,

¹ DIN e. V. (Hrsg.): *Bahnanwendungen – Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen*.

Teil 1: Lokomotiven und Personenfahrzeuge (und alternatives Verfahren für Güterwagen). DIN EN 12663-1, Beuth Verlag, Berlin (2015).

Teil 2: Güterwagen. DIN EN 12663-2, Beuth Verlag, Berlin (2010).

² So sind z. B. die im Jahre 2016 immer noch eingesetzten Güterzug-Elektrolokomotiven der Baureihen 139 und 140 zum Teil über 50 Jahre alt. Zahlreiche der aktuell im IC-Verkehr verwendeten Reisezugwagen stammen aus den 1950er Jahren (wurden allerdings im Fahrgastraum mehrfach umgestaltet).

- Ausreichende Strukturdämpfung für Biege- und Torsionsschwingungen,
- Dauerfestigkeit; mindestens Betriebsfestigkeit,
- Lange Gebrauchsdauer, keine Korrosionsanfälligkeit,
- Rationelle Fertigung, günstige Kosten bei Beschaffung und Unterhaltung,
- Umweltverträglichkeit bei Herstellung, Betrieb und Entsorgung,
- Erfüllung der TSI³ (für Lokomotiven und Eisenbahn-Personenwagen; Richtlinie 2011/291/EU (2011) der Europäischen Union).

6.1 Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen

Die DIN EN 12663 definiert Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen. Daraus lassen sich Lastannahmen für die Auslegung von Lokomotiven und Wagen entnehmen. Die Festigkeitsanforderungen müssen durch Rechnungen und Versuche nachgewiesen werden. Hier können die verschiedenen Lastfälle nur in verkürzter Form dargestellt werden. Es wird dringend empfohlen, sich im Bedarfsfall in den jeweils gültigen Regelwerken zu informieren, besonders, weil diese in der Vergangenheit zahlreichen Änderungen unterlagen.

Schienenfahrzeuge werden nach DIN EN 12663 in folgende Kategorien eingeteilt:

- L: Lokomotiven,
- P-I: z. B. Reisezugwagen,
- P-II: z. B. Triebzuginheiten,
- P-III: z. B. U-, S-Bahn-Fahrzeuge und leichte Triebwagen,
- P-IV: z. B. leichte U-Bahn-Fahrzeuge und Stadtbahnfahrzeuge,
- P-V: z. B. Straßenbahnfahrzeuge,
- F-I: z. B. Güterwagen, die ohne Beschränkung rangiert werden können,
- F-II: z. B. Güterwagen, die weder über einen Ablaufberg noch durch Abstoßen rangiert werden dürfen.

6.1.1 Statische Lastannahmen

Abb. 6.1 zeigt für diese Fahrzeugkategorien statische Druck- und Zugkräfte, die von den Wagenkästen aufgenommen werden müssen.

³ TSI: Technische Spezifikationen für Interoperabilität, herausgegeben von der Kommission der EU. Sie sollen dafür sorgen, dass Schienenfahrzeuge möglichst durchgängig und sicher auf den Eisenbahnstrecken verschiedener Staaten verkehren können.

Fahrzeugkategorie nach DIN EN 12663-1

	L	P-I	P-II	P-III	P-IV	P-V	F-I	F-II
a	2.000	2.000	1.500	800	400	200	2.000	1.200
b	400	400	400	-	-	-	-	-
c	300	300	300	300	300	-	-	-
d	300	300	300	150	300	-	-	-
e	500	500	500	-	-	-	400	400
f	1.000	1.000	1.000	600	300	150	1.500	1.500

Abb. 6.1 Druck- und Zugkräfte für Wagenkästen nach DIN EN 12663-1; Angaben in kN

Weiterhin werden als statische Lastfälle in DIN EN 12663-1 senkrechte Lasten definiert. Sie hängen von den Fahrzeugreferenzmassen ab, die im Entwurf der DIN EN 15663⁴ dargestellt sind. Dieser Normentwurf teilt die Schienenfahrzeuge in drei Kategorien ein:

- (1) Hochgeschwindigkeits- und Fernverkehrszüge,
- (2) Personenfahrzeuge mit Ausnahme von Hochgeschwindigkeits- und Fernverkehrszügen,
- (3) Güterfahrzeuge.

Als normale Zuladung wird bei (1) eine 100 %-Besetzung der Sitzplätze vorgesehen. Jeder Fahrgast hat eine Masse von 80 kg (inkl. Gepäck). In Gepäckabteilen ist mit 300 kg/m^2 zu rechnen. Als außergewöhnliche Zuladung gelten zusätzlich 320 kg pro m^2 (vier Personen pro m^2) auf Stehflächen in Fahrgastbereichen.

Bei Kategorie (2) ist die Besetzung der Sitzplätze ebenfalls 100 %. Jeder Fahrgast hat eine Masse von 70 kg. Zusätzlich sind 280 kg pro m^2 Stehplatzfläche, 100 kg pro m^2 in Gepäckflächenbereichen und 300 kg/m^2 in Gepäckabteilen anzusetzen. Als außergewöhnliche Zuladung wird anstelle von 280 kg/m^2 (vier Personen) mit 500 kg/m^2 (sieben Personen) für Stehplatzflächen gerechnet.

Bei Güterfahrzeugen nach Kat. (3) wird immer die höchste zulässige Zuladung verwendet.

⁴ DIN e. V. (Hrsg.): Bahnanwendungen – Definition der Fahrzeugreferenzmassen. pr DIN EN 15663 (Entwurf), Beuth-Verlag, Berlin (2015).

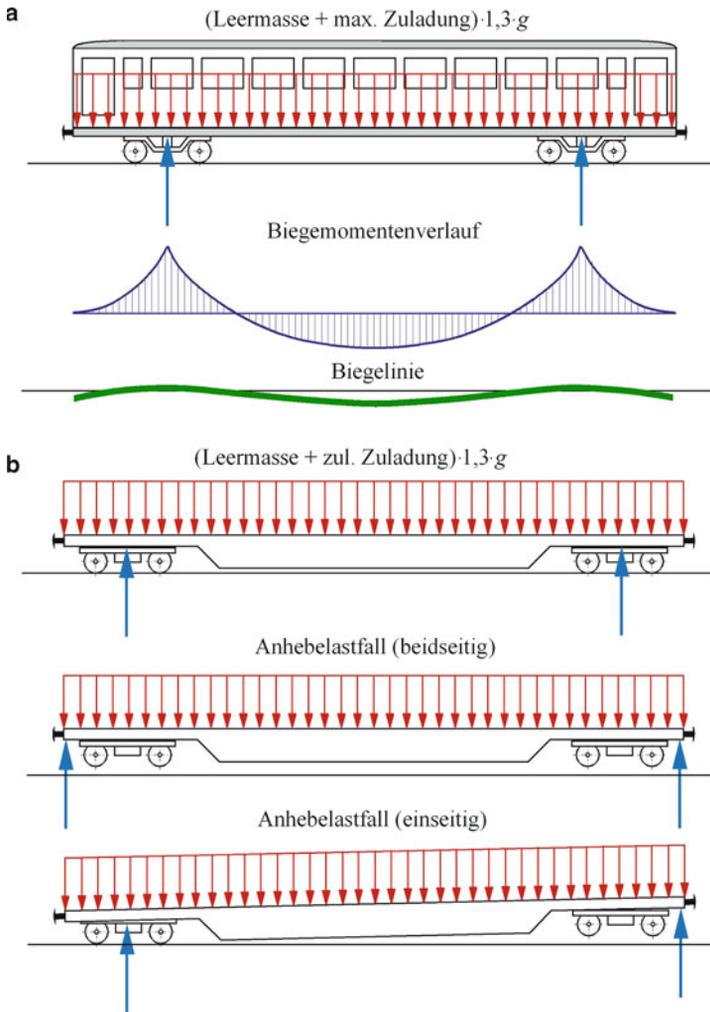


Abb. 6.2 Vertikale statische Belastungen. **a** an Personenzügen (mit Biegemomentenverlauf und Biegelinie), sowie **b** an Güterzügen

Die maximalen Massen aus Leermasse (ohne Drehgestelle) und maximalen Zuladungen werden mit einem Stoßfaktor von $1,3 \cdot g$ multipliziert, Abb. 6.2a. Die Leermasse ist nach pr DIN EN 15663 die Masse des Fahrzeugs im Anlieferungszustand einschließlich des Innenausbaus und der festgelegten Mengen an Schmierstoffen und flüssigen Betriebsstoffen, Werkzeugen und Notfallausrüstung.

Für Güterfahrzeuge werden die Leermasse und die zulässige Zuladung, multipliziert mit ebenfalls $1,3 \cdot g$, als vertikale Last angesetzt. Sowohl bei Personenzügen als auch bei Güterzügen ist auch der so genannte Anhebelastfall zu berücksichtigen. Die-

ser kommt infrage zum einen in der Werkstatt und zum zweiten, wenn ein entgleistes Schienenfahrzeug mittels Hydraulikzylindern angehoben und ins Gleis zurückgeschoben wird. Dabei werden die Drehgestelle mit angehoben (deren Masse ist zu berücksichtigen). Das Anheben erfolgt bei Personenzugfahrzeugen an definierten Anhebepunkten im leeren Zustand. Es ist jeweils die mit einem Stoßfaktor von $1,1 \cdot g$ multiplizierte Masse anzusetzen. Güterfahrzeuge müssen an definierten Anhebepunkten im beladenen Zustand angehoben werden können. Es sind das einseitige Anheben und das beidseitige Anheben zu berücksichtigen. Hierbei werden die Stoßfaktoren mit $1,0$ angenommen (siehe auch DIN EN 12663-2).

Weiterhin sind für statische Betrachtungen Lastfälle aus Längslasten (nach Abb. 6.1a, Pufferdruck) und Gewichtslasten (Leermasse + max. Zuladung ohne Stoßfaktor) zu kombinieren.

Für die Befestigung von Ausrüstungsgegenständen sind folgende Lasten aus Beschleunigung bzw. Verzögerung zu berücksichtigen: x -Richtung bis zu $5 \cdot g$, y -Richtung bis zu $1 \cdot g$ und z -Richtung bis zu $3 \cdot g$.

Für Güterwagen sieht die DIN EN 12663-2 weitere Lastfälle vor, z. B. für

- Überfahrklappen bei Flachwagen,
- Seitenwände bei Hochbordwagen,
- Befestigungen von Wechselbehältern und Containern,
- Seitentüren (Schiebetüren) geschlossener Wagen,
- Seiten- und Stirnrungen.

Die Spezifikationen für diese Lastfälle sollten direkt aus der Norm entnommen werden. Weiterhin sind in der DIN EN 12663-2 für leere und beladene Güterwagen Stoßtests (Auflauftests) auf einen festgebremsten Güterwagen mit 80 t Masse vorgesehen.

6.1.2 Dynamische Lastannahmen

Die DIN EN 12663-1 sieht neben den statischen Lastfällen auch Ermüdungslastfälle vor. Diese ergeben sich aus zyklischen Belastungen, die Ermüdungsschäden hervorrufen können:

- Änderungen der Zuladung, insbesondere bei S- und U-Bahnen und bei manchen Güterfahrzeugen,
- Be- und Entladezyklen, besonders bei Schienenfahrzeugen mit großen Verhältnissen von Zuladung zu Eigengewicht,
- Belastungen aus dem Fahrweg, also aus den in Abschn. 5.2 genannten Gleisunebenheiten,

- Aerodynamische Belastungen aus Zugbegegnungen, Tunnelfahrten und Seitenwind⁵,
- Antreiben und Bremsen.

Belastungen aus dem Fahrweg dürfen gewonnen werden aus dynamischen Modellen (Simulationen), aus gemessenen Daten über zu befahrende oder ähnliche Strecken sowie aus empirischen Daten (Beschleunigungen, Verschiebungen usw.). Eine äquivalente dynamische Belastung ist in DIN EN 12663-1 in Form von Beschleunigungsniveaus gegeben. So sind z. B. für Personenzüge der Kategorien P-I bis P-V Beschleunigungen in x -Richtung von $\pm 0,15 \cdot g$ bis zu $\pm 0,3 \cdot g$, in y -Richtung von $\pm 0,15 \cdot g$ bis zu $\pm 0,2 \cdot g$ und in z -Richtung von $(1,0 \pm 0,15) \cdot g$ bis zu $(1,0 \pm 0,3) \cdot g$ gegeben. Die Beschleunigungswerte sollen 10^7 -mal auftreten.

Für Personenzüge der Kategorien P-IV und P-V (leichte U-Bahn-, Stadtbahn und Straßenbahnfahrzeuge) werden in der VDV⁶-Schrift 152 [7] Belastungsfälle vorgegeben. Diese Richtlinie wird zurzeit (2016) überarbeitet, um sie auf die Anforderungen von Niederflurstraßenbahnwagen zu erweitern. Bei Letzteren ergeben sich aufgrund der begrenzten Sekundärfederwege offenbar höhere Ermüdungslasten als in DIN EN 12663-1 angegeben. Die Norm empfiehlt daher, die Lastannahmen für die Ermüdungsbeanspruchungen mittels Streckenfahrversuchen zu verifizieren.

6.1.3 Statische Versuche

Die DIN EN 12663-1 sieht für alle neu konstruierten Wagenkastenstrukturen statische Tests in einem Versuchsstand für einen serienkonformen Wagenkasten vor. Hierbei sind die rechnerischen Ergebnisse zu überprüfen. Für die aufgrund der rechnerischen Nachweise als hoch beansprucht erkannten Bereiche der Wagenkastenstruktur werden mittels Dehnmessstreifen die Spannungen ermittelt. Folgende Lastfälle sind zu untersuchen:

- Druckbelastungen,
- Zugbelastungen,
- Vertikale Belastungen,
- Anhebelasten,
- Ungünstige Lastkombinationen aus Druck- und Vertikalbelastung.

Zu messen sind Dehnungen an kritischen Punkten, z. B. am Langträger, an Obergurten und in den Ecken der Türen- und Fensterausschnitte. Zu ermitteln sind außerdem die Durchbiegung zwischen den Auflagestellen sowie jede mögliche bleibende Durchbiegung und jede bleibende Dehnung.

⁵ Siehe hierzu die Normenreihe DIN EN 14067: DIN e. V. (Hrsg.): Bahnanwendungen – Aerodynamik. Teil 1–6, Beuth Verlag, Berlin (2003–2011).

⁶ VDV: Verband Deutscher Verkehrsbetriebe e. V.; Sitz: Köln.



Abb. 6.3 Einsetzen eines Straßenbahnwagenkastens in einen Druckstand für statische Tests. (Nach Werkfoto: PJ-Messtechnik)

Dynamische Tests und Prüfungen auf der Strecke sieht die DIN EN 12663-1 nicht grundsätzlich vor. Ermüdungsprüfungen sollten durchgeführt werden, „falls die Berechnung kritische Unsicherheiten beinhaltet oder für dieses Detail keine Daten über die strukturelle Leistungsfähigkeit existieren.“

Abb. 6.3 zeigt die Vorbereitung eines Tests an einem Straßenbahnwagen in einem Druckstand. Die horizontalen Lasten werden durch Hydraulikzylinder aufgebracht. Für die Vertikallasten aus Beladung werden üblicherweise Gewichte im Wagenkasten platziert. Auch eine Aufbringung der Vertikallasten durch Hydraulikzylinder ist auf bestimmten Druckständen möglich und vereinfacht die Versuchsvorbereitung und -durchführung.

6.1.4 Crashgerechte Auslegung

Es ist anerkannt, dass es praktisch weder möglich ist, die Fahrzeugstruktur so zu konstruieren, dass die Insassen in allen möglichen Unfallsituationen geschützt sind, noch alle möglichen Fahrzeugkombinationen zu betrachten. Es ist daher notwendig, ein bestimmtes Schutzniveau entsprechend den üblichen Kollisionsrisiken vorzusehen [DIN EN 15227].⁷

Im Eisenbahnverkehr werden aktive Sicherheitsmaßnahmen zur Vermeidung von Kollisionen angewendet. Das Betriebskonzept von Eisenbahnen ermöglicht grundsätzlich bereits eine sehr viel höhere Sicherheit als im Straßenverkehr. Die crashgerechte Auslegung von Schienenfahrzeugen schützt daher die Fahrzeuginsassen, wenn die aktiven Sicherheitsmaßnahmen versagen. Die Unfallfolgen werden reduziert und ein ausreichender Überlebensraum sichergestellt.

Die DIN EN 15227 definiert Kollisionssicherheits-Auslegungskategorien von Schienenfahrzeugen:

- C-I: Fahrzeuge für den Betrieb auf transeuropäischen Netzen (TEN), internationalen, nationalen und regionalen Strecken (mit Bahnübergängen), z. B. Lokomotiven, Reisezugwagen und Triebwagen,
- C-II: Städtische Fahrzeuge ausschließlich für ein geschlossenes Netz ohne Schnittstellen mit dem Straßenverkehr, z. B. U-Bahn-Fahrzeuge,
- C-III: Leichte Nahverkehrsfahrzeuge für städtische und/oder regionale Netze mit gemeinsamer Gleisbenutzung von Vollbahnstrecken und mit Schnittstellen zum Straßenverkehr, z. B. Leichttriebwagen und Regio-Stadtbahnen,
- C-IV: Leichte Nahverkehrsfahrzeuge ausschließlich für Stadtnetze mit Schnittstellen zum Straßenverkehr, z. B. Straßenbahnfahrzeuge.

Außerdem werden Auslegungs-Kollisionsszenarien für die obigen Auslegungskategorien definiert:

- (1) Frontalzusammenstoß von zwei identischen Zugeinheiten; für C-I mit 36 km/h, für C-II und C-III mit 25 km/h und für C-IV mit 15 km/h,
- (2) Kollision mit einem 80-t-Güterwagen, für C-I mit 36 km/h und für C-III mit 25 km/h (C-II und C-IV sind nicht betroffen),
- (3) Kollision mit 110 km/h mit einem 15 t schweren beweglichen, deformierbaren Hindernis (Lkw am Bahnübergang) für C-I und mit 25 km/h für C-III (C-II ist nicht betroffen); für C-IV Kollision mit 3 t schwerem starren Hindernis mit 25 km/h.

⁷ DIN e. V. (Hrsg.): Bahnanwendungen – Anforderungen an die Kollisionssicherheit von Schienenfahrzeugkästen. DIN EN 15227, Beuth Verlag, Berlin (2011).

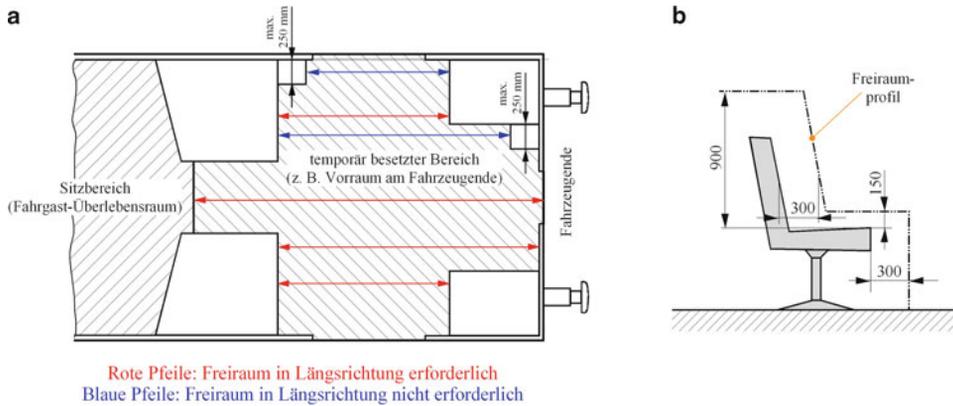


Abb. 6.4 Freiräume nach DIN EN 15227. **a** an Stauchzonen z. B. im Vorraum, **b** für den Fahrersitz

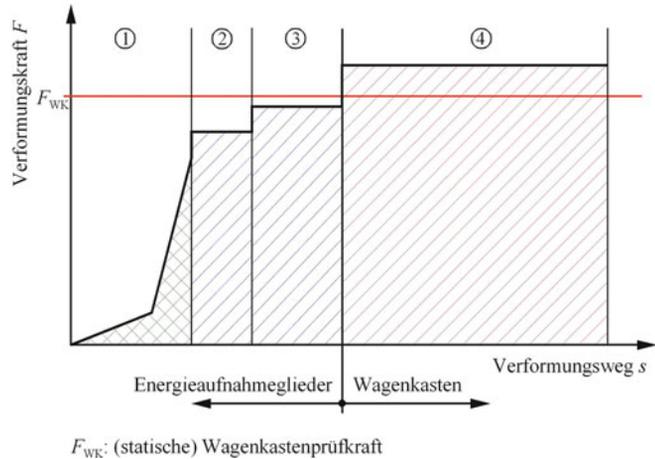
Die Norm fordert folgende Maßnahmen zum Schutz der Fahrzeuginsassen im Kollisionsfall:

- Verminderung des Aufkletterrisikos (s. u.),
- Kontrollierte Absorption der Kollisionsenergie,
- Aufrechterhaltung des Überlebensraumes und der strukturellen Integrität von Bereichen, die von Personen besetzt sind (siehe Abb. 6.4),
- Begrenzung der Verzögerungen (bei den Szenarien (1) und (2) auf $5 \cdot g$ und für Szenario (3) auf $7,5 \cdot g$),
- Verminderung des Entgleisungsrisikos und Begrenzung der Folgen einer Kollision mit Hindernissen im Gleis (hierzu werden in der DIN EN 15227 Anforderungen an Bahnräumer definiert).

Ein Aufkletterschutz (siehe Abb. 6.6) verhindert, dass sich ein Wagenkasten im Falle einer Kollision mit seinem längssteifen Untergestell über das Untergestell eines anderen Wagenkastens schiebt und dabei die weichere Struktur und somit den Überlebensraum oberhalb des Langträgers deformiert oder zerstört. Nach DIN EN 15227 können die entsprechenden Nachweise durch Crash-Simulationen (nichtlineare Finite-Element-Berechnungen) geführt werden, da Crashversuche an realen Schienenfahrzeugen mit sehr hohen Kosten verbunden wären. An einzelnen Komponenten der Fahrzeugstruktur, z. B. an den speziellen Crashelementen, sind dynamische Versuche vorzunehmen, um Daten für die Kalibrierung der Rechenmodelle zu gewinnen.

Die Stoßenergie bei Kollisionen wird bei Eisenbahnfahrzeugen nach einem dreistufigen System aufgenommen, Abb. 6.5. Dort ist die Verformungskraft über dem Verformungsweg aufgetragen. Zunächst wird über die Puffer bzw. über elastische Elemente in der Anlenkung der Mittelpufferkupplung die Stoßenergie durch elastische Verformung aufgenommen ①. Bei Seitenpuffern der Eisenbahn beträgt der elastische Verformungsweg

Abb. 6.5 Aufnahme von Stoßenergie durch elastische und plastische Verformung. (Nach DIN e. V. (Hrsg.): Längsfestigkeit der Fahrzeugkästen von Leichttriebwagen. DIN 5560, Beuth Verlag, Berlin (2002))



105 bis 150 mm, je nach Pufferbauart. Meist ist die Kennlinie der Pufferfedern geknickt linear. Diese Verformungen sind reversibel. Die weitere Energieaufnahme läuft dann in Crashelementen irreversibel ab, ② und ③. In diesen Bereichen wird die Stoßenergie durch plastische Verformung aufgenommen. Ziel dabei ist, die statische Wagenkastenprüfkraft nicht zu erreichen. Nach einem entsprechenden Stoß bliebe der Wagenkasten unverformt; lediglich die Crashelemente (und die sie abdeckenden Verkleidungen) müssten ausgetauscht werden.

Dies wird an Abb. 6.6 verdeutlicht. Es zeigt die Crashelemente am Fahrzeugkasten einer elektrischen Lokomotive. Der mit ① bezeichnete Verformungsweg ist rein elastisch und wird von der Pufferfeder aufgebracht. Der Verformungsweg ② findet durch plastische Umformung des Puffergehäuses statt. Bleibt die Stoßenergie bzw. die Stoßkraft begrenzt, muss nur der Puffer ausgetauscht werden. Bei noch größerer Stoßkraft verformt sich auch das Stoßverzehrglied um den Verformungsweg ③. In diesem Fall wären Puffer und Stoßverzehrglied auszutauschen. In jedem Fall bleibt die Struktur des Fahrzeugkastens abgesehen von reversiblen elastischen Verformungen unbeschädigt.

Unter der Frontmaske eines Triebzugs sind mehrere Crashelemente eingebaut, die die Kollisionsszenarien nach DIN EN 15227 abdecken, siehe Abb. 6.7: Auf Höhe der Seitenpuffer von Regelfahrzeugen befinden sich Crashelemente für den Aufprall auf gleichartige Fahrzeuge bzw. den festgebremsten Güterwagen (Szenarien (2) und (3), s. o.). Etwas höher sind die Crashelemente für den Aufprall auf den Lkw nach Szenario (3) eingebaut. Ein elastisches und ein weiteres sich plastisch verformendes Crashelement besitzt die in Abb. 6.7 noch fehlende Scharfenbergkupplung. Bei letzterer wird z. B. ein Rohr verwendet, in das sich im Crashfall ein kegelförmiger Dorn einschiebt und es plastisch aufweitet. Dabei wird Stoßenergie in Verformungsenergie umgesetzt. Die Crashelemente in Form eines Pyramidenstumpfes in Abb. 6.7 nehmen Stoßenergie durch plastisches Faltenbeulen auf, das durch die Formgebung der Seitenflächen der Elemente unterstützt wird.



Abb. 6.6 Verformungselemente an einer Elektrolok. (Nach Foto: Uwe Beika, TU Berlin, https://www.schienevzg.tu-berlin.de/menue/forschung/passive_sicherheit/, aufgerufen am 10.02.2016)

Abb. 6.8 zeigt für ein Straßenbahnfahrzeug den Aufbau der Crashmodule. Da das Fahrzeug nicht für das Fahren im Zugverband vorgesehen ist, fehlen elastische Verformungselemente. Für Aufprallgeschwindigkeiten bis 5 km/h wird nur der Stoßbalken verformt. Die Kopfverkleidung des Fahrzeugs bleibt weitgehend unbeschädigt. Bei höheren Aufprallgeschwindigkeiten bis 15 km/h (Fahrzeug gegen identisches Fahrzeug, siehe oben,



Abb. 6.7 „Crashkopf“ des Elektrotriebwagens Coradia Continental. (Nach Werkfoto: Alstom)

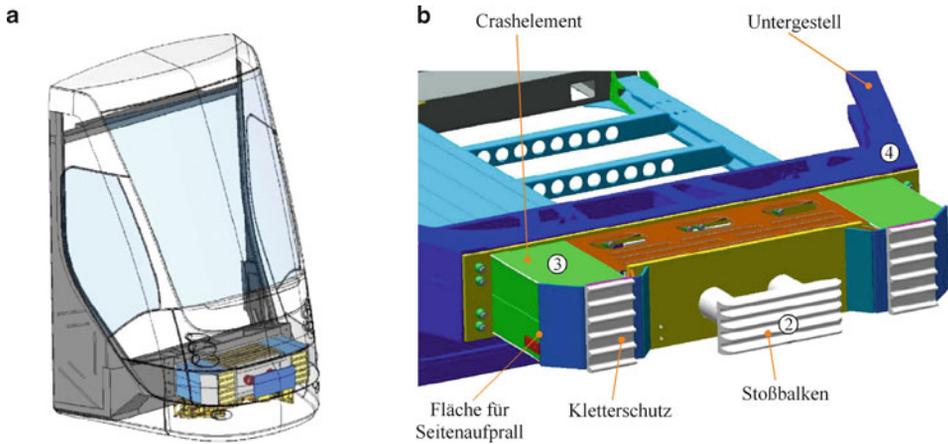


Abb. 6.8 Crashelemente im Straßenbahnwagen „Avenio“. (Nach Werkbilder: Siemens)

Kollisionsszenario (1) für C-IV) wird die zweite Stufe des Crashabsorbers bei definiertem Kraftniveau (3) nach Abb. 6.5) verformt. Damit sind begrenzte Schäden am Fahrzeugkopf verbunden, das Fahrzeuguntergestell bleibt aber geschützt. Die in Abb. 6.8 bezeichnete Fläche für den Seitenaufprallschutz erfüllt eine weitere Anforderung der DIN EN 15227, den Aufprall von C-IV-Fahrzeugen gegen ein 45°-Hindernis. In Abb. 6.8 (wie auch in Abb. 6.7) ist außerdem der oben angesprochene Kletterschutz zu erkennen: Durch die waagerechte „Verzahnung“ dieser Elemente soll durch Verhaken der Kollisionspartner das Aufklettern verhindert werden.

6.2 Geschichtliche Entwicklung und heutiger Stand bei Eisenbahn-Personenwagen

Einen Überblick über die seit der Einführung der Eisenbahn bis heute verwendeten Bauweisen von Personenfahrzeugen der Eisenbahn gibt Abb. 6.9. Die ersten Eisenbahnfahrzeuge zu Anfang des 19. Jahrhunderts wurden von Stellmachern (Wagnern) in traditioneller Holzbauweise entsprechend den damals bekannten Kutschen und Pferde-Lastwagen erstellt. Sowohl Wagenkästen von Personen- als auch von Güterwagen bestanden aus Holz. Lediglich Beschlagteile und Verbindungselemente wie Bolzen und Schrauben waren aus Stahl. Ein Beispiel eines Personenwagens zeigt Abb. 6.10.

Untergestell und Aufbau bestehen aus Holz. Selbst die Puffer sind aus Holz hergestellt; die „Pufferteller“ aus Leder sind mit Heu gepolstert. Lediglich Radsatzhalter, Radlager, Federn, Radsätze und Zugeinrichtung wurden aus Metall gefertigt. Der Wagen ist als Abteilwagen aus drei Abteilen mit sechs Außentüren aufgebaut. Entstanden ist diese Reisezugwagenbauart aus hintereinander gesetzten Kutschenaufbauten auf einem Untergerüst. Lediglich die Wagen erster Klasse besaßen geschlossene Aufbauten. Wagen zweiter Klas-

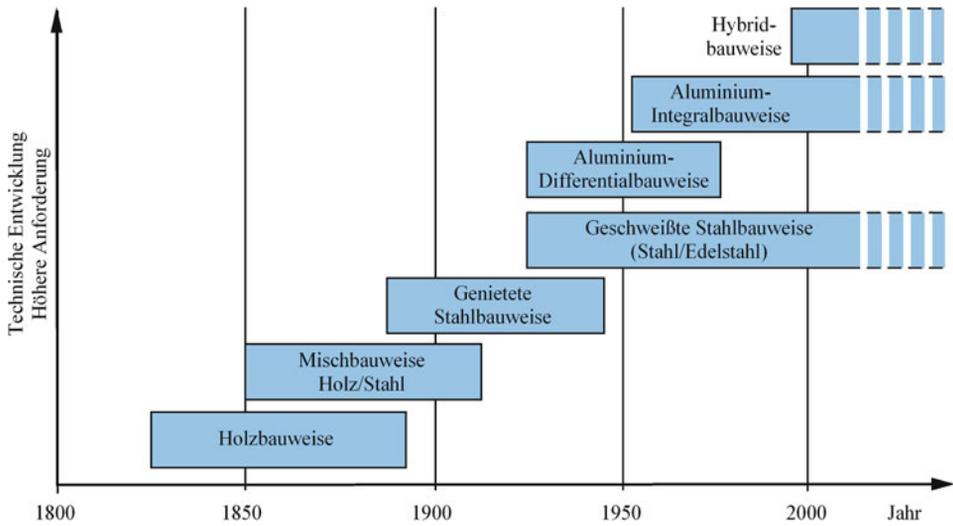


Abb. 6.9 Bauweisen von Schienenfahrzeugen. (Nach: Gerhard, T.; Meyer, G.; Altenburg, K.: Revolution oder Evolution? – Betrachtungen zu Werkstoff- und Bauweisenentwicklung für Schienenfahrzeuge. Eisenbahntechn. Rundschau 51(2002)H. 1/2, S. 13–23)



Abb. 6.10 Offener Personenwagen aus Holz für die Breslau-Schweidnitz-Freiburger Eisenbahn, 1842; Original im Museum für Verkehr und Technik in Berlin

se waren überdacht, aber oberhalb der Brüstung offen. Der gezeigte Wagen dritter Klasse hat weder Dach noch Fenster.⁸

Bei Unfällen boten Eisenbahnfahrzeuge aus Holz den Fahrgästen meist keinen Überlebensraum, weil die Aufbauten weitgehend zerstört wurden. Splitterndes Holz führte zu schweren Verletzungen und oft gerieten die Fahrzeuge in Brand. Als Mitte des 19. Jahrhunderts aufgrund hoher Nachfrage auch die Holzpreise anstiegen, setzte sich bei den Eisenbahnwagen das Untergestell aus Stahl mit weiterhin einem Aufbau aus Holz durch, Abb. 6.11. Die Außenbeblechung der Seiten- und Stirnwände bestand aus Stahl. Um die Verbindung des hölzernen Wagenkastens mit dem Untergestell zu verbessern und die Steifigkeit des Aufbaus zu erhöhen, wurden diagonale Zugbänder aus Flachstahl außen auf die senkrechten und waagerechten Kanthölzer der Wände aufgeschraubt, siehe Abb. 6.11. Da im Wesentlichen das Untergestell die Längskräfte und Biegemomente aufnehmen musste, erhielt es eine Verstärkung durch ein Sprengwerk (siehe Abb. 6.11). Hierbei wurden die Biegezugspannungen auf der Unterseite des Untergestells durch Zugspannungen in den Stäben des Sprengwerks verringert.

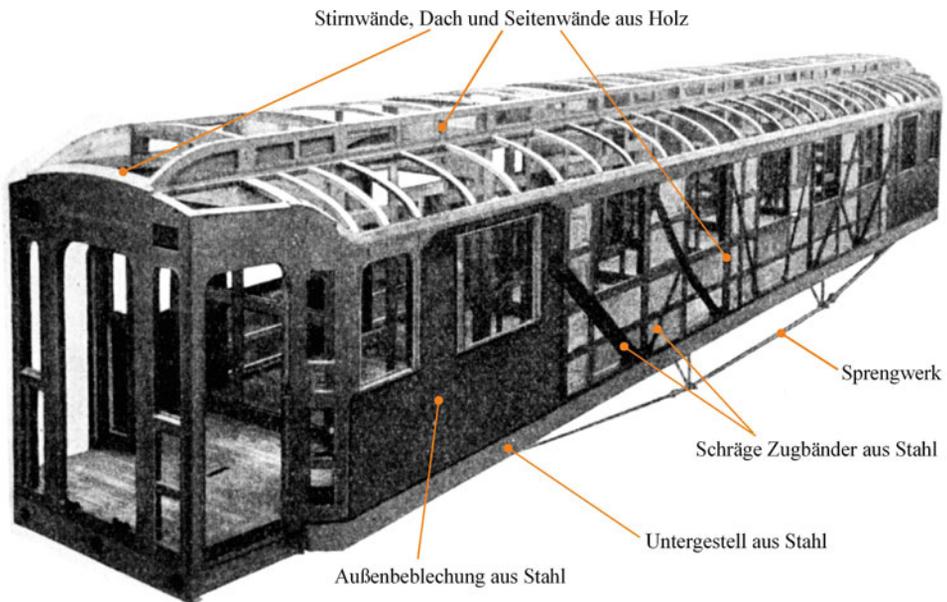


Abb. 6.11 Reisezugwagen in Mischbauweise Holz/Stahl. (Nach Werkfoto: LHB)

⁸ Zur Geschichte des Reisezugwagen- und Güterwagenbaus siehe auch: Ihme, J.: 150 Jahre Reisezugwagenbau in Deutschland. Eisenbahntechn. Rundschau 34(1985)H. 7/8, S. 589–594, sowie: Schwerin, G.: Der Güterwagen in Deutschland in der historischen Betrachtung. Eisenbahntechn. Rundschau 34(1985)H. 7/8, S. 595–602.

Bei Unfällen wurden oft durch Überpufferung⁹ die Wagenkästen von den Untergestellen getrennt. Der Schutz der Fahrgäste war hierbei gering. Durch die funktionale Trennung von Untergestell (Tragfunktion) und Wagenkasten (Unterbringung der Fahrgäste) besaßen die Fahrzeuge eine relativ hohe Masse.

Gegen Ende des 19. Jahrhunderts setzte sich daher die Ganzstahl-Bauweise durch. Da die Schweißtechnik noch nicht ausreichend entwickelt war, wurden die Wagenkästen genietet, Abb. 6.12. Dabei wurden überwiegend Standard-Warmwalzprofile verwendet, z. B. U-, T- und L-Profile, aber auch Spezial-Wagenbauprofile, z. B. Z-Profile sowie aus Blech gekantete Profile. Bis auf die Verbindungstechnik (Niet- statt Schweißverbindungen) zeigen die Wagenkästen bereits viele Merkmale heutiger Stahl-Wagenkästen. Insbesondere sind erste Bestrebungen zum Leichtbau festzustellen, da neben dem Untergestell auch Seitenwände und Dach Tragfunktionen übernehmen. Das Nieten erfordert aber eine Überlappung der zu verbindenden Bauteile, so dass grundsätzlich die Masse höher ist als beim Stumpfschweißen.

Der untere Langträger¹⁰ ist meist ein U-Profil. Das Kopfstück nimmt die Zug- und Stoßeinrichtung (Zughaken und Puffer) auf. Die Zug- und Stoßkräfte müssen vom Kopfstück in die Langträger eingeleitet werden. Daher ist das Kopfstück entsprechend kräftig

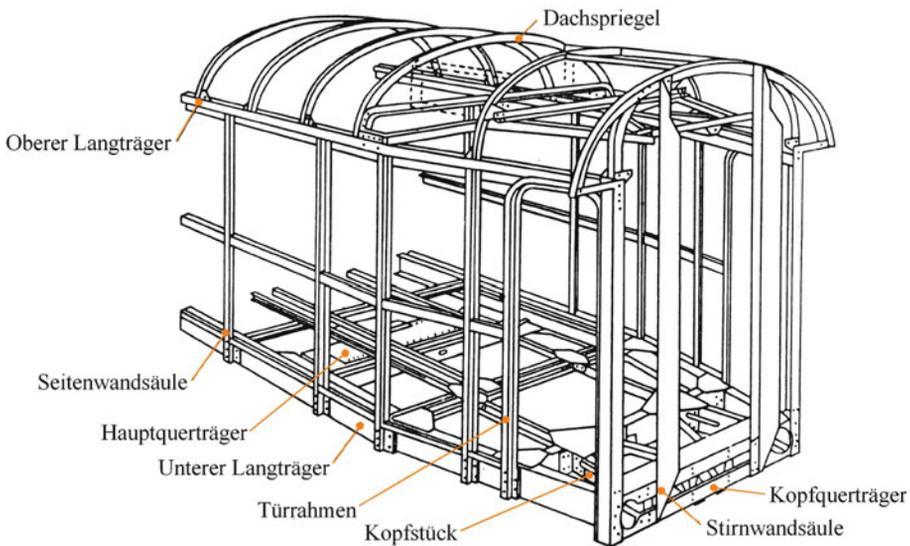


Abb. 6.12 Kastengerippe eines Reisezugwagens in genieteter Stahlbauweise. (Nach Deinert [12])

⁹ Bei der Überpufferung schieben sich bei z. B. bei Zugzusammenstößen die Untergestelle der Wagen übereinander. Hölzerne Wagenkästen wurden dabei meist vom Untergestell „abrsiert“ und zerstört.

¹⁰ Beim Schienenfahrzeug spricht man vom „Langträger“, während das entsprechende Bauteil beim Lkw und Lkw-Anhänger „Längsträger“ genannt wird.

ausgebildet. Es besteht meist aus dem Kopfquerträger und einem weiteren, parallel dahinter liegenden Querträger, die über Diagonalstäbe und Verstärkungsbleche verbunden sind. Am Hauptquerträger ist das Laufwerk angeordnet, bei Drehgestellfahrzeugen der Drehzapfen und die seitlichen Gleitstücke (siehe auch Kap. 5). Auch der Hauptquerträger ist daher eine aus mehreren Profilen, Versteifungen und Deckblechen gebildete Baugruppe. Das Seitenwandgerippe ist eine Fachwerkkonstruktion aus offenen Profilen, auf die das Außenblech genietet wird. Geschlossene (Stahl-)Profile (Rund-, Oval-, Rechteckrohre) sind als tragende Bauteile im Schienenfahrzeugbau bis heute weniger anzutreffen, da die Innenkorrosion durch Schwitzwasser schlecht beherrschbar ist¹¹.

Ein weiterer Entwicklungsschritt war in den dreißiger Jahren des 20. Jahrhunderts der selbsttragende Wagenkasten, der die Forderungen nach einer Absenkung der Fahrzeugmasse erfüllte. Zu dieser Zeit war das Stumpfschweißen anwendungsreif entwickelt. Abb. 6.13 zeigt das Kastengerippe eines vierachsigen Reisezugwagens aus dem Jahre 1942. Neben einer Senkung der Fahrzeugmasse (verbunden mit einer Verringerung der Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstände; siehe Kap. 2) wurden die Wagenkästen mit heruntergezogenen seitlichen Schürzen zur Verkleinerung des Luftwiderstandes ausgestattet. Im Kastengerippe werden keine Walzprofile mehr verwendet, sondern gekantete Blechprofile sowie leichte Strangpressprofile. Das Gerippe wird durch das Außenblech versteift. Seitenwände und Dach tragen mit. Das Untergestell wird leichter, weil es nur geringere Belastungen aufnehmen muss [12].

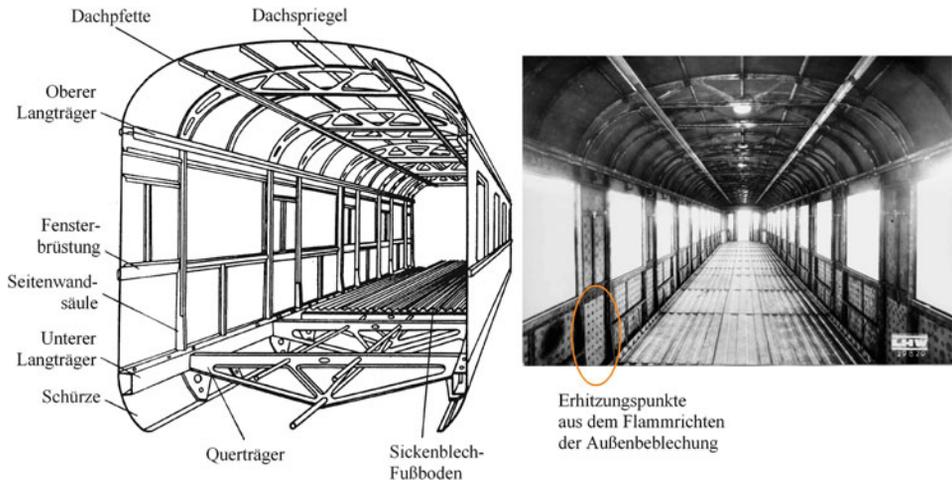


Abb. 6.13 Kastengerippe eines Reisezugwagens in selbsttragender Bauweise. (Nach Deinert [12] und Werkfoto: LHB)

¹¹ Bei heutigen Wagenkästen werden teilweise auch geschlossene Profile eingesetzt. Allerdings müssen dann Maßnahmen zur Verhinderung von Innen-Korrosion getroffen werden, z. B. durch die Verwendung nichtrostender Stähle oder durch Kataphorese-Tauchlackierung.

Die im Foto in Abb. 6.13 auf der Innenseite der Außenbeblechung zu erkennenden Punkte stammen aus dem Flammrichten. Die Beblechung wird auf der Innenseite durch kurze (Schritt-)Schweißnähte mit dem Seitenwandgerippe verschweißt. Durch die damit verbundene Wärmeeintragung beulen die Seitenwandbleche örtlich aus und die Seitenwandoberfläche wirkt sehr uneben. Mit Hilfe des Flammrichtverfahrens lässt sich eine weitgehend ebene Oberfläche der Seitenwand erreichen. Dabei wird die Wärmedehnung auf einer Seite des Bleches mit Hilfe von z. B. Spannmagneten behindert, während von der anderen Seite durch eine Lochmaske mittels Azetylen-Sauerstoff-Flamme punktweise bis zur hellen Rotglut erhitzt wird. Durch die Eigenspannungen des Bleches kommt es so im Bereich der Wärmepunkte zu einer plastischen Stauchung des Materials und damit zu einer Straffung der Bleche nach dem Erkalten¹². Dieses Verfahren erfordert einen hohen Arbeitsstundenaufwand. Für eine auch unter Lichteinfall eben wirkende Außenhaut muss in den meisten Fällen vor der Lackierung die Wandfläche zusätzlich gespachtelt und geschliffen werden, was ebenfalls mit hohen Kosten verbunden ist. Durch Einsatz von Punkt- oder Laserschweißen beim Verbinden der Seitenwandstruktur mit den Verkleidungsblechen kann das Beulverhalten vermindert werden.

Die Konkurrenz zwischen Kraftwagen und Eisenbahn erforderte schon ab etwa 1930 eine Senkung der Zugförderkosten, d. h. die Abkehr vom personalintensiven Dampflokbetrieb insbesondere im leichten Personenverkehr. Verbrennungsmotoren hoher Leistung standen noch nicht zur Verfügung, so dass der Ausweg die Entwicklung leichter (Diesel-)Triebwagen war. Erkenntnisse aus dem inzwischen hoch entwickelten Leichtbau bei Flugzeugen wurden auf den Waggonbau übertragen. So entstanden leichte, selbsttragende Wagenkästen in Spanten- bzw. Röhrenbauweise. Abb. 6.14 zeigt als Beispiel den Wagenkasten eines Dieseltriebwagens von 1952 (ehemalige DB-Baureihen VT 08.5/VT 12.5).

Der Wagenkasten bildet hierbei eine geschlossene Röhre mit hoher Druck-, Biege- und Torsionssteifigkeit. Typisch für diese Bauweise (siehe auch Abb. 6.13) ist die Verwendung von Sickenblechen im Fußboden und (siehe Abb. 6.14) auch als unterer Abschluss der Bodenwanne. Sickenbleche besitzen eine wesentlich höhere Biege-, Beul- und Drucksteifigkeit als ein glattes Blech. Teilweise werden bei Wagenkästen dieser Bauweise Sickenbleche auch für die Seitenwände und das Dach eingesetzt. Damit lässt sich das oben erwähnte Flammrichten vermeiden. Die nach unten geschlossene Bodenwanne sorgt auch für ein niedrigeres Geräuschniveau im Fahrgastraum.

Allerdings hat die selbsttragende Bauweise auch Nachteile: Der Fertigungsaufwand ist hoch und es können kaum Großsektionen (Untergestell, Seitenwände, Dach) vorgefertigt werden. Durch die geschlossene Bodenwanne sind die Einbaumöglichkeiten und die Zugänglichkeit von Unterflur-Aggregaten (z. B. Motor/Getriebe, Heizung, Klimaanlage, Tank, Abwasserbehälter für Toiletten usw.) erschwert. Die Röhrenbauweise hat sich daher

¹² Eine ausführliche Beschreibung dieses Verfahrens ist in einer Bachelorarbeit zu finden, die an der HAW Hamburg angefertigt wurde: Weidke, T.: Thermisches Richten im Schienenfahrzeugbau. Bachelorarbeit HAW Hamburg (2012); aufgerufen am 12.01.2015 unter: http://edoc.sub.uni-hamburg.de/haw/volltexte/2012/1726/pdf/Thermisches_Richten_im_SFbau.pdf.

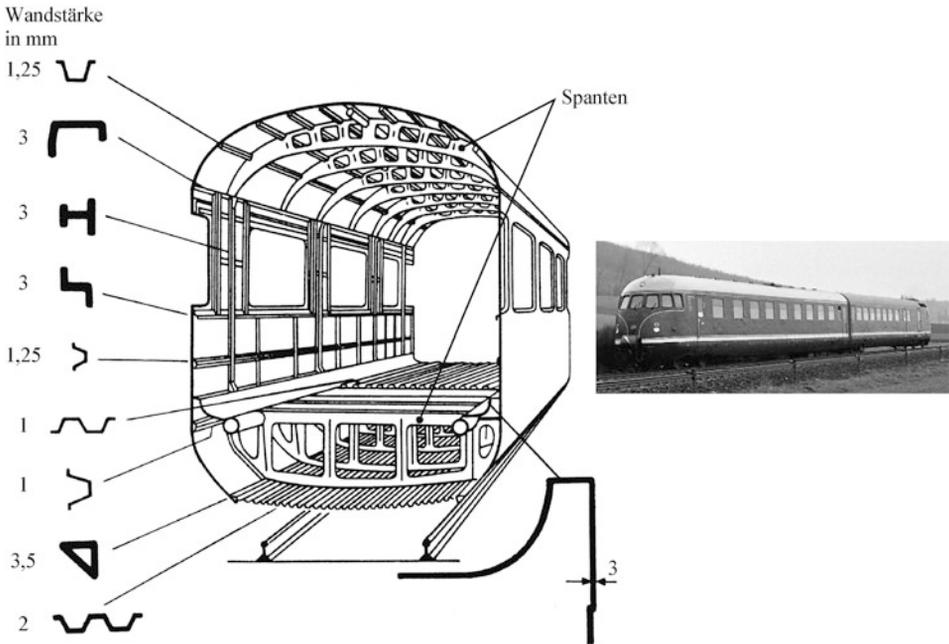


Abb. 6.14 Wagenkasten der Dieseltriebwagen VT08.5/VT12.5 von 1952. (Skizze links nach Tasschinger [53])

nicht breit durchsetzen können, sondern blieb auf Spezialanwendungen, z. B. im Triebwagenbau, beschränkt. Aus den genannten Gründen besaß z. B. der Abb. 6.14 gezeigte Dieseltriebwagen ein so genanntes Maschinendrehgestell, d. h. Motor und hydraulisches Getriebe waren im Antriebsdrehgestell und nicht unterflur angeordnet.

Abb. 6.15 zeigt einen Reisezug-Wagenkasten in einer fertigungsgerechten Konstruktion in Stahl, in der so genannten Sektionsbauweise¹³. Hierbei können die Großbaugruppen Untergestell, Seitenwände, Stirnwände und Dach vorgefertigt und dann in entsprechenden Vorrichtungen zum Wagenkasten verschweißt werden. Dadurch ist eine rationelle Fertigung unter teilweiser Automatisierung der Schweißarbeiten möglich. Durch die Parallelisierung der Baugruppen- und der Wagenkastenmontage kann auch die Auftragsdurchlaufzeit verkürzt werden. Die Sektionsbauweise wird daher besonders in der Serienfertigung von Reisezug- und Triebwagen verwendet.

In Abb. 6.16 ist der Wagenkasten eines zweiteiligen dieselektrischen Nahverkehrs-trieb-wagens für die Eisenbahngesellschaft Altona-Kaltenkirchen-Neumünster (AKN) dargestellt. Jeder Fahrzeugteil besitzt einen Unterflur-Dieselmotor mit angeflanschem Dreh-

¹³ Vom Int. Eisenbahnverband UIC wurden Anfang der 1960er Jahre Reisezugwagen standardisiert. Die Typen X und Z sind über Puffer 26.400 mm lang, der Typ Y 24.500 mm (UIC-Standard 567). Vom Waggonbau der DDR wurden große Serien des Wagentyps Y für osteuropäische Bahnen und die DR gebaut.

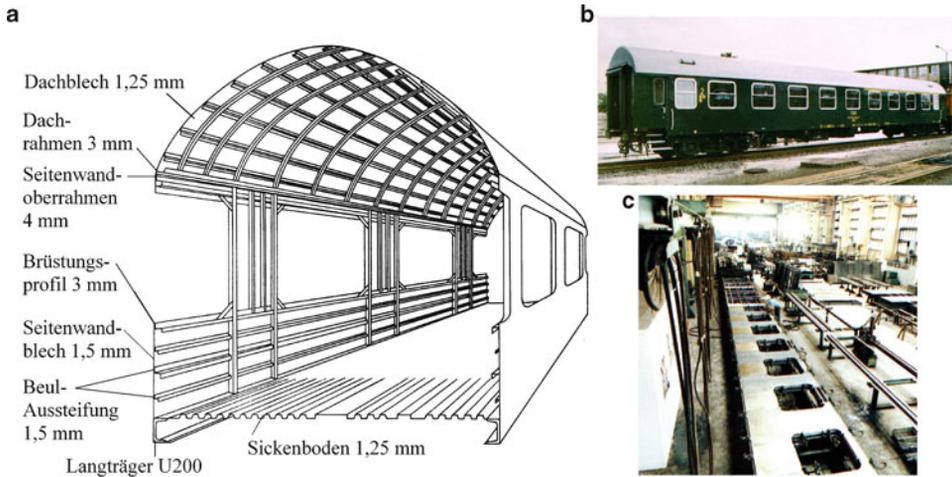


Abb. 6.15 a Sektionsbauweise eines Reisezugwagens des Typs Y (nach Deinert [12]), b Ansicht des Fahrzeugs, c Fertigung von Seitenwänden auf einer Taktstraße in Großvorrichtungen. (Werkfotos: DWA, Werk Bautzen)

stromgenerator. Die Radsätze der beiden außenliegenden Drehgestelle werden über je einen eigenbelüfteten Gleichstrommotor angetrieben. Das mittlere Jakobsdrehgestell ist antriebslos (Achsfolge $Bo'[2']Bo'$).

Bei diesem Fahrzeug wurden auf ein Kastengerippe aus Baustählen S235 und S355 Edelstahlbleche aufgeschweißt. Im Bereich der Schürzen und des Fensterbandes wurden Glattbleche verwendet, während die Seitenwände zwischen Schürzen und Fensterbrüstung gesickt sind ebenso wie die Dachrandverkleidung. Die gesickten Außenbleche sind unlackiert. Im Untergestell sind Kanäle für Kabel und Luftführungen integriert: Die Fahrzeuge besitzen elektrische Fahrmotoren, die bei Betriebsbremsungen von v_{\max} bis zur Geschwindigkeit von 20 km/h das Fahrzeug generatorisch über Bremswiderstände verzögern. Ab 20 km/h bis zum Stillstand setzt die mechanische Scheibenbremse ein. Die Luftkanäle werden zur Kühlung der Bremswiderstände und der Fahrmotoren benötigt. Warmluftkanäle dienen der Heizung des Fahrgastraums. Das Fahrzeug besitzt Mittelpufferkupplungen der Bauart Scharfenberg. Daher sind die Mittellangträger kräftig ausgebildet, denn sie übernehmen im Wesentlichen die Zug- und Druckkräfte beim Fahren im Zugverband.

Die in den Abb. 6.12 bis 6.16 gezeigten Beispiele sind Stahlkonstruktionen, bei denen Gewichtsvorteile durch den beschriebenen Formleichtbau erreicht wurden. Bereits in den 1930er Jahren wurden einzelne Wagenkästen für Triebwagen aus Leichtmetall gebaut. Zunächst wurde dabei die Stahlbauweise nachgeahmt, d. h. es wurden einfache Profile und Bleche verwendet („Differentialbauweise“). Der Werkstoff Aluminium bietet aber die Möglichkeit, auch komplizierte Profilformen durch Strangpressen herzustellen. Damit können Funktionen der Tragstruktur in wenigen Großprofilen zusammengefasst werden („Integralbauweise“). Abb. 6.17 zeigt den Vergleich der beiden Bauweisen.

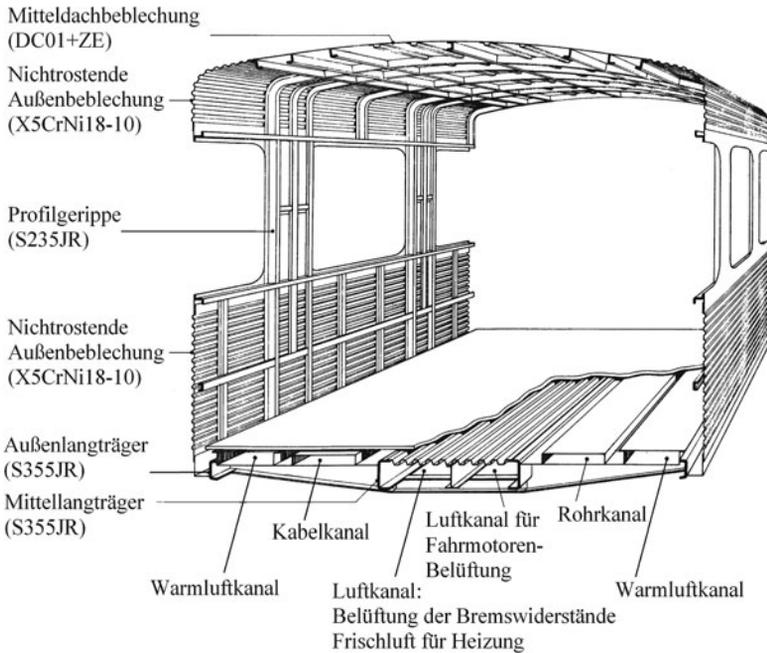


Abb. 6.16 Wagenkasten des dieselelektrischen Doppel-Triebwagens VT2E; kombinierte Bauweise aus Baustählen S235JR und S355JR sowie Edelstahl X5CrNi18-10. (Skizze oben aus: Haug, A.: Waggonbau als Stahlbau. Der Stahlbau 47(1978)H. 6, S. 161–169 und H. 7, S. 205–211)

Einen Übergang von der Differential- zur Integralbauweise in Aluminium stellt der ET 420 aus dem Jahre 1969/70¹⁴ dar, Abb. 6.18. Dieser Wagenkasten wurde aus ca. 30 verschiedenen Aluminium-Strangpressprofilen erstellt. Viele davon waren noch offene Profile. Es wurden nach wie vor Bleche als Glatt- und als Sickenbleche verwendet. Der Fügeaufwand war daher hoch. Für diesen dreiteiligen Triebzug wurden die beiden Endwa-

¹⁴ „Olympia-Triebzug“, Elektro-Triebzug für das zur Olympiade 1972 eingerichtete S-Bahn-Netz München.

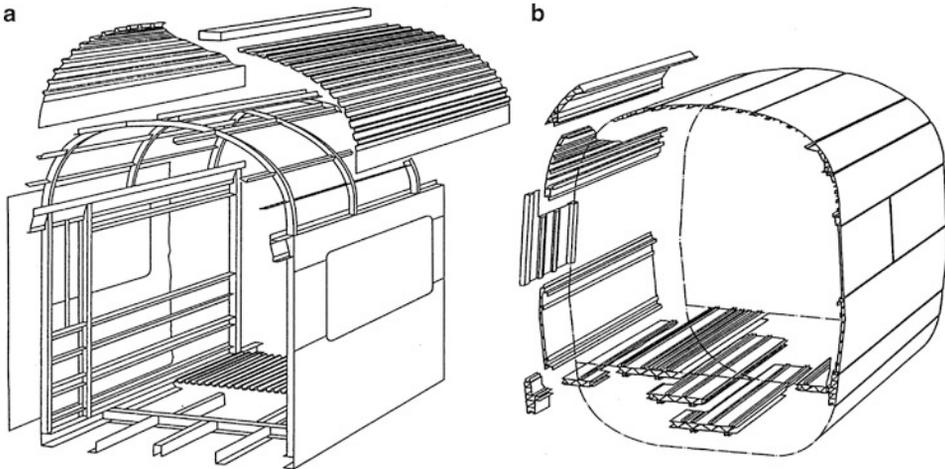


Abb. 6.17 Vergleich der Differentialbauweise (a) mit der Integralbauweise (b). (Werkbild: VAW Aluminium)

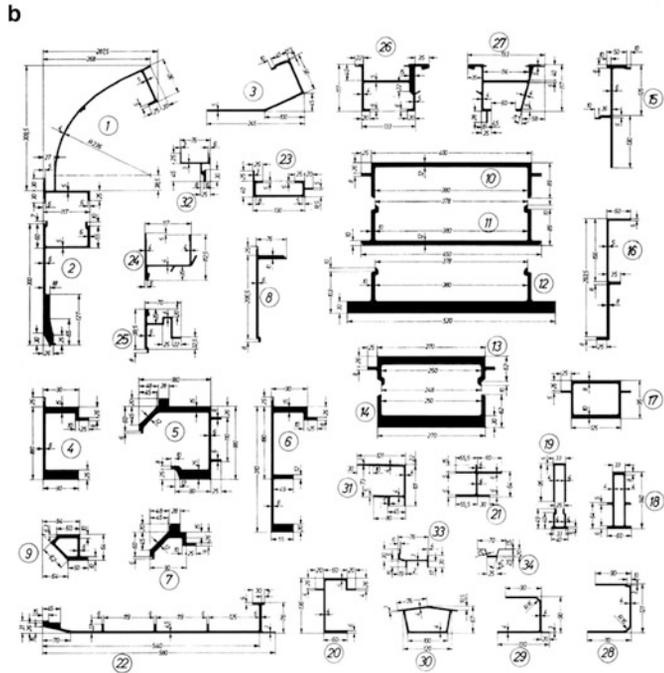
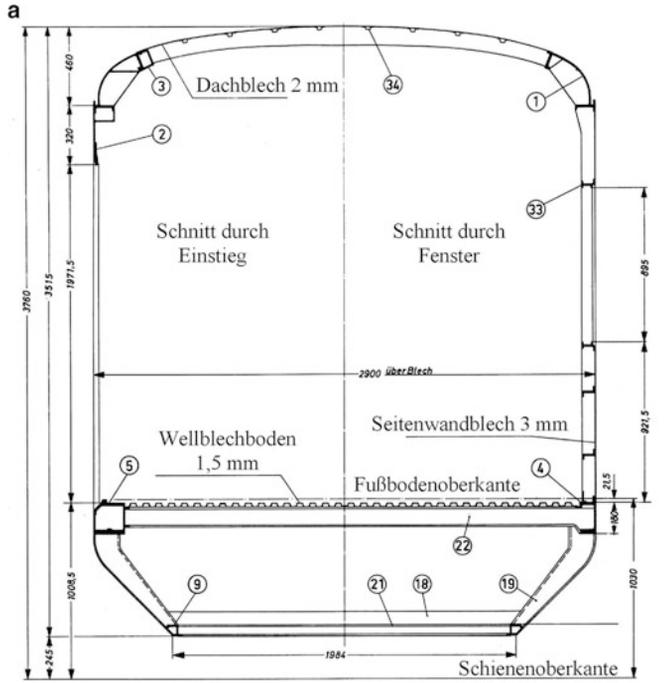
gen in der ersten Serie in Stahl-, in späteren Serien in Aluminium-Bauweise bei gleichen Abmessungen hergestellt. Dadurch ist ein direkter Vergleich der Rohbaumassen möglich:

- Rohbaumasse des Stahlwagens: 11.000 kg, Anteil Rohbaumasse zu Leermasse: 22,2 %; Fahrzeugmasse/Sitzplatz: 762 kg,
- Rohbaumasse des Aluminiumwagens: 6000 kg, Anteil Rohbaumasse zu Leermasse: 13,5 %; Fahrzeugmasse/Sitzplatz: 683 kg.

Bei Schienenfahrzeugen spielt das Gewicht zwar grundsätzlich für Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand eine Rolle. Wie in Kap. 2 gezeigt wurde, ist der Rollwiderstand insgesamt niedrig und auch der Steigungswiderstand ist aufgrund der auf Hauptbahnen geringen Steigungen nicht dominant. Der Beschleunigungswiderstand bestimmt dagegen bei Nah- und Regionalfahrzeugen bei kurzen Haltestellenabständen die zu installierende Leistung und den Energieverbrauch. Bei diesen Fahrzeugen ist aufgrund der einfacheren Innenausstattung gegenüber Fernverkehrs-Fahrzeugen auch der Anteil der Rohbaumasse an der Fahrzeug-Leermasse höher. Reduzierungen der Rohbaumasse wirken sich daher stark auf die Fahrzeugmasse und damit insbesondere auf den Beschleunigungswiderstand und auf den Energieverbrauch aus. Hinzu kommt die Reduzierung der Radsatzlasten, die Einfluss auf die Unterhaltungskosten des Gleisoberbaus haben. Dieser Aspekt ist auch bei Fernverkehrsfahrzeugen wichtig.

Die heutige Integralbauweise basiert auf der Verwendung von Aluminium-Strangpress-(Hohl-)Profilen, die mehrere Funktionen vereinen: Sie sind aufgrund ihrer Querschnittsflächen und ihrer Flächenmomente 2. Grades in der Lage, Kräfte und Momente aufzunehmen. Gleichzeitig bilden sie die Außenbeblechung. Durch entsprechende Formgebung

Abb. 6.18 a Querschnitt des Wagenkastens des ET 420, b verwendete Strangpressprofile; die eingekreisten Zahlen in a verweisen auf die Profile in b. (Aus: Bönisch, M.: Die Leichtbaukonstruktion des dreiteiligen elektrischen S-Bahn-Zuges ET 420/421. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 16(1972)H. 5, S. 175–186)



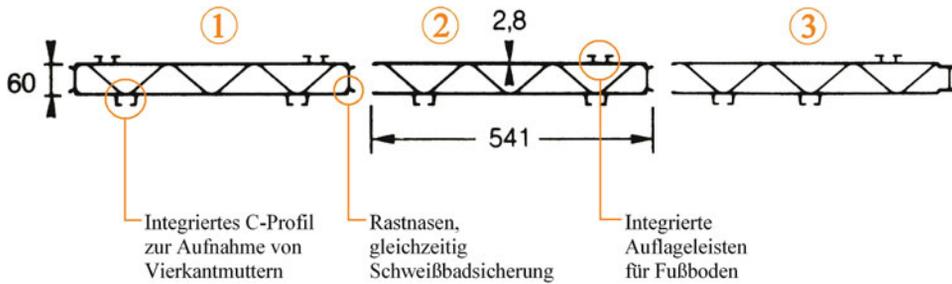


Abb. 6.19 Querschnitt durch Aluminium-Strangpressprofile für die Bodenplatte eines Dieseltriebwagens. (Nach Werkbild: VAW Aluminium)

können sie zur Aufnahme von Anbauten verwendet werden. Abb. 6.19 zeigt den Aufbau der Bodenplatte eines Aluminiumwagenkastens in Integralbauweise für einen Dieseltriebwagen. Die Bodenplatte besteht aus drei verschiedenen Profilen ① bis ③, von denen das Mittelprofil ① einmal, die Profile ② und ③ wie gezeigt rechts von ① und zusätzlich (nicht dargestellt) spiegelbildlich links von ① eingesetzt werden. Die Bodenplatte wird also aus fünf Strangpressprofilen zusammengesetzt. Mit Hilfe von Portalschweißmaschinen werden die fünf Profile über die Wagenkastenlänge (ca. 25 m) längsgeschweißt, zunächst auf der Oberseite. Dann wird die Bodenplatte mittels Kran gewendet und in Rückenlage werden die Längsnähte der Unterseite hergestellt. Die Profile können zum Schweißen über die in Abb. 6.19 gezeigten Rastnasen zusammengesteckt und damit quasi geheftet werden. Gleichzeitig dienen diese Rastnasen der Schweißbadsicherung auf der Unterseite der Schweißnähte. Die Hohlkammerprofile besitzen eine ausreichende Biegesteifigkeit, so dass z. B. auf Querträger außer im Bereich der Kopfstücke und der Drehgestellanbindung verzichtet werden kann.

Die auf der Unterseite der Hohlkammerprofile integrierten C-Profile dienen zur Aufnahme von Vierkantmutter, über die Unterfluraggregate wie Tank, Klimaanlage, Elektroausrüstung usw. befestigt werden können. Zur Ausrichtung dieser Aggregate sind die Vierkantmutter in den C-Schienen längsverschieblich. Auf der Oberseite besitzen die Profile integrierte Auflageleisten für die Fußbodenkonstruktion (Wärmeisolierung, Holzschichtplatten usw.).

Aluminium-Strangpressprofile können bis etwa 30 m Länge hergestellt werden. Die Profilgröße ist durch einen umschreibenden Kreis mit bis zu 700 mm Durchmesser (Werkzeugdurchmesser der Strangpresse) festgelegt. Die Integralbauweise vermindert den Arbeitsstundenaufwand für das Schweißen gegenüber der Differentialbauweise erheblich. Die Längsnähte können wie oben beschrieben weitgehend automatisiert auf Portalschweißmaschinen hergestellt werden. Ein Teil der eingesparten Kosten wird allerdings durch höhere Halbzeugkosten aufgezehrt. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass Strangpressprofile nur mit gleichbleibendem Querschnitt hergestellt werden können.

Querschnittsteile, die nicht über die gesamte Länge benötigt werden, können daher nicht weggelassen oder in der Wandstärke vermindert werden.

Zum Verbinden von Strangpressprofilen kann auch das Reibrührschweißen (engl.: friction stir welding) eingesetzt werden. Hierbei wird mit Hilfe eines verschleißfesten, rotierenden Werkzeugs der Werkstoff in der Schweißfuge bis knapp unter den Schmelzpunkt durch die eingebrachte Reibenergie plastifiziert. Durch Längsbewegung des Werkzeugs in der Schweißfuge fließt das Material hinter dem Werkzeug zusammen. Vorteile des Verfahrens sind das Schweißen ohne Zusatzwerkstoff, die geringere Erwärmung und der damit geringere Werkstückverzug. Nachteilig ist die notwendige hohe Vorschubkraft. Das Verfahren ist hauptsächlich für in einer Ebene liegende Nähte geeignet.¹⁵

Abb. 6.20 zeigt den konstruktiven Aufbau des Wagenkastens eines Mittelwagens aus dem ICE 1 in Integralbauweise. Zehn unterschiedliche Strangpressprofile reichen für den Wagenkastenquerschnitt aus. Bis auf das Dachmitten- und das Fußbodenmittenprofil werden die Profile zweimal verwendet (links und rechts spiegelbildlich angeordnet). Dachspiegel, Fensterstiele und Seitenwandverstärkungen bestehen aus weiteren Strangpressprofilen, die vor dem Einschweißen passend mechanisch bearbeitet werden. Die Dachspiegel werden zusätzlich gebogen.

Während bei den Mittelwagen der ICE 1 und 2 neben geschlossenen auch offene Strangpress-Profile verwendet wurden, ist der Wagenkasten des ICE-T vollständig aus geschlossenen Profilen aufgebaut. Abb. 6.21 zeigt ein Foto des Kopfwagen-Rohbaus sowie drei Ausschnitte aus dem Rohbau – Schürzen unterhalb der Einstiege, Langträger und Dachbereich. Da es sich beim ICE-T um einen Triebzug handelt, muss die Antriebsausrüstung in den Wagen untergebracht werden. Die ICE-T bestehen jeweils aus antriebslosen Kopfwagen, die Führerstand, Dachstromabnehmer und Transformator aufnehmen. Weitere Mittelwagen sind mit Umformer und zwei Fahrmotoren ausgestattet. Die Fahrmotoren, die unter dem Wagenkasten aufgehängt sind, treiben über Kardanwellen beide Radsätze eines Drehgestells an. Drei Wagen – Kopfwagen, Umformwagen und ein weiterer Mittelwagen mit zwei Fahrmotoren – bilden ein Basismodul. Der siebenteilige ICE-T der Baureihe 411 besteht aus zwei Basismodulen, die durch einen antriebslosen Zwischenwagen ergänzt sind. Im fünfteiligen ICE-T der Baureihe 415 sind ein Basismodul sowie ein weiterer Stromrichter- und ein weiterer Endwagen enthalten.

Zur Unterbringung der Transformatoren, Umrichter, Fahrmotoren usw. wird der Raum unterhalb der Bodenplatte genutzt. Da die Elektro-Ausrüstung auf die Fahrzeuge verteilt ist, sind sie über eine Hochspannungsleitung verbunden. Diese wird in einem integrierten Kanal im Dachrandprofil („Dachvoute“) verlegt. Der Kopf des Steuerwagens ist ein Laminierteil aus GFK und wird mit dem Wagenkasten verklebt. Am in Abb. 6.21 im Foto zu erkennenden Kopfstück werden noch Deformationselemente zur Erfüllung der Crash-Norm angebaut.

¹⁵ Siehe z. B.: Kallee, S. W.; Davenport, J.; Nicholas, E. D.: Railway Rolling Stock Manufacturer Implement Friction Stir Welding. *Welding Journal* 81(2002)H. 10, S. 47–50.

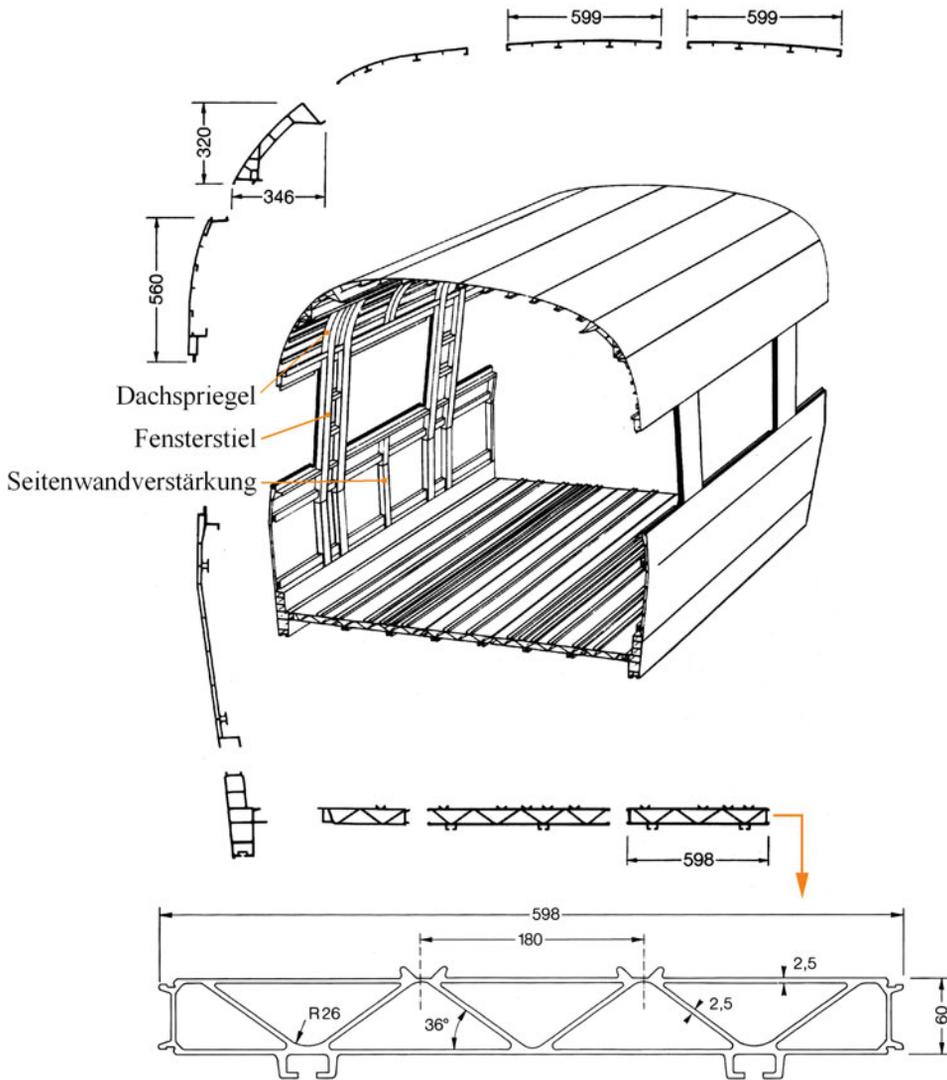


Abb. 6.20 Konstruktiver Aufbau eines ICE-1-Mittelwagens. (Nach Werkbild: VAW Aluminium)

Abb. 6.22 zeigt für einen vollständigen Mittelwagen 2. Klasse des ICE 2 die einzelnen Massenanteile. Die Rohbaumasse eines ICE-Mittelwagens liegt etwa bei 8300 kg. Rechnet man die Bodenwanne zur Aufnahme verschiedener Ausrüstungen dazu (ca. 1000 kg), so macht die Rohbaumasse knapp 20 % der Fahrzeug-Leermasse aus. Der Innenausbau trägt bei diesem Fahrzeug 19.110 kg bei, entsprechend fast 40 %. Die Drehgestelle haben mit rd. 15.000 kg Masse einen Anteil von 30 %. Für ein Fernverkehrsfahrzeug höherer Komfortstufe ist demnach der Anteil des Rohbauwagenkastens an der Fahrzeug-Leermasse

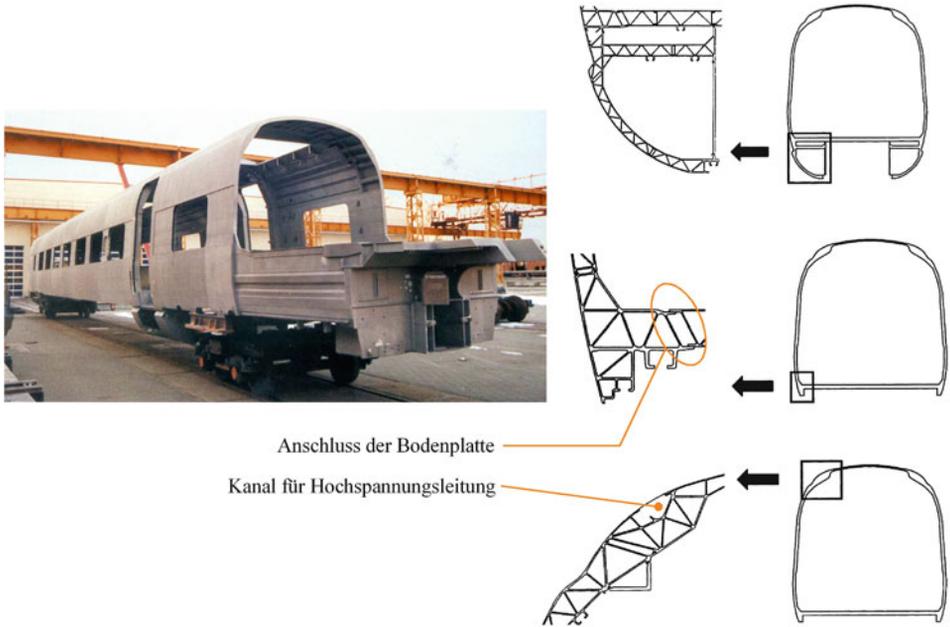


Abb. 6.21 Ansicht des Wagenkastenrohbaus des ICE-T und Schnitte durch markante Stellen. (Nach Werkbilder: Bombardier)

	Wagenkastenrohbau	Bodenwanne	Zug- und Stoßeinrichtung	Bremse	Außentüren inkl. Anbau	Übergänge inkl. Anbau	Fenster	Anstrich	Innentüren inkl. Anbau	Wärmedämmung	Innenbekleidung	Inneneinrichtung	Sitze	Toiletten	Elektr. Ausrüstung	Klimaanlage	Beleuchtung	Informationssystem	Drehgestelle
Masse kg	8.300	1.000	770	820	1.150	390	1.640	390	290	2.790	4.310	1.560	1.600	1.230	3.800	2.780	170	580	14.480
Anteil %	17,3	2,0	1,6	1,7	2,4	0,8	4,4	0,8	0,6	5,8	9,0	3,1	3,3	2,6	7,9	5,8	0,4	1,2	30,2

Wagenkasten: 14.460 kg / 30,1 %

Innenausbau: 19.110 kg / 39,8 %

Fahrzeug-Leermasse: 47.920 kg

Abb. 6.22 Massenanteile einzelner Baugruppen eines ICE-2-Mittelwagens 2. Klasse (Angaben der Einzelmassen auf 10 kg gerundet)

überraschend niedrig. Eine Masseneinsparung von 20 % am Rohbauwagenkasten, die nur mit hohem konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand zu erreichen wäre, würde sich nur mit 4 % Verringerung der Leermasse bemerkbar machen. Leichtbaubestrebungen müssen deshalb auch auf Außen- und Innen-Ausbauteile und Drehgestelle ausgeweitet werden.

Zum Schluss ist entsprechend Abb. 6.9 noch die Hybrid-Bauweise (siehe Abb. 6.23) zu nennen, die ab den 1990er Jahren besonders für leichte Schienenfahrzeuge, z. B. Leichttriebwagen und Straßenbahnfahrzeuge, entwickelt wurde. Da für das Schweißen von Großbaugruppen meist aufwändige Vorrichtungen, Messvorgänge und Richtarbeiten erforderlich sind, werden bei der Hybridbauweise stattdessen Verbindungstechniken wie Schrauben, (Blind-)Nieten, Setzen von Schließbolzen und Kleben angewendet. Abb. 6.22 zeigt als Beispiel den RegioSprinter¹⁶, einen leichten Dieseltriebwagen für den Regional- und Nahverkehr.

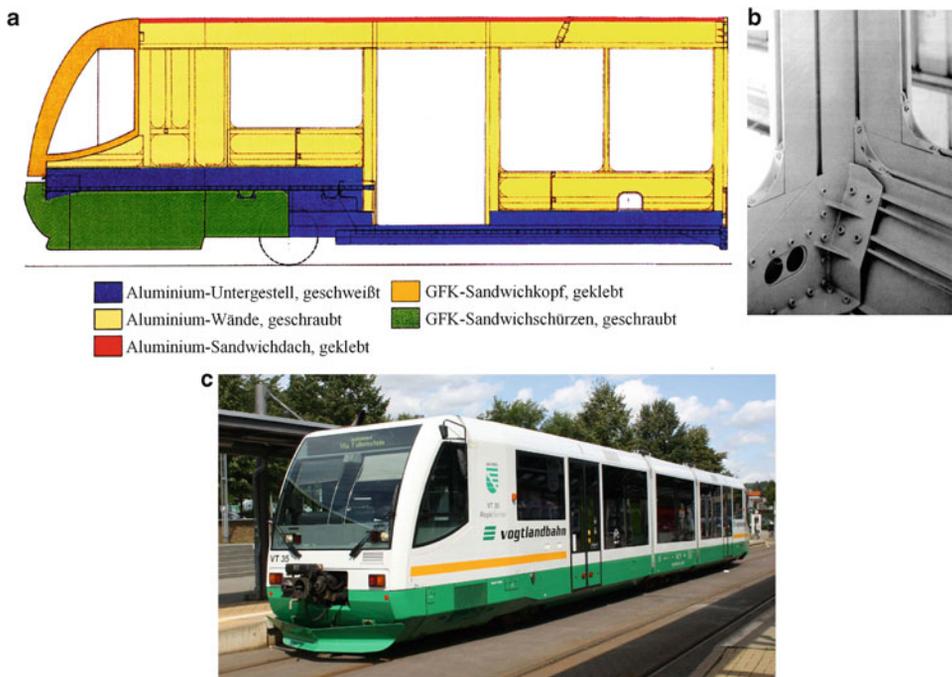


Abb. 6.23 Hybridbauweise beim RegioSprinter. **a** Aufbau des Wagenkastens, **b** geschraubte Verbindungen Seitenwand-Rückwand und Fensterecken mit Gussknoten (Werkbilder: Duewag), **c** Fahrzeugansicht

¹⁶ Zum Regiosprinter siehe auch:

Hondius, H.: RVT von Duewag für die Dürener Kreisbahn. Der Stadtverkehr 40(1995)H. 2, S. 10–13.

Der RegioSprinter besteht aus zwei Kopfteilen mit je einem Antriebsradsatz, die auf einem zweiachsigen, nicht angetriebenen Mittelteil aufgesattelt sind (Achsfolge A'[2']A'). Die beiden Dieselmotoren liegen jeweils als Unterflurmotoren (in Abb. 6.23a im Bereich der grünen Schürzen) unter den Führerständen. Zwischen Einstiegsüren und Führerständen befinden sich Hochflurbereiche, zwischen den Türen über das Mittelteil hinweg ist das Fahrzeug niederflurig. Der in Abb. 6.23c gezeigte Triebwagen der Vogtlandbahn befährt in Zwickau auch eine Straßenbahnstrecke und besitzt daher entsprechend der BOStrab auch Blink- und Bremslichter.

Der Wagenkasten wird aus einem geschweißten Aluminium-Untergestell gebildet, auf das die Seitenwände aus Aluminium-Strangpressprofilen aufgeschraubt sind. Gussknoten dienen als Verbindungsstücke bei senkrecht aufeinander stoßenden Profilen (Fensterecken; Verbindung Seitenwand-Rückwand). Das Dach als Aluminium-Sandwichplatte wird eingeklebt. Die Köpfe der beiden Endwagen aus laminiertem glasfaserverstärkten Kunststoff (GFK) werden ebenfalls aufgeklebt. Sie übernehmen aber keine Tragfunktion. Das Fahrzeug hat eine Dienstmasse¹⁷ von 49.200 kg.

Bei Schraub- und Klebverbindungen ist gegenüber dem Schweißen der Vorrichtungsaufwand erheblich geringer. Auch Richtarbeiten können weitgehend entfallen. Für Schweißarbeiten dürfen zudem nur besonders ausgebildete und geprüfte Facharbeiter eingesetzt werden. Die Fahrzeugköpfe aus GFK lassen eine fast beliebige Formgestaltung zu. Damit sind z. B. mit vertretbarem Aufwand kundenspezifische Gestaltungen der Fahrzeuge einer (Standard-)Fahrzeugplattform möglich. Nach Unfällen¹⁸ ist ein relativ einfacher Austausch beschädigter Fahrzeugköpfe möglich. Bei leichten Vollbahnfahrzeugen für den Nah- und Regionalverkehr und bei Straßenbahnfahrzeugen hat daher die Hybridbauweise eine gewisse Bedeutung.

Ab 1995 wurden über mehrere Jahre Wagenkastenstrukturen in Wickeltechnik aus Glasfaser-verstärktem Kunststoff hergestellt. Dies galt insbesondere für Niederflur-Mittelteile, die nachträglich in ältere hochflurige Straßenbahn-Gelenktriebwagen eingesetzt wurden, Abb. 6.24. Bei der Wickeltechnik wird ein drehbarer Dorn in Form und Innenmaßen der Struktur verwendet, um den die Faserlagen gewickelt und mit Harz getränkt werden. Es wird eine innere und eine äußere je 5 mm starke GFK-Deckschicht um einen Kern aus 40 mm starken Polymethacrylimid-(PMI)-Hartschaumplatten gewickelt. Zusätzlich sind GFK-Ringspannen in der Struktur enthalten. Die Niederflur-Mittelteile besitzen zwei Einzelrad-Einachs-fahrwerke. Der Anteil der Fahrgastkapazität des Mittelteils am dreiteiligen Fahrzeug beträgt ca. ein Drittel. An der Dienstmasse des dreiteiligen Umbaufahrzeugs hat das Mittelteil mit ca. 7300 kg einen Anteil von ca. 25 % (Gesamtmasse 29.800 kg). Die Fertigung gewickelter Wagenkästen wurde allerdings vor einigen Jahren von den beiden bisherigen Herstellern eingestellt.

¹⁷ mit 75 % Vorräten und Fahrzeugführer.

¹⁸ Leider sind bei Fahrzeugen für Nebenbahnen und bei Straßen- und Stadtbahnfahrzeugen Kollisionen mit Straßenfahrzeugen nicht völlig zu vermeiden.



Abb. 6.24 **a** Niederflur-Mittelteil für einen Straßenbahnwagen in Wickeltechnik (Foto: André Knoerr, Genf), **b** Türseite und **c** Nicht-Türseite eines Hochflur-Gelenkstraßenbahnwagens mit Niederflur-Mittelteil in Wickeltechnik

In Abb. 6.25 werden noch einmal die Differential- und die Integralbauweise anhand der Seitenwände zweier Triebzüge gegenüber gestellt. Abb. 6.25a zeigt eine bombierte Seitenwand eines Elektrotriebzugs für Schweden. Durch das dort größere Lichtraumprofil können die Fahrzeuge im Bereich des Beckens sitzender Fahrgäste breiter ausgelegt werden, was den Sitzkomfort verbessert oder fünf statt vier Sitze in einer Reihe bzw. breitere Mittelgänge zulässt. Es ist zu erkennen, dass die Fensterstiele und die Türsäulen Ausschnitte zur Gewichtsverminderung besitzen, ebenso der obere Langträger. Da Blechteile meist per Laser mit hoher Schnittgeschwindigkeit¹⁹ geschnitten werden, sind damit nur unwesentlich längere Schnittzeiten verbunden. Kleinere Ausschnitte können auch mit Stanz-Nibbel-Maschinen mit kurzen Fertigungszeiten ausgestanzt werden. Das Deckblech ist von der Rückseite per Laserschweißung ohne Schweißzusatzwerkstoff mit dem Seitenwandgerippe verbunden. Der Schweißroboter legt dabei kurze Zick-Zack-Nähte.

¹⁹ Je nach Blechstärke und Laserleistung liegt die Schnittgeschwindigkeit bei Stahlblech etwa zwischen 1 und 20 m/min.

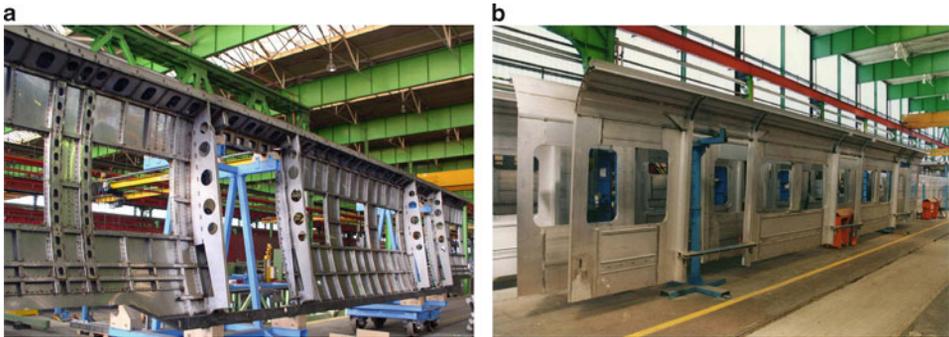


Abb. 6.25 Seitenwände von Triebzügen in Stahlbauweise (Differentialbauweise) (a) und in Aluminium-Strangpressprofilbauweise (Integralbauweise) (b). (Werkfotos: Alstom)

Aufgrund der geringeren Wärmeeintragung sind die notwendigen Richtarbeiten erheblich vermindert.

Im Vergleich ist die in Abb. 6.25b dargestellte Seitenwand eines S-Bahn-Triebzugs der DB-Baureihe 423 wesentlich einfacher und aus weniger Teilen aufgebaut. Hier zeigen sich die Vorteile der Integralbauweise in Aluminium-Strangpressprofilen.

Dass zurzeit sowohl die Integral- als auch die Differentialbauweise nebeneinander angewendet werden, zeigen die beiden letzten Beispiele. So wurde der Rohbauwagenkasten der „Railjet“-Fahrzeuge der Österreichischen Bundesbahnen (ÖBB), Abb. 6.26, in Stahl-Differentialbauweise erstellt. Die ÖBB setzen im Hochgeschwindigkeitsverkehr mit $v_{\max} = 230$ km/h auf lokbespannte Züge mit Steuerwagen. Die Personenzüge des Railjets sind Stahlkonstruktionen. Wie in Abb. 6.26 zu erkennen, handelt es sich um eine Differentialbauweise aus offenen Profilen. Fast alle Profile in Seitenwänden und Dach wurden zur Gewichtseinsparung mit Ausschnitten versehen. Für das Dach wurde Trapezblech verwendet.

Das Untergestell besteht aus Walz- und Kantprofilen. Ein Trapezblech schließt das Untergestell auf der Unterseite ab. In Abb. 6.26 ist bereits der Fußboden aus Holzschichtstoff eingebaut. Gewichtsangaben zu den einzelnen Fahrzeugen fehlen; lediglich für die aus sieben Wagen bestehende Einheit wird eine Leermasse von 330 t angegeben. Damit hätte ein Fahrzeug eine Leermasse von ca. 47 t und läge damit bei vergleichbarer Innenausstattung, aber niedrigerer Höchstgeschwindigkeit im Bereich eines ICE-1/2-Mittelwagens mit Aluminiumwagenkasten. Der Hersteller weist für den Stahlwagenkasten besonders auf die vollständige Recyclebarkeit hin²⁰.

Die Doppelstockwagen für den elektrischen Triebzug „KISS“ werden dagegen in Aluminium-Integralbauweise erstellt, Abb. 6.27. Der Blick in den Rohbauwagenkasten in Abb. 6.27a lässt die spantenlose Wagenkastenstruktur gut erkennen. Dies hat besonders

²⁰ ÖBB/Siemens (Hrsg.): Railjet – Technische Kurzbeschreibung. Wien (2008); aufgerufen am 21.01.2016 unter: <http://www.bahnzauber-europa.at/Railjet%20Folder.pdf>.



Abb. 6.26 Wagenkasten eines ÖBB-Railjet-Wagens aus Stahl. (Werkfoto: Siemens)

bei Doppelstockwagen für die Stehhöhe Vorteile, da durch das Lichtraumprofil die Wagenhöhe begrenzt ist. Da es sich bei dem Fahrzeug um einen Triebzug handelt, wird Platz für die Unterbringung der elektrischen Ausrüstung (Trafo, Umformer, Stromabnehmer usw.) benötigt. Deswegen ist das Dach des Obergeschosses nicht bis zu den Wagenenden durchgezogen. Über den Wagenenden wird die elektrische Ausrüstung untergebracht.

Ein wesentlicher Vorteil des Doppelstockwagens (Abb. 6.28) liegt im größeren Fassungsvermögen. Dadurch können, auch bei beschränkten Bahnsteiglängen, mehr Sitzplätze gegenüber einstöckigen Fahrzeugen angeboten werden. Die Instandhaltungskosten je Sitzplatz sind bei Doppelstockwagen niedriger, weil z. B. weniger unterhaltungsaufwändige Laufwerke für eine bestimmte Anzahl Sitzplätze vorhanden sind. Die Leermasse je Sitzplatz ist bei Doppelstockwagen um ca. 10 % niedriger als bei einstöckigen Nahverkehrswagen (z. B. bei vergleichbarer Ausstattung 370 kg zu 410 kg je Sitzplatz).

Abb. 6.29 stellt Werkstoffkennwerte üblicher im Schienenfahrzeugbau verwendeter Werkstoffe zusammen. Tragende Strukturen aus GFK und CFK (Kohlefaser-verstärkter Kunststoff) sind wie dargestellt in Serienfahrzeugen bisher selten (in Abb. 6.29 grau unterlegt). Nachteil von GFK- und CFK-Bauteilen ist, dass sie bisher nicht sinnvoll recycelt werden können. Sie werden meist geschreddert und als Füllstoff verwendet oder verbrannt.

a

Fußbodenplatte Oberdeck



b



Abb. 6.27 Rohbauten des Doppelstock-Elektrotriebwagens KISS. (Werkfotos: Stadler Rail)

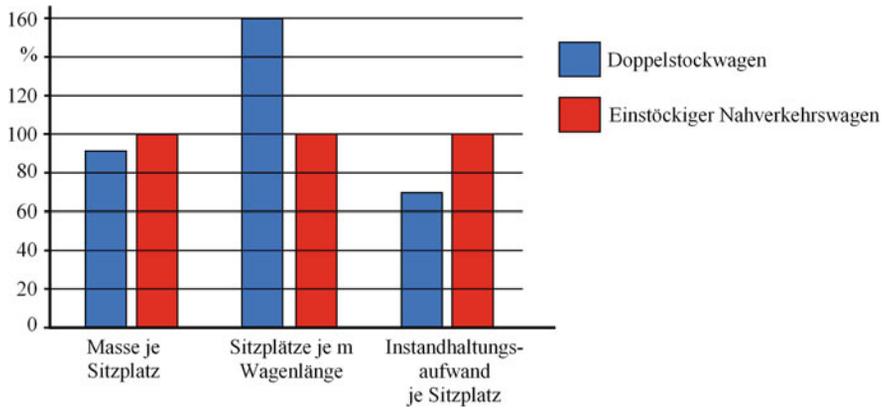


Abb. 6.28 Vergleich wichtiger Kenngrößen von Doppelstockwagen mit einstöckigen Nahverkehrswagen. (Nach: Zeevenhoven, N.: Doppelstockwagen für den Einsatz im Eisenbahnverkehr. ZEV Glas. Ann. 114(1990)H. 1/2, S. 15–23)

Die grün unterlegten Felder weisen auf die jeweils günstigsten Werkstoffkennwerte hin. Die beiden Baustähle S235 und S335 zeichnen sich durch einen hohen Elastizitätsmodul²¹, eine niedrige Wärmedehnung und günstige Beschaffungskosten aus, wobei für die beiden Baustähle teilweise keine Kostenunterschiede bestehen. Baustähle besitzen gute Schweißbeignung. Für den Korrosionsschutz sind allerdings entsprechende Beschichtungen notwendig. Letztere können bei Edelstahl entfallen. Edelstähle weisen hohe Zugfestigkeiten und hohe Bruchdehnungen auf. Die Beschaffungskosten für Halbzeug sind ca. drei- bis fünfmal höher als bei Baustahl. Stahl ist der Werkstoff mit der besten Recyclingfähigkeit.

Aluminium bzw. Aluminium-Legierungen haben nur ein Drittel der spezifischen Masse von Stahl. Aufgrund des um den Faktor 3 niedrigeren Elastizitätsmoduls müssen bei der Auslegung auf Steifigkeit allerdings gegenüber Stahl größere Bauteilquerschnitte vorgesehen werden, so dass ein Teil dieses Gewichtsvorteils verloren geht. Die Beschaffungskosten für Aluminium-Strangpressprofile sind deutlich höher als für Stahlblech. Für die Reparatur z. B. von Unfallschäden müssen evtl. bestimmte Strangpressprofile auf Lager gehalten werden, da eine spätere Nachbestellung von fahrzeugspezifischen Profilen mit hohen Kosten und langen Lieferzeiten verbunden sein kann.

Es ist also abzuwägen, welche Bauweise insgesamt zu niedrigeren Herstellkosten führt. Für den Betreiber von Schienenfahrzeugen lohnt sich in jedem Fall eine Betrachtung der Life-Cycle-Costs, der Lebenszyklus-Kosten. Diese beziehen auch die Kosten für Traktionsenergie, Wartung, Instandhaltung und Entsorgung mit ein.

²¹ Der Elastizitätsmodul ist maßgebend für die Steifigkeit eines Bauteils, d. h. ein hoher Elastizitätsmodul sorgt zusammen mit der Querschnittsfläche bzw. dem Flächenmoment 2. Grades für geringe elastische Verformungen.

	Baustahl S235	Baustahl S355	Edelstahl X2CrNiN18-7	Aluminium ENAW-AISI1Mg	GFK unidirektional	CFK unidirektional
Dichte [kg/dm ³]	7,85	7,85	7,9	2,7	2,6	1,8
Elastizitätsmodul [kN/mm ²]	210	210	200	70	40	115
Zugfestigkeit [N/mm ²]	360	470	650-850	180-250	800-1.200	1.000-1.500
Bruchdehnung [%]	26	22	40	8	4	1,2
Wärmeausdehnung [10 ⁻⁶ /K]	12	12	16	24	5	0,12
Beschaffungskosten [€/kg]	0,5-1,1*)	0,6-1,2*)	3-4*)	5,5-7**)	(4-6)	(40-60)

*) Plattenmaterial/Bleche

**) Strangpressprofile

Abb. 6.29 Vergleich von Werkstoffkennwerten. (In Anlehnung an: Dr.-Ing. G. Köhler, Vorlesungsunterlagen Uni Hannover)

6.3 U-Bahn-, Stadtbahn- und Straßenbahnfahrzeuge

Die Entwicklung bei den Eisenbahn-Personen- und -Triebwagen lässt sich auch bei den Fahrzeugen für den städtischen Nahverkehr feststellen. Mit dem Aufkommen der Straßenbahn ab 1881 begann die Entwicklung mit Stahluntergestell und Holzwagenkasten, setzte sich fort über den genieteten bis zum geschweißten Stahlwagenkasten. Versuche mit Aluminium als Werkstoff sowie mit der Röhrenbauweise in Aluminium und Stahl gab es in den 1950er Jahren. Während die Stahl-Differentialbauweise bis zur Jahrtausendwende überwog, gab es auch Anwendungen der Aluminium-Strangpressprofil-Bauweise. Seit etwa 30 Jahren hat sich neben der Stahlbauweise auch die Hybrid-Bauweise bei den Stadt- und Straßenbahnfahrzeugen etabliert. Wie schon dargestellt, war die Kunststoff-Wickeltechnik nur eine Episode von etwa 10 Jahren.

Aufgrund der Festigkeitsanforderungen der DIN EN 12663-1 lassen sich Fahrzeuge für den städtischen Nahverkehr leichter bauen als Vollbahnfahrzeuge. Wenn auf den Strecken von S-Bahnen z. B. kein Mischverkehr mit anderen Fahrzeugen stattfindet, sind die S-Bahn-Fahrzeuge der Kategorie P-III zuzuordnen. U-Bahn- und Stadtbahnfahrzeuge fallen in die Kategorie P-IV, Straßenbahnwagen in die Kategorie P-V. Grundsätzlich legt der Besteller bzw. der Betreiber die Fahrzeugkategorie in der Spezifikation fest [51].

Der neue U-Bahn-Triebzug DT 5 für Hamburg (Lieferjahre 2010 bis voraussichtlich 2019), Abb. 6.30, besitzt eine Außenhaut aus rostfreiem Stahl und daher keinen Anstrich. Da das Hamburger Lichtraumprofil relativ klein ist, erhielt der Zug eine Seitenwand mit Längsfalte in Höhe des Wankmomentanpols. Nach oben und unten ist der Wagenkasten schmaler, da hier bei Wankbewegungen des Fahrzeugs Querwege auftreten. In Höhe der

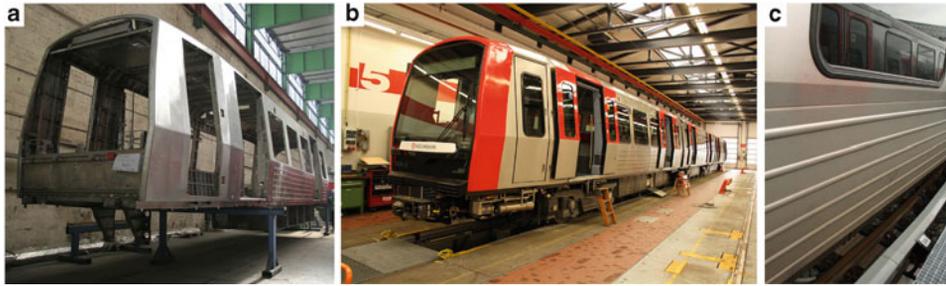


Abb. 6.30 U-Bahn-Triebzug DT 5 für Hamburg. **a** Rohbauwagenkasten (Werkfoto: Alstom), **b** Triebzug, **c** Seitenwand

Falte liegt das Becken, also die breiteste Stelle sitzender Fahrgäste. Durch die hier größte Breite des Wagenkastens ergibt sich ein guter Sitzkomfort. Das gesamte U-Bahnnetz besitzt Hochbahnsteige, so dass die elektrische Ausrüstung komplett in Kästen unterhalb des Fußbodens untergebracht werden kann. Trittstufen sind nicht erforderlich. Die Energieversorgung übernimmt eine seitliche Stromschiene. In Abb. 6.30b ist der dreiteilige Triebzug zu sehen. Er besitzt je ein Antriebsdrehgestell unter den Endwagen. Der Mittelwagen, auf den die Endwagen aufgesattelt sind, läuft auf zwei Drehgestellen mit je einem nicht angetriebenen und einem angetriebenen Radsatz (Achsfolge $Bo'(1A' A1')Bo'$). Die Köpfe der Endwagen aus GFK sind auf die Wagenkastenstruktur aufgeklebt. Die Edelstahl-Seitenwand ist unterhalb der Längsfalte gesickt (Abb. 6.30a und c), oberhalb glatt. Die Sicken wurden mittels Spreng-Umformverfahren eingebracht.

Bei den Stadtbahnwagen gibt es Hochflur- und Niederflurfahrzeuge. Die Stadt Hannover hat zurzeit ausschließlich Hochflurfahrzeuge im Einsatz, von denen aber ältere Baureihen noch mit Klapptrittstufen für die Bedienung von Haltestellen im Straßenniveau ausgestattet sind. Das Aus- und Einfahren der Klapptrittstufen erfordert längere Haltestellenzeiten und erschwert mobilitätseingeschränkten Personen das Ein- und Aussteigen. Da geplant ist, alle Haltestellen auf Hochbahnsteige umzubauen, ist die neueste Bauart, der Stadtbahnwagen 3000, als reines Hochflurfahrzeug ausgelegt (siehe Abb. 1.3 in Kap. 1). Rohbauwagenkästen dieses Fahrzeugtyps und eine Übersichtsskizze zeigt Abb. 6.31. Das Fahrzeug mit der Achsfolge $(Bo'2')Bo'$ besteht aus einem vorderen Teil (A-Wagen) auf einem Antriebs- und einem Laufdrehgestell. Ein Nachläufer (B-Wagen) mit einem Antriebsdrehgestell ist auf das Frontfahrzeug aufgesattelt (Abb. 6.31d). Die Wagenkästen sind in Stahl-Differentialbauweise ausgeführt. Das Untergestell des B-Wagens mit der Gelenkseite im Vordergrund sieht man in der Abb. 6.31a. Abb. 6.31b zeigt das Gelenkende des A-Wagen-Rohbaus. Aufgrund der anzuwendenden Lastannahmen für die Fahrzeugkategorie P-IV (Längskraft 400 kN) sind das Untergestell und der Rohbau wesentlich leichter als bei Eisenbahnfahrzeugen gestaltet. Die Zug- und Stoßkräfte aus der Scharfenberg-Mittelpufferkupplung werden (Abb. 6.31a) vom hinteren Ende aus auf den Mittellangträger und

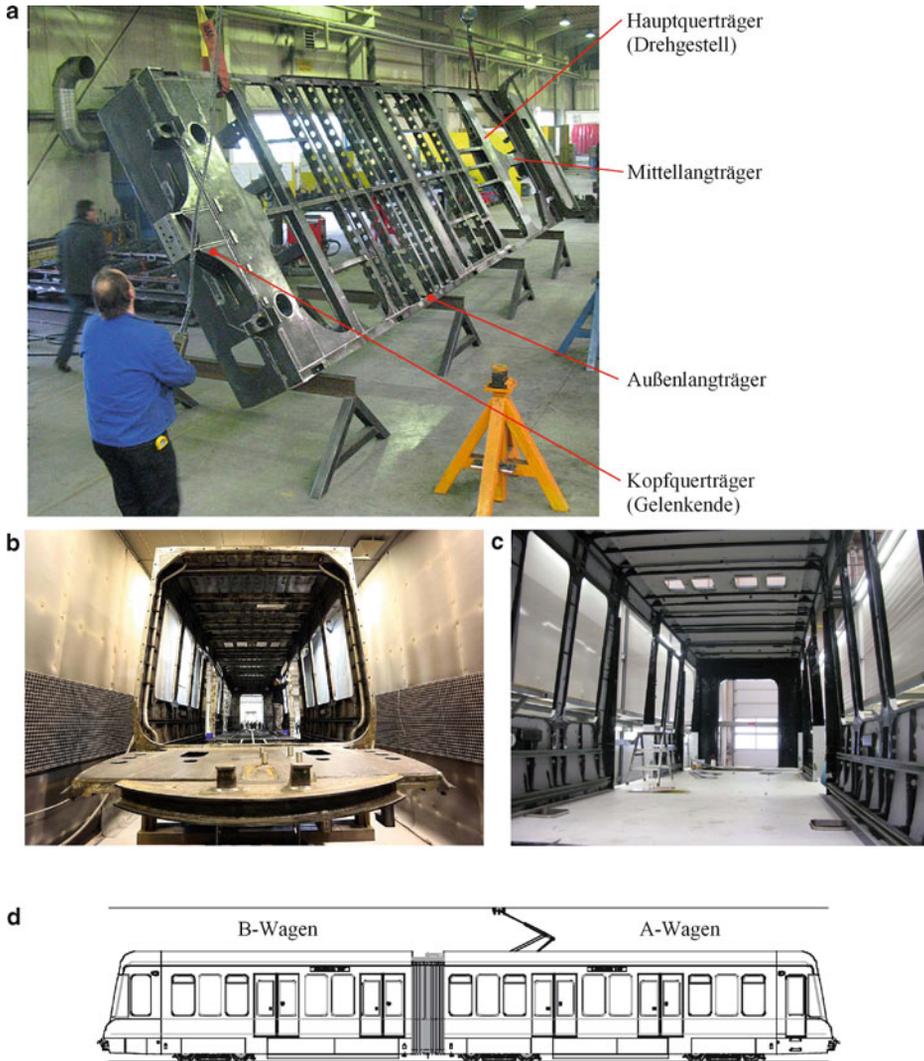


Abb. 6.31 Stadtbahnwagens 3000. **a** Untergestell B-Wagen, **b** Rohbauwagenkasten A-Wagen, **c** mit Fußboden und Isolierung (Werkfotos: Üstra), **d** Skizze des Fahrzeugs (Werkbild: HeiterBlick)

weiter auf den Hauptquerträger geleitet und von dort über Außen- und den dann schwächer ausgeführten Mittellangträger zum Kopfquerträger am Gelenkende geführt.

Bei Stadtbahn- und Straßenbahnfahrzeugen, die im Straßenraum verkehren, sind Unfälle mit Kraftfahrzeugen nicht selten. Daher muss hier auf den Schutz der Passagiere und des Fahrzeugführers besonders geachtet werden. Andererseits sind kostengünstige und schnelle Reparaturmöglichkeiten sinnvoll. Beides kann man durch leicht austauschbare Crash-Elemente und Crash-sichere Überlebensräume (siehe Abschn. 6.1.4) sicherstellen.

Frontverkleidungen und Seitenverkleidungen sollten möglichst aus mehreren Teilen bestehen, damit nur wirklich beschädigte Teile ausgetauscht werden müssen.

Abb. 6.32 zeigt den Straßenbahnwagen „Tramino“ für die Braunschweiger Verkehrs-GmbH. Es handelt sich dabei um ein vierteiliges Gelenkfahrzeug in 100 %-Niederflurbauweise. Einerseits steht daher wenig Bauhöhe für das Untergestell zur Verfügung und andererseits müssen wesentliche Teile der Elektroausrüstung auf dem Dach unterbracht werden. Daher sind die Seitenwände besonders kräftig ausgebildet und übernehmen wesentliche Tragfunktionen. Die Wagenkästen sind in Differentialbauweise aus Stahl hergestellt.

In Abb. 6.32a befindet sich die Bodengruppe in der (gelben) Schweißvorrichtung. Die vorgefertigten Baugruppen der Bodengruppe werden in der Vorrichtung eingespannt und können dann geheftet und anschließend verschweißt werden. Die Schweißvorrichtungen sind drehbar um die Längsachse, so dass die Schweißer alle wichtigen Nähte in der so genannten Wannensposition²² schweißen können. Abb. 6.32b zeigt Teile der Seitenwand in der zugehörigen (grünen) Schweißvorrichtung. Die Oberseite der Seitenwand liegt unten, so dass der Schweißer die in Normallage oben befindlichen Nähte nicht über Kopf schweißen muss, sondern sie in Wannensposition erstellen kann. Im Abb. 6.32c ist der Rohbau noch ohne Außenbeblechung zu sehen. Die Seitenwände sind unterhalb und oberhalb der Fensterauschnitte fachwerkartig ausgesteift. Die Dachplatte fehlt noch. Um die Dachplatte mit den Kästen für die Elektroausrüstung tragen zu können, sind die Dachrandprofile der Seitenwand besonders kräftig ausgebildet. Das fertige Fahrzeug zeigt Abb. 6.32d. Der gefällige Fahrzeugkopf ist ein auf die Stahlstruktur aufgeklebtes GFK-Bauteil. Die Stoßverzehrglieder unterhalb der Frontlampen können einschließlich ihrer Verkleidungen leicht ausgetauscht werden.

Der vierteilige Niederflur-Straßenbahnwagen Avenio für München (Foto siehe Abb. 5.53 in Kap. 5) besitzt ein geschweißtes Wagenkastengerippe einschließlich des Daches aus Stahl, Abb. 6.33a. Die vier Module des Fahrzeugs sind weitgehend identisch aufgebaut. Lediglich zur Aufnahme der GFK-Front- bzw. Heckmaske gibt es Abweichungen. Der Stahlwagenkasten erhält als Korrosionsschutz eine Beschichtung durch Kataphorese-Tauchlackierung. Der Rohbau wird im Außenbereich mit lackierten Aluminiumblechen mittels elastischer Dickschichtverklebung verkleidet, Abb. 6.33b. Dadurch kann die Spachtelung des Wagenkastens entfallen. Weil in jedem Modul viele gleiche Teile verwendet werden, vereinfacht sich die Ersatzteilhaltung für Reparaturen. Die selbsttragende Frontmaske aus GFK wird mit dem Rohbau verklebt. Sie trägt nicht zur Festigkeit des Rohbaus bei. Da das Fahrzeug über die gesamte Länge niederflurig ist, muss die Elektroausrüstung auf dem Dach untergebracht werden. Die Verkehrsbetriebe in München haben das Fahrzeug in zwei-, drei- und vierteiliger Ausführung bestellt. Die Vierteiler sind bereits im Einsatz.

²² Wannensposition: Sie erlaubt waagrechtes Arbeiten des Schweißers. Die Naht liegt in einer waagerechten Ebene, die Decklage ist oben (siehe DIN EN ISO 6947).



Abb. 6.32 Vierteiliger Gelenkstraßenbahnwagen „Tramino“. **a** Untergestell und **b** Seitenwand in Schweißvorrichtungen, **c** Rohbauwagenkasten (nach Werkfotos: Solaris), **d** Fahrzeug im Einsatz

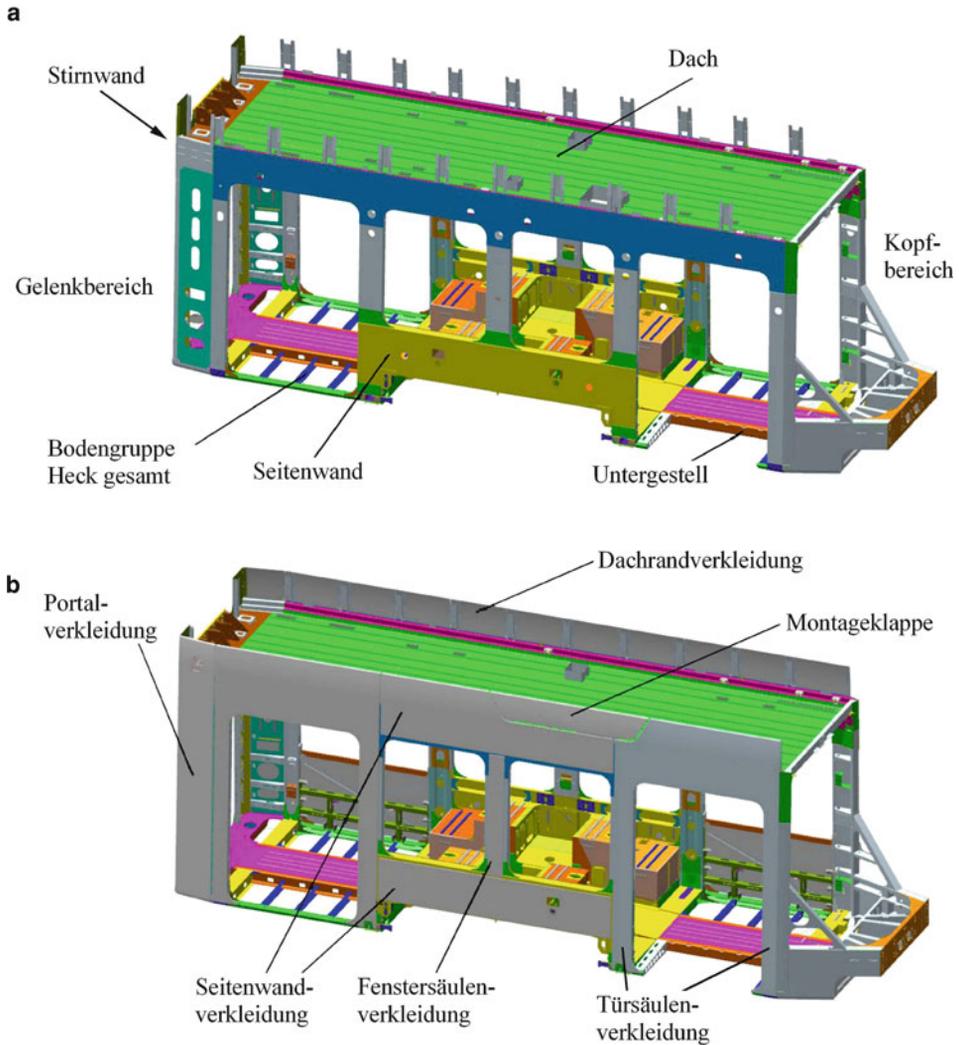


Abb. 6.33 Wagenkasten des Straßenbahnwagens Avenio. **a** Rohbauwagenkasten, **b** verkleideter Rohbau. (Werkbilder: Siemens)

6.4 Lokomotiven

Lokomotiven sind von der Bestimmung her „Zugmaschinen“, die hohe Zug- und Bremskräfte entwickeln und über die Zug- und Stoßeinrichtung auf den angehängten Zug übertragen sollen. Zwar wird im Zugbetrieb der gesamte Zug über die durchgehende Bremse gebremst, aber wenn z. B. eine elektrische Lokomotive mittels Widerstands- oder generatorischer Bremse eine Beharrungsbremung ausführt, muss die gesamte Bremskraft

über die Lokpuffer übertragen werden. Ausgehend von Abb. 3.17 (Zugkraft-/Bremskraftkennfeld der Elektrolok Baureihe 151) können z. B. in Doppeltraktion real eine Zugkraft von etwa 600 kN und eine Bremskraft von 400 kN über die Zug- und Stoßeinrichtung zwischen Lok und Wagen übertragen werden. Dies erfordert eine entsprechend kräftige Auslegung des Lokomotivkastens bzw. des Lokomotivrahmens, da diese Kräfte im Fahrbetrieb dynamisch auftreten. Für die Auslegung gelten auch die statischen Längskräfte aus den Lastannahmen der DIN EN 12663-1 mit einer Zugkraft von 1000 kN und einer Druckkraft von 2000 kN (siehe Abb. 6.1).

Abb. 6.34 zeigt den Aufbau einer dieselektrischen Rangier- und Streckenlokomotive. Wie schon in Kap. 3 dargestellt, besitzen Rangierloks wegen des häufigen Fahrtrichtungswechsels ein Mittelführerhaus. Alle Aggregate sind in vorderen und hinteren Vorbauten untergebracht. Bei diesem Lokomotivtyp wird in der Regel ein Brückenrahmen verwendet, auf den die Aufbauten als Module aufgesetzt werden. Unterhalb des Mittelführerhauses unter dem Rahmen ist meist der Tank angebracht mit einem Volumen von ca. 2000 bis 4000 Litern, je nach Motorleistung und vorgesehenem Einsatz. Um die Achslaständerungen beim Anfahren und Bremsen möglichst gering zu halten, wird bei Lokomotiven die Tiefanlenkung der Drehgestelle bevorzugt. Dabei liegt der Punkt der Kraftübertragung zwischen Drehgestellrahmen und Lokrahmen möglichst niedrig über der Schienenoberkante (siehe Abb. 6.35).

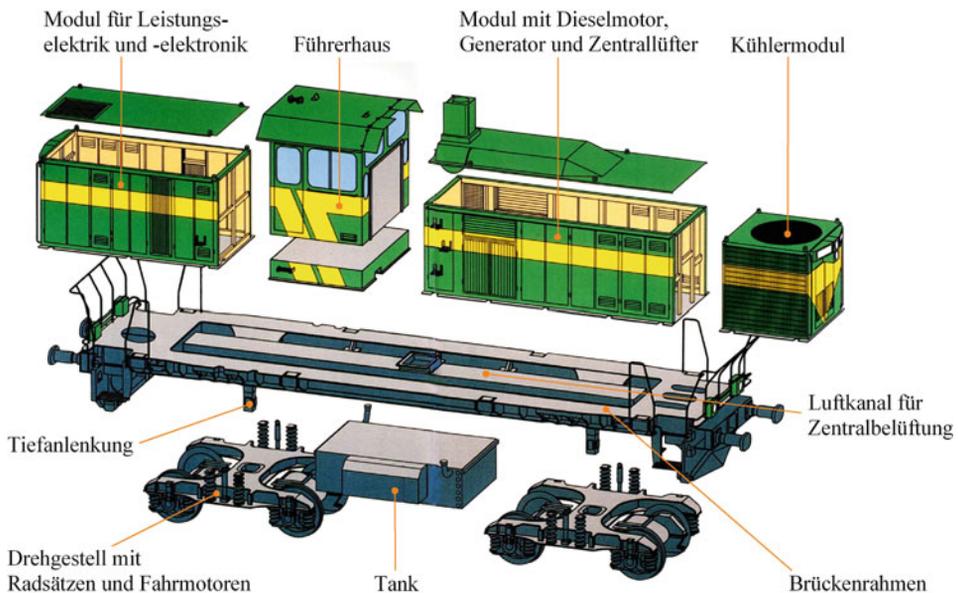


Abb. 6.34 Aufbau einer dieselektrischen Rangier- und Streckenlokomotive. (Nach Werkbild: Krauss-Maffei)

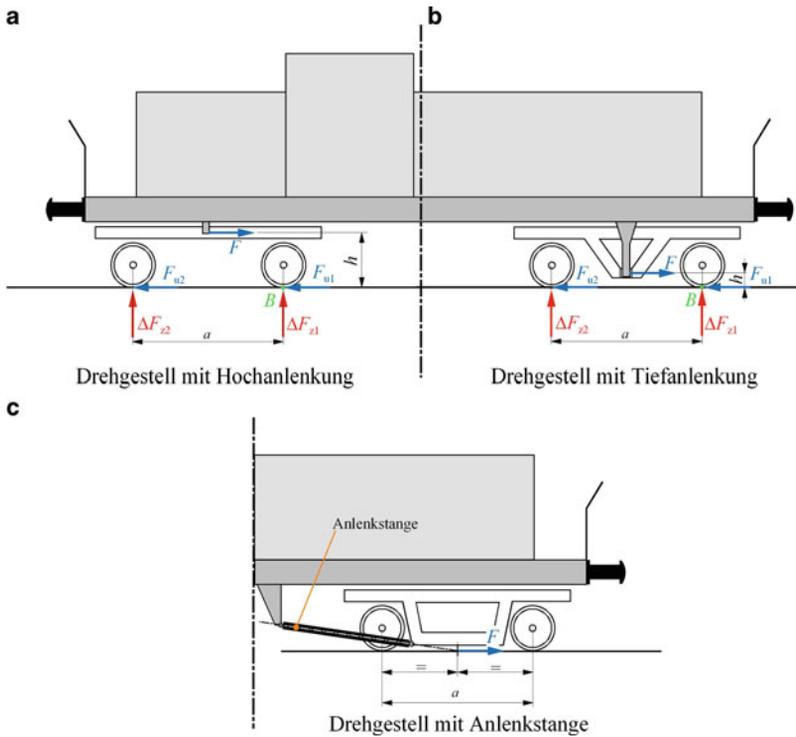


Abb. 6.35 a Hochanlenkung und b Tiefanlenkung von Lokomotiv-Drehgestellen, c Anlenkstange

Betrachten wir zunächst die Hochanlenkung in Abb. 6.35a: Die horizontale Kraft F zwischen Lokrahmen und Drehgestell-Langträger wird in der Höhe h über Schienenoberkante eingeleitet. Dadurch ergeben sich Unterschiede in der Radsatzlast am vorderen und hinteren Radsatz des Drehgestells, ΔF_1 bzw. ΔF_2 . Wir bilden das Momentengleichgewicht um Punkt B :

$$\Delta F_{z2} \cdot a + F \cdot h = 0 \rightarrow \Delta F_{z2} = -F \frac{h}{a} \quad (\text{Radentlastung}). \quad (6.1)$$

Außerdem gilt unter der Annahme, dass die Last auf den Drehzapfen sich durch die Pufferkraft nicht ändert (was in der Realität wegen der Pufferhöhe und wegen des hochliegenden Schwerpunktes der Lok nicht ganz stimmt):

$$\Delta F_{z1} + \Delta F_{z2} = 0 \rightarrow \Delta F_{z1} = -\Delta F_{z2} \rightarrow \Delta F_{z1} = F \frac{h}{a} \quad (\text{Radbelastung}). \quad (6.2)$$

Dies wären die Verhältnisse beim Bremsen. Bei der Aufbringung von Antriebskräften wird der vordere Radsatz im Drehgestell entlastet und der hintere belastet. Der vordere Radsatz könnte bei Einzelachsenantrieb eine zu hohe Umfangskraft haben und durchdrehen

(„schleudern“). Um die Radentlastung möglichst klein zu halten, müssen die Höhe h des Anlenkpunktes möglichst klein und der Radsatzabstand a möglichst groß sein. Letzterem sind wegen des Bogenlaufs und der Platzverhältnisse unter der Lok Grenzen gesetzt – daher die Tiefanlenkung mit kleinem h . Eine weitere Möglichkeit, die Radsatzlastunterschiede zu minimieren, ist eine Anlenkstange zwischen Lokrahmen und Drehgestellrahmen nach Abb. 6.35c zur Übertragung der Zug- und Bremskräfte. Die Verlängerung der Anlenkstangen-Mittellinie sollte möglichst die Mitte des Radsatzstandes in Höhe der Schienenoberkante treffen. Aus Platzgründen ist allerdings die Verwendung einer Anlenkstange nicht immer möglich.

Die Tiefanlenkung der Lokomotive in Abb. 6.34 hat gleichzeitig die Funktion eines Drehzapfens, wobei die Sekundärfedern des Drehgestells mittels Flexicoilwirkung die Quer- und Ausdrehbewegungen des Drehgestells übernehmen. Der Brückenrahmen, der alle Aggregate und Aufbauten der Lokomotive aufnimmt, besteht aus zwei Außenlangträgern, die über Kopf- und Hauptquerträger verbunden sind. Am Hauptquerträger sind die Tiefanlenkungen angeschweißt. Zwischen den beiden Langträgern liegt ein Luftkanal für die Luftführung zu den elektrischen Fahrmotoren und zur Leistungselektronik. Zur Wartung dienen Türen und Klappen an den Vorbauten; für größere Reparaturen oder den Aggregatetausch können die Aufbauten mittels Kran vom Lokrahmen abgehoben werden.

In Abb. 6.36 wird das Untergestell eines Triebkopfs für den ICE 1 gezeigt. Während die Mittelwagen in Aluminium-Integralbauweise hergestellt sind, sind die Fahrzeugkäs-

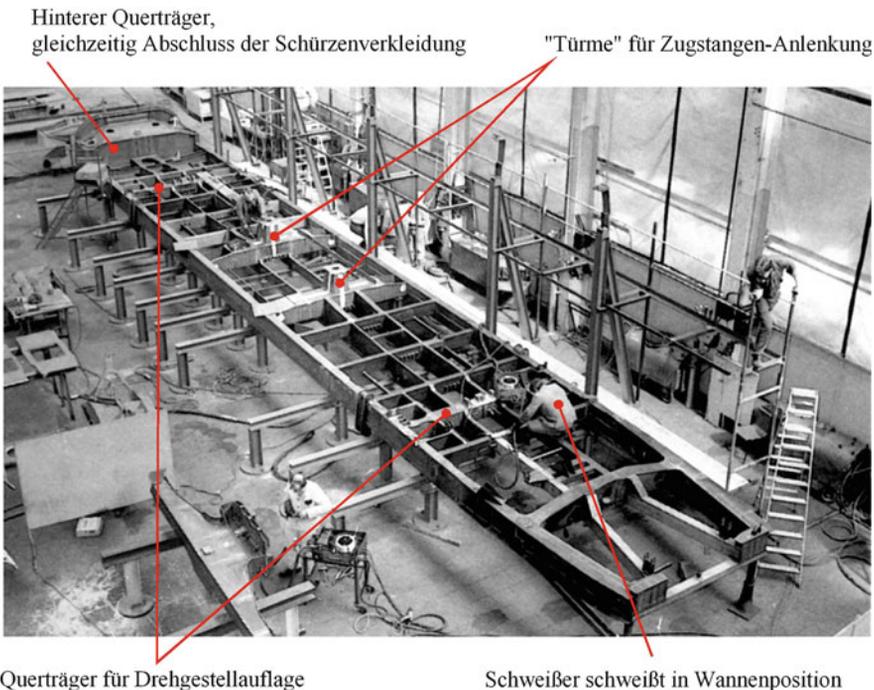


Abb. 6.36 Untergestell des Triebkopfs ICE 1 (Rückenlage). (Nach Werkfoto: Arge Triebkopf)

ten der Triebköpfe eine Stahlkonstruktion in Differentialbauweise. Die in Abb. 6.36 noch fehlenden Seitenwände übernehmen auch eine Tragfunktion. Das Untergestell liegt in Rückenlage, d. h. mit der Unterseite nach oben. Die Drehgestelle des Triebkopfs werden über Anlenkstangen mit dem Lokkasten verbunden. Die für die Aufnahme der Gelenke der Anlenkstangen vorgesehenen „Türme“ sind auf kräftigen Querträgern des Untergestells angeschweißt. Hier werden die Antriebs- und Bremskräfte des Triebkopfs von den Drehgestellen in das Untergestell eingeleitet.

Ein weiteres Beispiel für das Untergestell sowie den Fahrzeugkasten einer elektrischen Lokomotive zeigt Abb. 6.37. Es handelt sich dabei um den Lokomotivtyp „Taurus“ der Fa. Siemens, der bei verschiedenen Staats- und Privatbahnen im Einsatz ist. Das Untergestell in Rückenlage, Abb. 6.37a, lässt die beiden Drehzapfen für die Tiefanlenkung der Drehgestelle erkennen. In der Mitte des Kopfstücks ist die Anschraubfläche für den Einbau der Zughakenpatrone zu sehen. In der Zughakenpatrone ist der Zughaken längs gefedert gelagert. Die Patrone kann gegen eine Mittelpufferkupplung getauscht werden²³.

In Abb. 6.37b ist das Untergestell in Gebrauchslage zu sehen. Man erkennt die Aufnahmen für die Befestigung der Elektrogerüste, in denen die verschiedenen elektrischen und elektronischen Baugruppen untergebracht sein werden. Über den Luftführungsschächten für die Kühlluft der fremdbelüfteten Fahrmotoren stehen später die Motorlüfter. Der Rohbau des Fahrzeugkastens in Abb. 6.37c besteht aus Untergestell, Seitenwänden, Zwischenwänden zwischen Führerstand und Maschinenraum sowie den Lokführerkabinen (siehe Abb. 6.37d). Das Dach ist eine separate Baugruppe, die später auch in der Werkstatt zu Reparatur- und Tauscharbeiten abgehoben werden kann. Die Lokführerkabine ist in diesem Beispiel eine Stahlkonstruktion. Der ölgekühlte Haupttransformator als Großbauteil ist unterflur angeordnet²⁴. Dadurch ist ein Mittelgang im Maschinenraum möglich.

Einen Blick in das Innere des Fahrzeugkastens einer Elektrolokomotive vor der Montage der Ausrüstung zeigt Abb. 6.38. Auch hier bilden Untergestell und Seitenwände sowie die Schottwände zwischen Maschinenraum und Führerständen den Fahrzeugkasten. Das Dach ist abnehmbar. Die Seitenwände sind eine Schweißkonstruktion aus offenen Kantprofilen und Glatblech. Im Maschinenraum sind Sockel für den Einbau der Elektrogerüste vorgesehen. Darunter werden die Kabel verlegt. Auch hier gibt es einen Mittelgang, der die beiden Führerräume verbindet. Zu erkennen sind auch wieder die Bodenöffnungen für die Kühlluftführung und für die Kabelverbindungen zu den Motoren.

²³ Die europäischen Eisenbahnen planten für Ostern 1976 die Umstellung des Fahrzeugparks auf eine automatische Mittelpufferkupplung. Dieser Termin wurde damals wegen der hohen Kosten aber auf unbestimmte Zeit verschoben. Dennoch werden die Untergestelle von Lokomotiven und Wagen nach wie vor so gestaltet, dass der Austausch der Zughakenpatrone gegen eine automatische Mittelpufferkupplung möglich ist. Auch die dann andere Krafteinleitung in die Untergestelle wird bei der Auslegung berücksichtigt.

²⁴ Das Einzelgewicht des Transformators ist nicht bekannt. Üblicherweise liegt es bei Lokomotiven dieser Leistungsklasse (6400 kW) für 16,67 Hz zwischen 10 bis 13 t.

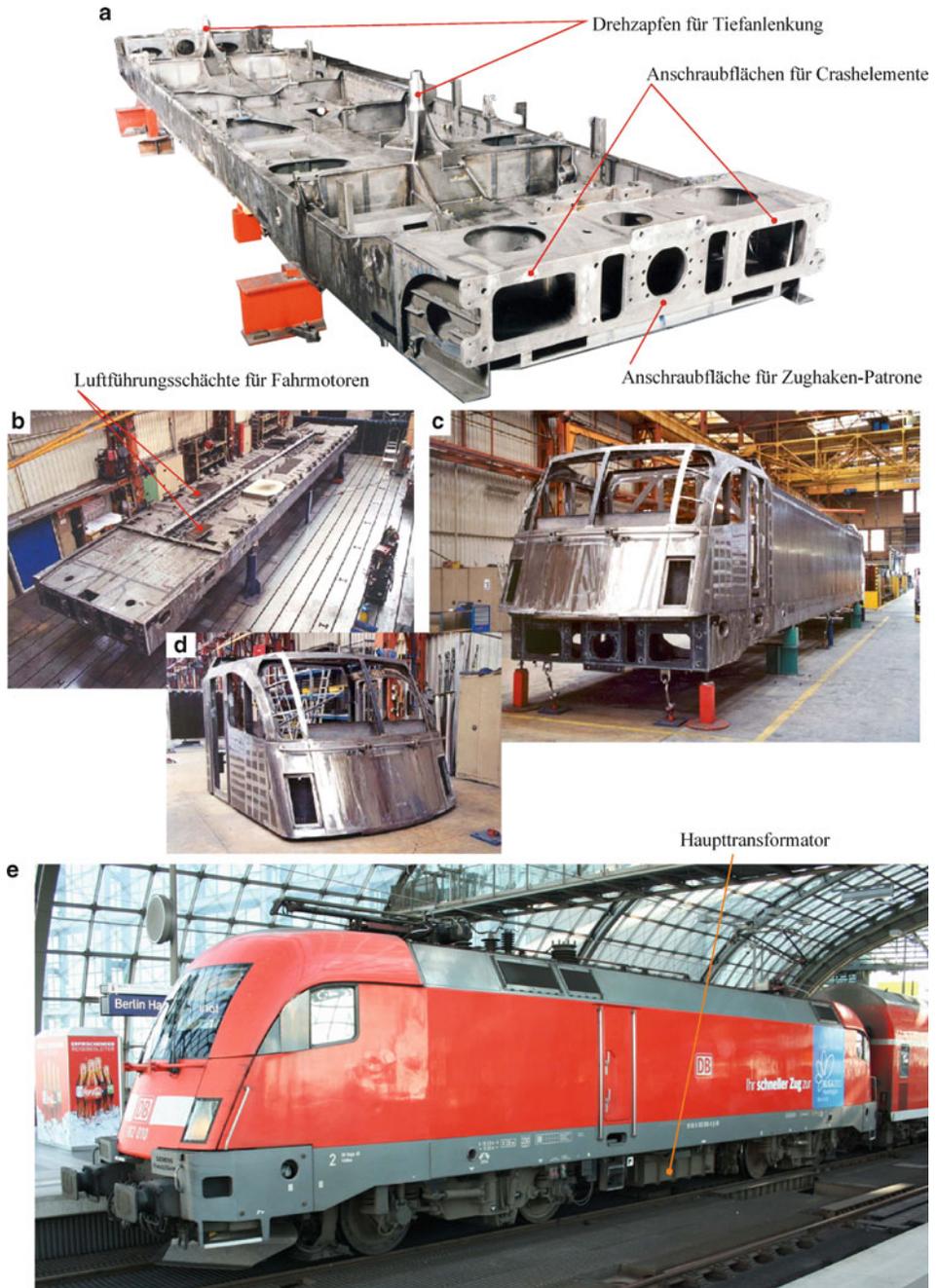


Abb. 6.37 a und b Unterstell, c Fahrzeugkasten, d Lokführerkabine der Elektrolokomotive „Taurus“ (nach Werkfotos: Siemens), e Lokomotive im Betrieb



Abb. 6.38 Fahrzeugkasten einer Elektrolokomotive Baureihe 152 der DB. (Werkfoto: Krauss-Maffei)

6.5 Güterwagen

Der Bau von Güterwagen ist in Deutschland seit Mitte der 1990er Jahre stark zurückgegangen. Die drei großen Hersteller Alstom, Bombardier und Siemens haben den Güterwagenbau eingestellt. In Deutschland sind nur noch einige kleinere Hersteller im Güterwagenbau tätig. Güterwagen für den europäischen Markt werden heute im Wesentlichen in Ost- und Südosteuropa hergestellt. Dennoch sollen hier einige Tragwerke von Güterwagen vorgestellt werden.

Zunächst folgt eine Aufzählung der Bauarten von Güterwagen:

- Offene Wagen: Hochbordwagen für Stückgut und Schüttgut (z. B. Grubenholz, Schrott); Niederbordwagen und Rungenwagen für Stückgut (z. B. Einzelstückgut wie Maschinen; Lang-, Flach- und Plattenmaterial),

- Gedeckte Wagen für Stückgut: Wagen mit Schiebetüren (Regelbauart); Wagen mit Schiebewänden, Wagen mit Schiebewänden und Schiebedach, Wagen mit Schiebedach oder Schwenkdach (für Beladung mit Gabelstapler bzw. Kran; z. B. für palettier-tes Stückgut, Papierrollen, usw.); Teleskop-Haubenwagen, Wagen mit Schiebeplanen (z. B. für Blechcoils),
- Gedeckte Wagen als Spezialwagen: Kühlwagen,
- Offene Wagen als Spezialwagen: Tiefladewagen für schwere und sperrige Güter (z. B. Großmaschinen, Großtransformatoren); offene Doppelstockwagen für Autotransport,
- Offene Wagen für Schüttgut: für Schwerkraftentladung oder mit Kippeinrichtung (z. B. für Erz, Kohle, Mineräldünger, Getreide, Baustoffe),
- Wagen für den kombinierten Verkehr: Tragwagen (2- und 4-achsig oder 6-achsige Gelenkwagen) für den Container- und Behältertransport; Taschenwagen für Sattelauf-lierer; Niederflurwagen für Lkw und Anhänger,
- Behälterwagen mit Druckluftentladung (für staubförmige Ladegüter wie Zement, Tal-kum, Kreide, Mehl sowie leicht körnige Ladegüter wie Gries und Quarzsand),
- Kesselwagen für flüssige Güter (z. B. Mineralöl und -erzeugnisse, Säuren, Laugen usw.); mit Isolierung und Heizeinrichtung (z. B. für Bitumen); als Druckgas-Kessel-wagen für verflüssigte Gase.

Inzwischen ist der Güterwagenbestand der DB auf ca. 120.000 Stück²⁵ geschrumpft. Andererseits ist der Bestand bei Privatbahnen und Waggon-Vermietgesellschaften ge-wachsen. Hinzu kommen noch Güterwagen von Industriebetrieben. Güterwagen werden europaweit eingesetzt. Viele der in Deutschland verkehrenden Güterwagen sind bei Pri-vatbahnen und ausländischen Bahnen eingestellt.

Güterwagen sind besonders durch das Rangieren (Zusammenstellen und Auflösen von Zugverbänden), aber auch durch Be- und Entladen einem rauen Betrieb ausgesetzt. Abb. 6.39 zeigt ein älteres Universaluntergestell für zweiachsige Güterwagen. Auch die-ses Untergestell ist für den Einbau der automatischen Mittelpufferkupplung vorbereitet und hat deswegen einen kräftigen Mittellangträger. Vor dem Beschluss zur Umstellung auf automatische Kupplung besaßen zweiachsige Güterwagen meist als Verbindung der beiden Zughaken eine durchgehende Zugstange, die gegenüber dem Untergestell längs gefedert angelenkt war. Dadurch waren nur seitliche Langträger in der Pufferlängsachse üblich. Mittelpufferkupplungen übertragen aber sowohl Zug- als auch Stoßkräfte. Die Au-ßenlangträger sind warmgewalzte U-Profile aus Baustahl, die Mittellangträger I-Profile. Querträger aus leichten I-Profilen verbinden die Langträger.

Für die Anbindung der Radsätze sind die Federböcke unter den Außenlangträgern angeschweißt. Funkenschutzbleche schützen den Wagenfußboden, der bei vielen Güter-wagenbauarten aus Holzbohlen bzw. Holzschichtstoffplatten besteht, vor Funkenflug beim

²⁵ Vor 40 Jahren hatte die Deutsche Bundesbahn noch ca. 270.000 eigene Güterwagen. Der Bestand ist u. A. auch deshalb zurückgegangen, weil inzwischen zunehmend vierachsige Wagen mit höherer Kapazität gegenüber den Zweiachsern eingesetzt werden.



Abb. 6.39 Universaluntergestell für zweiachsige Güterwagen. (Nach Werkfoto: Waggonfabrik Uerdingen)

Bremsen mit Grauguss-Bremsklötzen. Derartige Universal-Untergestelle wurden z. B. für gedeckte sowie offene Wagen mit Hochborden oder Niederborden verwendet.

In Abb. 6.40 ist ein vierachsiger Schiebewandwagen dargestellt. Die Seiten dieses Fahrzeugs bestehen aus je zwei Schiebewänden. Sie erlauben eine Öffnung zum Be- und Entladen über die halbe Fahrzeuglänge. Mittels Gabelstapler ist damit eine Be- und Entladung sowohl von einer Seitenrampe als auch vom Gleisniveau aus möglich. Da das feste Dach sehr schmal gehalten ist und die Schiebewände oben einen Teil des Wagendaches bilden, lässt sich für die Be- und Entladung auch ein Kran einsetzen. Derartige Fahrzeuge werden zum Transport großvolumiger und schwerer Güter auf Paletten oder in Spezialladungsträgern eingesetzt, z. B. in der Automobilindustrie für Pkw-Motoren und -Getriebe sowie für Blechpressteile, in der Hausgeräteindustrie und in der Papierindustrie. Die Innenbreite beträgt 2780 mm und die Ladelänge 21.980 mm. Damit lassen sich 54 Euro-

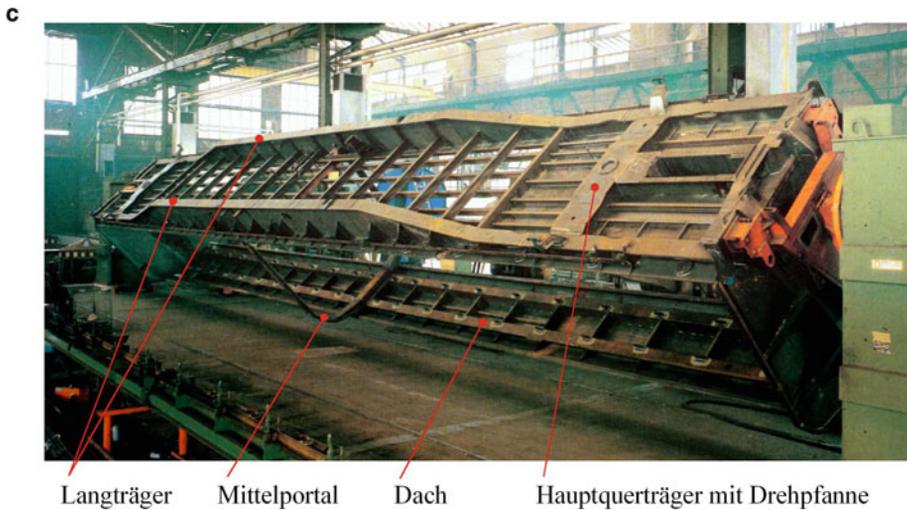
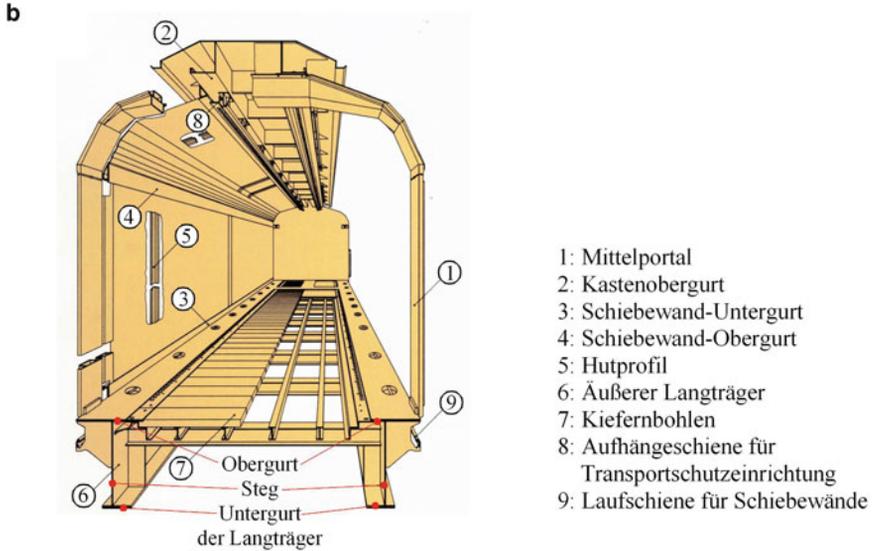
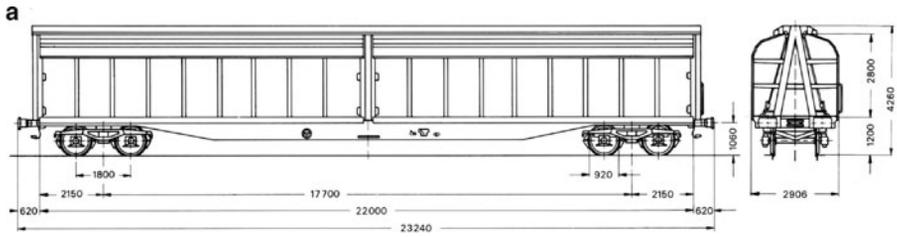


Abb. 6.40 Vierachsiger Schiebewandwagen. **a** Maßskizze, **b** Aufbau des Wagenkastens, **c** Wagenkasten in Schweißvorrichtung. (Nach Werkbilder: Duewag)

Paletten in einer Ebene unterbringen²⁶. Bei einer Radsatzlast von 20 t beträgt die Nutzlast ca. 51 t bei einem Eigengewicht von ca. 29 t.

Das Untergestell des Wagens besteht aus zwei Außenlangträgern, die als Fischbauchträger (Abb. 6.40a und c) ausgebildet sind und damit in ihrem Querschnitt in etwa dem Biegemomentenverlauf eines Balkens unter Streckenlast entsprechen (siehe Abb. 6.2a in Abschn. 6.1.1). Im Mittelteil besitzt der Langträger allerdings eine gerade Unterkante, um die nötige Bauchfreiheit beim Befahren von Kuppen (Ablaufbergen) sicherzustellen. In Abb. 6.40b ist ein Schnitt durch den Wagenkasten zu sehen. Die beiden Langträger bestehen aus in Doppel-T-Form geschweißten Blechen aus Untergurt, Steg und Obergurt. Die beiden Langträger sind über Querträger aus warmgewalzten I-Profilen verbunden. Darauf liegen längs leichte I-Profile, die den Wagenboden aus Kiefernbohlen tragen. Bei gedeckten und offenen Güterwagen werden die Wagenböden häufig aus Holz hergestellt, da es üblich ist, z. B. Keile und Kanthölzer als Ladungssicherung auf den Boden zu nageln. Bei diesem Wagen kann die Ladung durch eingehängte, längs verschiebbare Zwischenwände gesichert werden („Transportschutzeinrichtung“ in Abb. 6.40b). Im Obergurt des Langträgers befinden sich außerdem Zurrösen für Spanngurte bzw. Ketten.

Im Bereich der Pufferbohle und der Drehgestellanbindung (zu erkennen in Abb. 6.40c) ist das Untergestell durch Deckbleche sowie Kopf- und Hauptquerträger verstärkt, da hier die Höhe der Langträger und damit deren Flächenmoment 2. Ordnung verringert ist. Zug und Stoßkräfte müssen in diesem Bereich in die außen liegenden Langträger geleitet werden. Außerdem soll eine ausreichende Diagonalsteifigkeit des Wagens erreicht werden (entsprechend dem Puffer-Diagonalstoß nach Abb. 6.1e). Abb. 6.40c zeigt den Wagenkasten von unten, eingespannt in einer drehbaren Schweißvorrichtung, um das Schweißen in Wannensposition zu ermöglichen.

Der Wagenkasten besteht aus dem Untergestell, den beiden Stirnwänden, einem Mittelportal und dem schmalen Dach, Abb. 6.40b und c. Das Dach ist aus Kantprofilen aus Stahlblech geschweißt und bildet den Obergurt des Wagenkastens. Die Schiebewände laufen unten am Langträger und oben am Dach auf Rollen. Die Schiebewände selbst bestehen aus einem Rahmen aus Aluminium-Hohlprofilen. Zwischen Schiebewand-Obergurt und -Untergurt sind senkrecht Hutprofile eingeschweißt. Das innenliegende Schiebewand-Deckblech aus Aluminium ist mittels Punktschweißungen mit Rahmen und Hutprofilen verbunden.

Das Öffnen der Schiebewände erfolgt manuell: Zunächst wird die zu öffnende Schiebewand über ein Gestänge angehoben, wobei sie sich so weit vom Wagenkasten wegbewegt, dass sie über die zweite, verschlossene Schiebewand hinweggeschoben werden kann. Die geschlossenen Schiebewände sind über Labyrinth-Dichtungen zum Wagenkasten abdichtet, so dass die Ladung vor Witterungseinflüssen geschützt ist.

²⁶ Für die Verlader zählt bei Verkehrsmitteln u. A. die Anzahl unterzubringender Euro-Paletten (Grundfläche 1200×800 mm). Lkw nach StVZO haben eine Innenbreite von etwa 2430 bis 2460 mm und können mit Anhänger bzw. als Sattelkraftfahrzeug maximal 38 Euro-Paletten in einer Ebene aufnehmen. Die Nutzlast beträgt bei Pritschenfahrzeugen inkl. Anhänger ca. 25 t bei 40 t zul. Gesamtgewicht.

Zum Transport flüssiger Ladegüter werden Kesselwagen eingesetzt. Diese sind fast ausschließlich Eigentum von Industrieunternehmen und Waggon-Vermietgesellschaften. Viele der flüssigen Ladegüter sind Gefahrstoffe. Unterschiedliche Ladegüter erfordern jeweils angepasste Ausführungen des Tanks: Für Mineralölprodukte bestehen die Tanks meist aus Baustahl; verdünnte Säuren und Laugen werden in Edeltanks transportiert. Für Chemikalien wie Chlorbleichlauge und Salzsäure gibt es Tanks mit Innengummierung. Zum Transport von Brom sind die Tanks mit Blei ausgekleidet. Der Transport von Bitumen erfordert wärmeisolierte und beheizbare Kessel, um den Inhalt fließfähig zu halten. Zum Beheizen vor der Entladung werden die Wagen meist an stationäre Dampfheizanlagen angeschlossen. Druckgaskesselwagen transportieren unter Druck stehende, verflüssigte Gase wie Propan, Butan usw. und deren Gemische sowie z. B. flüssiges Ammoniak.

Abb. 6.41 zeigt einen Kesselwagen für u. A. Mineralölprodukte. Der Tank besteht aus S355J2+N (beruhigt vergossen). Der Tankmantel hat eine Wandstärke von 7,0 mm, die Böden 8,0 mm. Das Untergestell besteht aus zwei Mittellangträgern aus I-Profil. Im Bereich von der Pufferbohle bis zur Aufsattelung ist es um Außenlangträger, Kopfquerträger und Hauptquerträger erweitert. Am Mittellangträger sind die Bremsausrüstung und die Entleerungseinrichtung angebracht. Der Tank hat zur besseren Restentleerung einen mittleren Knick von 1° . Das Untergestell ist aus Modulen aufgebaut, damit es unterschiedlichen Kessellängen einfach angepasst werden kann. Der Wagen hat eine Eigenmasse von

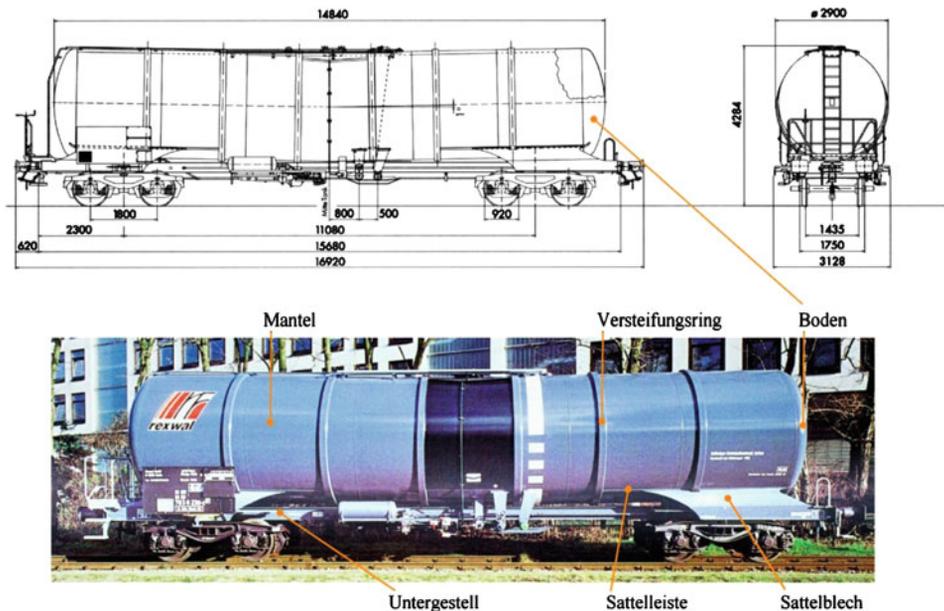


Abb. 6.41 Kesselwagen 95 m³. (Nach Werkbilder: Alstom)

24,6 t, so dass bei 22,5 t Radsatzlast eine Nutzlast von 65,4 t erreicht wird. Ein Kesselwagen mit durchgehendem Untergestell hat eine höhere Eigenmasse.

Die Aufsattelung besteht aus der Sattelleiste, die am Tank angebracht ist, und aus den Sattelblechen. Diese stellen die Verbindung zwischen Tank und Untergestell her und müssen u. A. die Stoßkräfte aus der Tankmasse ins Untergestell umleiten. Sattelleiste und Sattelblech können durch Schweißnähte, Nieten oder Schrauben verbunden werden.

Eine geschweißte Verbindung zwischen Sattelleiste und Sattelblech ist in Abb. 6.42 dargestellt. Dort ist in Abb. 6.42b die Sattelleiste blau und das Sattelblech rot umrandet. Um am Tank keine Spannungsspitzen hervorzurufen, läuft das Sattelblech vorne und hinten an der Sattelleiste sanft aus. Der in Abb. 6.42 gezeigte Wagen ist ein Druckgaskesselwagen (erkennbar an der orangenen Bauchbinde des Tanks) für verflüssigtes Ammoniak. Um bei Sonneneinstrahlung die Wärmeeinbringung in den Tank zu vermindern, besitzt der Wagen ein Sonnenschutzdach. Auch dieser Wagen hat kein durchgehendes Untergestell, sondern nur Mittellangträger.

Ein Tank als rohrförmiges Gebilde hat eine hohe Biege- und Torsionssteifigkeit, so dass es möglich ist, Kesselwagen ohne Untergestell zu bauen. Dadurch lassen sich niedrige Ei-

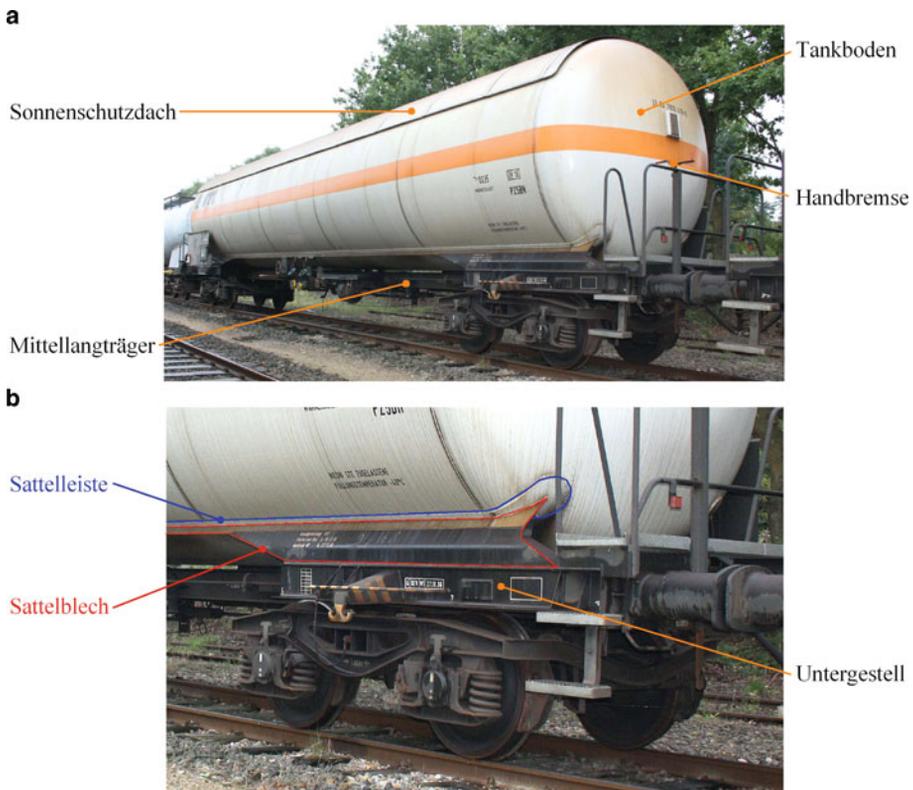


Abb. 6.42 a Druckgaskesselwagen für Ammoniak, b Detail der Aufsattelung

gengewichte erreichen. Die Überleitung der Stoßkräfte von der Pufferbohle in den Kessel führt in der Aufsattelung zu hohen Spannungen, die Risse in den Tanks hervorrufen können. Daher ist diese Bauart nicht mehr gebräuchlich [48]. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass ein Austausch von Kesseln nur mit erheblichem Aufwand möglich ist. Bei Änderungen des Transportmarktes werden Kesselwagen aber durch Austausch des Kessels an neue Anforderungen angepasst.

6.6 Drehgestelle und Fahrwerke

Drehgestelle und Fahrwerke sind maßgebend für die Sicherheit des Schienenverkehrs. Sie unterliegen hohen dynamischen Beanspruchungen. Ein Versagen im Betrieb muss unbedingt vermieden werden. Dies wird durch sorgfältige Auslegung und Fertigung sowie durch regelmäßige Inspektion erreicht. Die Anforderungen für die Auslegung der Drehgestelle und Fahrwerke, soweit sie auf internationalen Strecken in Europa eingesetzt werden, sind u. A. in der DIN EN 15827²⁷ dargelegt. Es müssen zahlreiche weitere Regelwerke berücksichtigt werden²⁸.

Die Lieferung eines Drehgestells/Fahrwerks muss auf einer umfassenden Spezifikation basieren. In dieser Spezifikation sind die Funktionsanforderungen und die Schnittstellen zu den zugehörigen Baugruppen [...] zu beschreiben. [DIN EN 15827]

Die Spezifikation erstellt der Auftraggeber z. B. in Form eines Lastenheftes, teilweise auch in Zusammenarbeit mit dem Lieferanten. Die Spezifikation soll nach DIN EN 15827 u. A. Folgendes beinhalten:

- Verbindungen Drehgestell/Fahrwerk zum Wagenkasten,
- Masse des Wagenkastens, Nutzlast und Lasteinwirkungen,
- Betriebsgeschwindigkeit,
- Schnittstellen und Leistungen des Antriebs- und Bremssystems,
- Streckeneigenschaften,
- Statische Radsatzlast, Grenzen für dynamische Radlasten,
- Betriebsumgebung einschließlich Umweltbedingungen.

Die Lastannahmen unterscheiden nach außergewöhnlichen Lasten (statisch) und Ermüdungslasten (dynamisch, in Form von Lastkollektiven). Außergewöhnliche Lasten werden als maximale Kräfte oder Beschleunigungen behandelt. Sie treten nur in außergewöhnlichen Situationen oder bei Unfällen auf:

²⁷ DIN e. V. (Hrsg.): *Bahnanwendungen – Anforderungen für Drehgestelle und Fahrwerke*. DIN EN 15827, Beuth Verlag, Berlin (2011).

²⁸ Eine gute Übersicht dazu findet sich in [51], S. 245. Dem Leser wird dringend empfohlen, sich im Bedarfsfall über die jeweils aktuell gültigen Regelwerke zu informieren.

- Außergewöhnliche Antwort auf Gleisanregung,
- Entgleisung mit geringer Geschwindigkeit (aus der Schiene ins Gleisbett),
- Plötzliche Aufbringung von Großlasten (Güterfahrzeuge),
- Seitliche Lasten am Punkt des Kippens (Vertikallasten und Wankmomente),
- Gleisverschiebekraft nach Prud'Homme²⁹ multipliziert mit Anzahl der Radsätze,
- Längsbeschleunigung durch harte Rangierstöße,
- Schubkräfte durch Wendemomente an den Radsätzen (infolge Spießgang),
- Lasten infolge Anheben am Drehgestell sowie am Wagenkasten.

Die außergewöhnlichen Lastbedingungen stellen Anforderungen an die statische Festigkeit des Drehgestells/Fahrwerks. Unter diesen Lasten muss das Drehgestell voll funktionsfähig bleiben. Es ist durch Berechnungen und/oder Versuche zu zeigen, dass es dabei zu keiner maßgeblichen dauerhaften Verformung, zu keiner Instabilität (z. B. Ausknicken oder Beulen) und zu keinem Bruch der Konstruktion oder eines Einzelteils kommt.

Ermüdungslasten werden durch Belastungskollektive definiert und beinhalten (siehe auch [51]):

- Vertikale Lasten durch Gleisanregung, evtl. ergänzt durch Lasten aufgrund von Lade-/Entladezyklen (z. B. Pendlerverkehr, Güterfahrzeuge),
- Seitliche Lasten durch Gleisanregung und Kurvenkräfte,
- Lasten aus Antrieb und Bremsung,
- Lasten aus Wendemomenten an den Radsätzen,
- Lasten durch Gleisverwindungen,
- Lasten durch Systemkomponenten (Motor, Federn, Dämpfer, Bremsen usw.).

Die Ermüdungsfestigkeit ist z. B. nach der Dauerfestigkeitsmethode nachzuweisen. Das zugrunde gelegte Werkstoffverhalten unter Ermüdungsbelastung muss auf aktuellen europäischen oder nationalen Normen basieren.

Für die Auslegung von Personenzugfahrzeugen nach BOStrab gilt die VDV-Schrift 152 [7]. Sie wird zurzeit (2016) überarbeitet, da bei einigen Bauarten von Niederflur-Straßenbahnen im Gegensatz zu klassischen Drehgestellen die Ausdehnung des Fahrwerks begrenzt ist (siehe Abschn. 5.6.2 und 6.3). Schon bei kleinen Ausdrehwinkeln des Fahrwerks muss der zugehörige Fahrzeugteil, der über Gelenke mit weiteren Fahrzeugteilen verbunden ist, mitgenommen werden. So kommt es zu größeren Belastungen bestimmter Bauarten von Niederflur-Laufwerken gegenüber Drehgestellen. Diese erhöhten Belastungen sind durch Mehrkörpersimulationen abzuschätzen oder durch Streckenmessungen zu ermitteln [51].

²⁹ Nach Prud'Homme kann durch Seitenkräfte am Spurkranz eine seitliche Gleisverschiebung hervorgerufen werden, wenn über 2 m Fahrstrecke die Seitenkraft mehr als 76 % der Radlast beträgt. Eine Entgleisung ist erst zu erwarten, wenn die Seitenkraft gleich der Radlast ist (siehe: Fendrich, F. (Hrsg.): Handbuch Eisenbahninfrastruktur. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg (2006), S. 56).

Die Spannungen in den Tragstrukturen von Drehgestellen/Laufwerken (wie auch von ganzen Wagenkästen) werden heute mithilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM)³⁰ berechnet. Die FEM dient zur Untersuchung von Problemen aus der Festigkeitslehre (Spannungen und Verformungen bei linearen und nichtlinearen Materialgesetzen), aus der Strömungsmechanik (Umströmung und Durchströmung) und aus der Wärmelehre. Auch Probleme der elektrischen und magnetischen Felder können mithilfe der FEM untersucht werden. Der Einsatz der FEM bei der Festigkeitsberechnung von Laufwerksstrukturen im linearen Bereich, d. h. innerhalb der Gültigkeit des HOOKE'schen Gesetzes, soll an einem Beispiel kurz erläutert werden.

Betrachtet werden mittels FEM-Analyse Rahmen und Wiege eines Straßenbahn-Triebdrehgestells. Der außen liegende Rahmen ist eine geschweißte Kastenkonstruktion. Das Drehgestell für Normalspur hat einen Radsatzabstand von 1800 mm. Die Radsätze sind in der Primärstufe über Gummi-Schubfedern (Metall-Gummifedern, Megi-Federn) im Rahmen gelagert. Jeder Radsatz wird über eine Motor-Getriebe-Einheit angetrieben. Das Drehgestell ist mit Magnetschienenbremsen ausgestattet. Die Wiege ist über senkrechte Schraubenfedern mit dem Drehgestellrahmen verbunden. Bewegungen der Wiege vertikal und in Richtung horizontal-quer werden über hydraulische Stoßdämpfer gedämpft; horizontale Querwege sind durch Gummipuffer begrenzt. Der Wagenkasten stützt sich über einen Drehkranz (Axiallager) auf der Wiege ab (siehe auch Abb. 6.43).

Drehgestellrahmen und Wiegenträger wurden mittels Schalenelementen als FEM-Modell aufgebaut. Der Rahmen besteht aus ca. 14.250 Elementen, die Wiege aus ca. 5200. Gegen Dauerbruch des Rahmens wurden folgende Belastungen untersucht:

- (1) Vertikallast als reguläre Last („Zweidrittellast“, d. h. zwei Drittel aller Sitz- und Stehplätze sind besetzt),
- (2) Verwindungskraft aus 4% Überhöhungsrampenneigung (4 mm Höhenunterschied je 1 m Radabstand),
- (3) Querstoß als reguläre Last,
- (4) Querstoß der Motor-Getriebe-Einheiten,
- (5) Vertikallast der Motor-Getriebe-Einheiten,
- (6) Bremsung als reguläre Last (Betriebsbremsung).

Die Lasten werden als Mittelwert und untere und obere Spanne erfasst (z. B. in der Form $F = F_0 \pm F_a$ mit F_0 = Mittelkraft und F_a = Ausschlagkraft). Die Festigkeitswerte ergeben sich hierbei aus einem Dauerfestigkeits-Diagramm des Werkstoffs.

³⁰ FEM-Programmsysteme sind heute oft Teil eines PDM-Systems (Product Data Management System), d. h. CAD-Modelle können direkt in FEM-Modelle umgesetzt und analysiert werden. Einige bekannte FEM-Programme sind:

ANSYS: <http://www.ansys.com> (auch als Studentenversion erhältlich).

LS-DYNA: <http://www.dynamore.de>.

NASTRAN: <http://www.mscsoftware.com>.

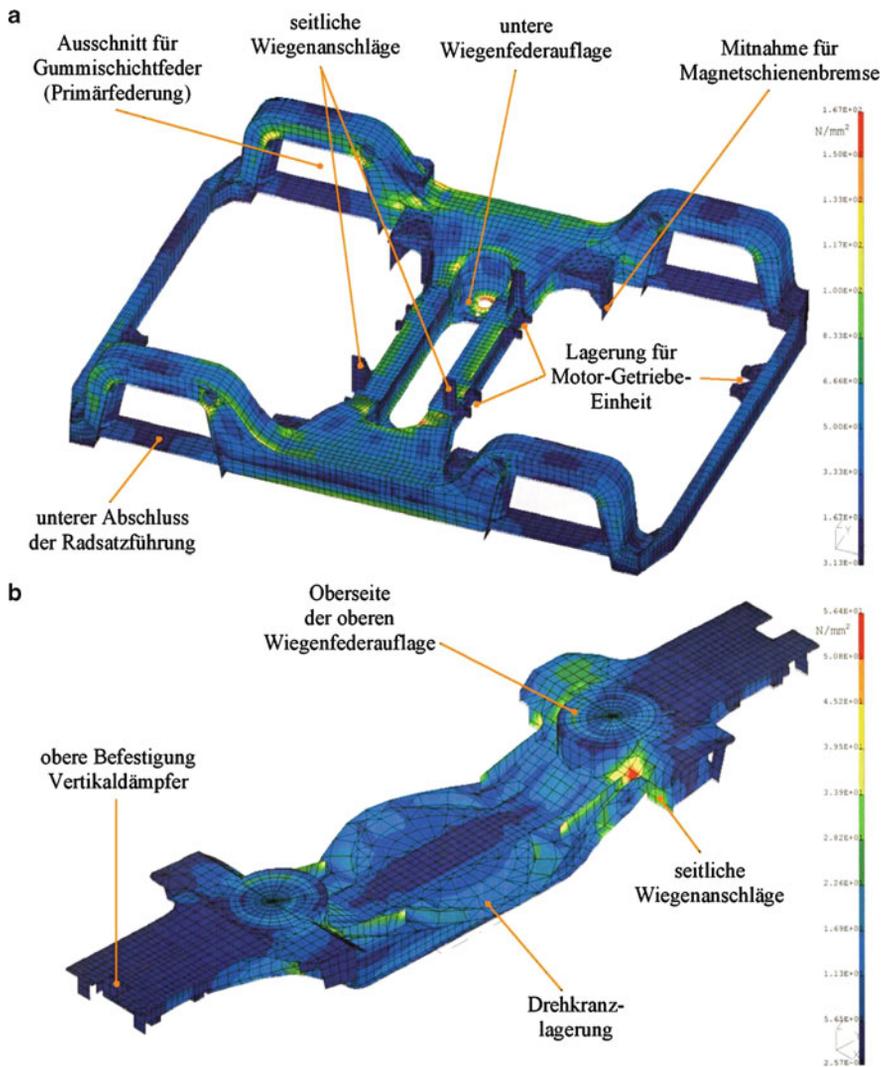


Abb. 6.43 Ergebnisse der FEM-Berechnung für ein Straßenbahn-Triebdrehgestell. **a** Rahmen und **b** Wiegenträger

Gegen Streckgrenze des Werkstoffs wurde beim Rahmen untersucht:

- (7) Vertikallast als Höchstlast,
- (8) Querstoß als außergewöhnliche Last,
- (9) Verwindungskraft aus 6,7 % Neigung der Überhöhungsrampe,
- (10) Vertikallast der Motor-Getriebe-Einheiten als außergewöhnliche Last,
- (11) Querstoß der Motor-Getriebe-Einheiten als außergewöhnliche Last,

- (12) Gefahrenbremsung,
- (13) Längsstoß bei Auffahrt auf Fahrzeug,
- (14) Längsstoß der Motor-Getriebe-Einheiten bei Auffahrt.

Beim Wiegenträger wurden folgende Lastfälle gegen Dauerbruch untersucht:

- (1) Vertikallast als Zweidrittellast,
- (2) Querstoß als reguläre Last,
- (3) Bremsung als reguläre Last.

Gegen Streckgrenze wurden untersucht:

- (4) Vertikallast als Höchstlast,
- (5) Querstoß als außergewöhnliche Last,
- (6) Gefahrenbremsung,
- (7) Längsstoß bei Auffahrt auf Fahrzeug,
- (8) Anheben.

In Abb. 6.43 sind die Ergebnisse der FEM-Rechnung für die Überlagerung der Lastfälle gegen Dauerbruch zu sehen. Beim Rahmen sind dies die Lastfälle 1 bis 6, bei der Wiege 1 bis 3. Dargestellt sind die Maximalspannungen als Vergleichsspannungen. Zur Beurteilung der Dauerfestigkeit sind zusätzlich die Mittel- und die Minimalspannungen erforderlich. Anhand der Farben der Ausgabegrafik lassen sich Bereiche hoher Spannungen erkennen. Die Skalen sind rechts in Abb. 6.42a und b dargestellt. Die Zahlenwerte werden vom FEM-Programm automatisch auf die aufgetretenen Höchstspannungen skaliert. Beim Drehgestellrahmen liegen die Höchstspannungen im Bereich der unteren Wiegenfederauflage mit 167 N/mm^2 . Für den Wiegenträger beträgt die Höchstspannung etwa 56 N/mm^2 im Übergang zwischen oberer Wiegenfederauflage und seitlichen Wiegenanschlägen.

Abb. 6.44 zeigt als weiteres Ergebnis der FEM-Rechnung die Verformungen des Wiegenträgers beim Lastfall „Anheben“. Dabei wird das leere Fahrzeug am Laufwerk, z. B. nach Entgleisungen, mittels Hydraulikzylindern angehoben. Das FEM-Programm stellt die Verformungen vergrößert dar und markiert die Verschiebung der einzelnen Elemente durch Farben. Die Skala rechts in Abb. 6.44 gibt die Größe der Verformungen an: Gegenüber der Mitte des Wiegenträgers werden die Seiten um rund 3,1 mm nach unten gebogen. Wie weitere Untersuchungen gezeigt haben, ist dies eine rein elastische, also reversible Verformung.

Die Umsetzung eines Geometriemodells aus dem CAD in ein FEM-Modell setzt Erfahrung voraus, da z. B. die gewählte Größe und Art der Elemente Einfluss auf die berechneten Spannungen hat. Werden in hoch belasteten Bereichen die Elemente zu groß gewählt, kann dies die berechneten Spannungen verfälschen. Ebenso ist bei der Beurteilung der mittels FEM berechneten Spannungen und Verformungen Erfahrung notwendig. Es ist

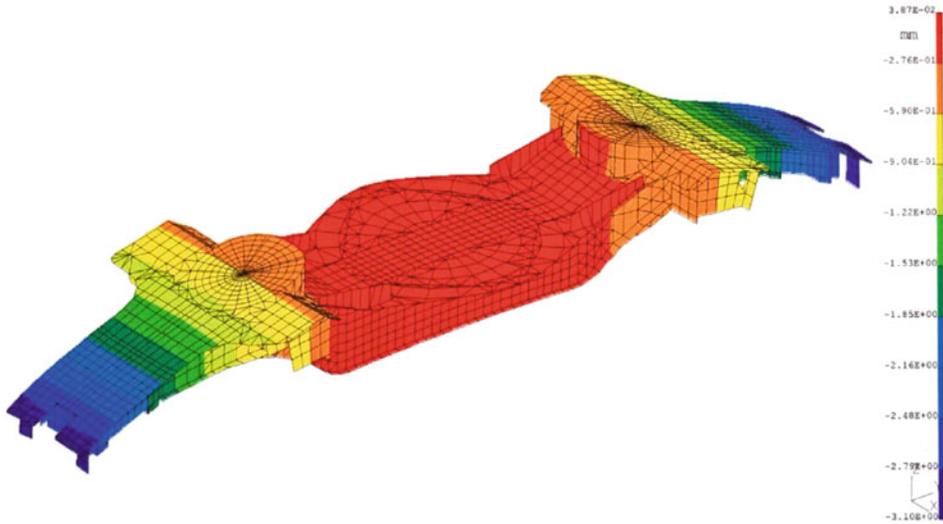


Abb. 6.44 Verformungen am Wiegenträger für den Lastfall „Anheben“

zu beachten, dass Schweißnähte bei komplexen Strukturen oft nicht realitätsnah oder gar nicht abgebildet werden können. Auch Eigenspannungen im Bereich von Schweißnähten sind nicht erfassbar. Dennoch ist die FEM ein Werkzeug, das bei der Dimensionierung von Schienenfahrzeugen und deren Baugruppen seit 40 Jahren wesentlich zum Leichtbau und zur sichereren Auslegung beiträgt.

Literatur

1. Adler, G., Fenner, W., et al. (Hrsg.): Lexikon der Eisenbahn, 8. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1990)
2. Babel, G.: Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik. Vieweg Verlag, Wiesbaden (2007)
3. Baur, K.G.: Drehgestelle – Bogies. EK-Verlag, Freiburg (2006)
4. Bendel, H.: Die elektrische Lokomotive. transpress Verlag, Berlin (1994)
5. Beyer, K.-H., Degenkolbe, J., et al.: Handbuch Diesellokomotiven. transpress Verlag, Stuttgart (2005). Reprint der Ausgabe 1963
6. BMVI (Hrsg.): Verkehr in Zahlen 2013/14. Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung/DVV Media Group, 42. Jahrgang, Hamburg (2014)
7. Bugarcic, H., Geers, L., Meyer-Plate, E.: Empfehlungen für die Festigkeitsauslegung von Personenzugfahrzeugen nach BOStrab VDV-Schriften, Bd. 152. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), Köln (1992)
8. DB AG: Arbeitsmappe für die Aus- und Fortbildung von Triebfahrzeugführern auf dem Triebzug BR 402 DB AG. Dienstleistungszentrum Bildung, Berlin (1995)
9. DB Reise & Touristik AG (Hrsg.): ICE T – BR 411, 415 und 605. Hestra-Verlag, Darmstadt (2000)
10. DBCargo AG (Hrsg.): Die Güterwagen der Bahn. DBCargo AG, Berlin (2000)
11. Deinert, W.: Elektrische Lokomotiven. transpress Verlag, Stuttgart (2006). Reprint der 2. Auflage 1965
12. Deinert, W.: Eisenbahnwagen, 4. Aufl. transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin (1981)
13. Engelmann, M., Ludwig, H.: Handbuch der Dieseltriebfahrzeuge der Deutschen Bundesbahn. Vermögensverwaltung der GDL, Frankfurt/Main (1963)
14. FAG Kugelfischer (Hrsg.): FAG Rollenachslager für Schienenfahrzeuge, Publ.-Nr. 07100, FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co., Schweinfurt (ca. 1963)
15. Feihl, J.: Die Diesellokomotive. Aufbau – Technik – Auslegung. Transpress-Verlag, Stuttgart (1997)
16. Fiedler, J.: Bahnwesen – Planung, Bau und Betrieb von Eisenbahnen, S-, U-, Stadt- und Straßenbahnen, 4. Aufl. Werner Verlag, Düsseldorf (1999)
17. Filipovic, Z.: Elektrische Bahnen – Grundlagen, Triebfahrzeuge, Stromversorgung, 5. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg (2015)
18. Fischer, R., Linse, H.: Elektrotechnik für Maschinenbauer, 13. Aufl. Vieweg + Teubner, Wiesbaden (2009)
19. George, K.-D.: Fahrzeuge und maschinentechnische Anlagen Handbuch für den Eisenbahnbetriebsleiter, Bd. 3. Aus- und Weiterbildungszentrum Verkehrsgewerbe Leipzig, Leipzig (2006)
20. Glück, H.: Aerodynamik der Schienenfahrzeuge. TÜV Rheinland, Köln (1985)
21. Gralla, D.: Eisenbahnbremstechnik. Werner, Düsseldorf (1999)

22. Hanneforth, W., Fischer, W.: Laufwerke Schienenfahrzeugtechnik. transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin (1986)
23. Hausmann, A., Steinbügl, J.: Grundlagen des Bahnbetriebs DB-Fachbuch, Bd. 4/10. Eisenbahn-Fachverlag, Heidelberg (2000)
24. Hegger, A., Marks-Fährmann, U., Restetzki, K.: Grundwissen Bahn. Verlag Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten (2014)
25. Hochschule für Technik und Wirtschaft (Hrsg.): Tagungsband 8. Internationale Schienenfahrzeugtagung, Dresden, 2006. Eurailpress Tetzlaff-Hestra, Hamburg (2006)
26. Hochschule für Technik und Wirtschaft (Hrsg.): Tagungsband 13. Internationale Schienenfahrzeugtagung, Dresden, 2014. DVV Media/Eurailpress, Hamburg (2014)
27. Ihme, J.: Beitrag zur Laufdynamik zweiachsiger Schienenfahrzeuge im geraden Gleis. Diss. TU Braunschweig (1983)
28. Institution of Mechanical Engineers (Hrsg.): Railway Rolling Stock IMechE Seminar Publication 1996-17, Bury St Edmunds (1996)
29. Iwnicki, S. (Hrsg.): Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Taylor & Francis Group, Boca Raton/Florida (2006)
30. Janicki, J., Reinhard, H., et al.: Schienenfahrzeugtechnik, 3. Aufl. Bahn Fachverlag, Berlin (2013)
31. Joachimsthaler, A.: Die elektrischen Einheitslokomotiven der Deutschen Bundesbahn, 3. Aufl. Vermögensverwaltung der GDL, Frankfurt/Main (1969)
32. Knorr-Bremse (Hrsg.): Grundlagen der Bremstechnik, Basics of Brake Technology, 3. Aufl. Knorr-Bremse GmbH, München (2007)
33. Knothe, K., Stichel, S.: Schienenfahrzeugdynamik. Springer, Berlin/Heidelberg (2003)
34. Koewius, A.: Aluminium-Schienenfahrzeuge Entwicklungen – Technologien – Projekte Aluminium-Zentrale e. V., Düsseldorf. Hestra, Darmstadt (1992)
35. Krugmann, H.-L.: Lauf der Schienenfahrzeuge im Gleis – Eine Einführung. Oldenbourg Verlag, München/Wien (1982)
36. Kunicki, H.: Kraftübertragungsanlagen der Dieseltriebfahrzeuge. transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin (1963)
37. Kuper, K., Janicki, J., Meffert, R.: Bremstechnik und Bremsproben, 2. Aufl. DB-Fachbuch. Eisenbahn-Fachverlag, Heidelberg (1992). 9/11
38. Lehmann, H.: Bahnsysteme und ihr wirtschaftlicher Betrieb. Tetzlaff, Darmstadt (1978)
39. Lübke, D. (Hrsg.): Handbuch – Das System Bahn. DVV Media Group, Hamburg (2008)
40. Mäurich, G., Matthes, H., Stöbel, G.: Straßenbahnen, 2. Aufl. transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin (1990)
41. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 5. Aufl. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg (2014)
42. Müller, S.: Elektrische und dieselektrische Triebfahrzeuge, Leistungsfähigkeit – Wirtschaftlichkeit – Arbeitsweise. Birkhäuser Verlag, Basel/Boston/Stuttgart (1979)
43. Neuber, H.D. (Hrsg.): Studie über ein Schnellverkehrssystem, Hochleistungs-Schnellbahn-Studiengesellschaft. Ottobrunn/Bundesministerium für Verkehr, Bonn (1972)
44. Pippert, H.: Antriebstechnik – Strömungsmaschinen für Fahrzeuge. Vogel-Verlag, Würzburg (1974)
45. Plett, S.: Einführung in die Technik der Bremsen. Die Lokomotivtechnik. Gewerkschaft Deutscher Lokomotivbeamten und Anwärter, Frankfurt/Main (1974). Sonderausgabe 9
46. Reinhardt, W.: Geschichte des Öffentlichen Personenverkehrs von den Anfängen bis 2014, Mobilität in Deutschland mit Eisenbahn, U-Bahn, Straßenbahn und Bus. Springer Vieweg, Wiesbaden (2014)
47. Rose, H. (Hrsg.): Lexikon der Lokomotive. Transpress Verlag, Berlin (1992)

48. Rossberg, R.R. (Hrsg.): Deutsche Eisenbahnfahrzeuge von 1838 bis heute. VDI-Verlag, Düsseldorf (1988)
49. Sachs, K.: Elektrische Triebfahrzeuge, Ein Handbuch für die Praxis sowie für Studierende in drei Bänden. Springer, Wien (1973)
50. Saumweber, E., Gerum, E., Berndt, P.J.: Grundlagen der Schienenfahrzeugbremse Archiv für Eisenbahntechnik, Bd. 43. Hestra-Verlag, Darmstadt (1990)
51. Schindler, C. (Hrsg.): Handbuch Schienenfahrzeuge. Entwicklung – Produktion – Instandhaltung. DVV Media Group, Hamburg (2015)
52. Steimel, A.: Elektrische Triebfahrzeuge und ihre Energieversorgung, Grundlagen der Praxis, 3. Aufl. Deutscher Industrieverlag, München (2014)
53. Taschinger, O.: Stahl im Leichtbau von Eisenbahnwagen, Beratungsstelle für Stahlverwendung. Verlag Stahleisen, Düsseldorf (1967)
54. VDI (Hrsg.): Getriebe für Schienenfahrzeuge (Tagung Veitshöchheim 1999), VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb. VDI-Berichte, Bd. 1455. VDI Verlag, Düsseldorf (1999)
55. Voith, J.M. (Hrsg.): Hydrodynamik in der Antriebstechnik Wandler, Wandlergetriebe, Kupplungen, Bremsen. Vereinigte Fachverlage, Mainz (1987)
56. VDB e. V. (Hrsg.): Die Bahnindustrie in Deutschland Zahlen und Fakten zum Bahnmarkt und -verkehr. Verband der Bahnindustrie in Deutschland (VDB), Berlin (2014)
57. VDV e. V. (Hrsg.): Der Straßenbahner. Handbuch für U-Bahner, Stadt- und Straßenbahner. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV, Köln (2001)
58. VDV e. V. (Hrsg.): Stadtbahnssysteme – Light Rail Systems, Grundlagen – Technik – Betrieb – Finanzierung, Principles – Technology – Operation – Financing. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen (VDV), Köln/DVV Media Group, Hamburg (2014)
59. Wende, D.: Fahrdynamik des Schienenverkehrs. Teubner Verlag, Stuttgart (2003)
60. Wickens, A.H.: Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability. Swets & Zeitlinger, Lisse (2003)

Sachverzeichnis

$\Delta\gamma$ -Funktion, 168

Δr -Funktion, 157

A

Aluminium-Strangpressprofile, 227

Amplitudensteuerung, 62

Anfahrwandler, 83

Anlenkung

 Triebdrehgestell, 245

B

Bahnsystem, 3

Bedarfskennfeld, 48

Beschleunigungswiderstand, 39

Blattfederlenker, 180

Bohrschlupf, 165

Bohrwinkelgeschwindigkeit, 165, 167

Bremsansteuerung

 elektropneumatisch, 113

Bremsartwechsel, 113

Bremsdruckregler, 115

Bremse

 durchgehend, 109

 generatorisch, 119

 hydrodynamisch, 121

 reibungsbefahet, 101

Bremsgewicht, 132

Bremsklotzformen, 116

Bremsklotzsohle, 116

Bremsklotzwerkstoffe, 116

Bremschaltung, 120

 elektrische Bremse, 120

Bremsschlupf, 103

Bremsweg

 Berechnung, 126, 129

Brückenrahmen

 Lokomotive, 244

C

Crash, 213

Crashelement, 214, 216

D

Dampfmaschine, 51

Diesellokomotive, 85, 88, 90, 94

 Multi Engine, 91

Dieselmotor, 77

 Bremsmoment, 78

 Kennfeld, 78

 Motorkennlinie, 89

Differential-Wandler-Getriebe, 84, 85

Doppelstockwagen, 237

Drehgestell

 amerikanisches, 176

 Dreieckslenker, 184

 Grundtypen, 176

 Güterwagen, 177

 ICE 1, 183

 Jakobsanordnung, 186

 Luftfederung, 198, 202

 luftgefedert, 185

 Reisezugwagen, 182

 Wiegenfederung, 179

Drehgestelle

 Ermüdungslasten, 257

 Festigkeitsauslegung, 256

Drehgestellfahrzeug, 175

Drehgestellrahmen

 torsionsweich, 196

Drehhemmung, 185

Drehmassenzuschlagsfaktor, 39

Drehstromasynchronmotor, 65, 67

Drehstrom-Leistungsübertragung, 88

Drehzahllücke, 78

- Druckluftbremse, 109
 - direkt wirkend, 110
 - einlösig, 111
 - indirekt wirkend, 110
 - mehrlösig, 111
 - selbsttätig, 111

- E**
- Eigenfrequenz
 - eines Pendels, 162
- Einphasenwechselstrom, 55
- Eisenbahnfahrzeug, 8, 10
- Eisenbahnoberbau, 14
- Elektrische Leistungsübertragung, 86
- Elektrolok, 70
- Elektrolokomotive
 - Last Mile, 96

- F**
- Fahrleitung, 24
- Fahrleitungsspannung, 56
- Fahrmotor, 67
- Fahrwerk
 - KERF, 202
- Fahrwiderstände, 31
- Fahrwiderstandslinie, 44
- Fahrzeugumgrenzungprofil, 22
- Federspeicherbremse, 107, 108
- FEM-Analyse, 258
- Festigkeitsanforderungen
 - Wagenkästen, 206
- Flammrichten, 221
- Flexicoilfederung, 184
- Führerbremseventil, 115

- G**
- Gasturbine, 92
- Gegendruckbremse, 52
- Gegenwindzuschlag, 33
- Geschwindigkeit
 - kritische, 170, 173–175
- Gesetzliche Grundlagen, 9
- Gleichstromgenerator, 87
- Gleichstrommotor, 58
- Gleichstromsteller, 59
- Gleisbogen
 - Fahrzeugstellung im, 158
- Gleislagefehler, 138
- Gleisunebenheiten, 137
 - Rolllinie, 140

- Gleitschutz, 115
- Gravitationsfedersteifigkeit, 168
- Gummigefedertes Straßenbahnrad, 18
- Gummiringfederantrieb, 73
- Gummirollfeder, 187
- Güterverkehrsleistung, 26

- H**
- Haftreibung, 49
- Handbremse, 99, 106
- Heizung
 - Reisezug, 93
- Herzstück, 20
- Hohlwellentatzlagerantrieb, 73
- Hybridantrieb, 95
- Hybridbauweise, 231, 232
- Hybridlokomotive, 95
- Hydrodynamische Kupplung, 81
- Hydrodynamischer Wandler, 82
- Hydrodynamisches Getriebe, 89

- I**
- Ideales Lieferkennfeld, 48
- Impuls widerstand, 42

- K**
- Kardantrieb TGV, 75
- Kardanhohlwellenantrieb, 75
- Keilpaketkupplung, 73, 74
- Kesselwagen, 254
 - Aufsattelung, 255
- Konizität
 - effektive, 156, 171
- Kraftschlussbeiwert, 102, 104
- Kraftschlussgrenze, 48, 50
- Kraftschluss-Schlupf-Funktion, 166, 168
- Krümmungswiderstand, 38
- Kupplung, 79

- L**
- Lastschaltgetriebe, 79
- Lastwechsel, 115, 133
- Laufwiderstand, 32
- Lemniskatenlenker, 187
- Lichtraumprofil, 22
- Losradlaufwerk, 191
- Luftfeder
 - Balgarten, 202
 - Berechnung, 197
 - Eigenfrequenz, 200

- Kennlinie, 199
- Niveauregulierung, 200
- Tragfähigkeit, 200
- Zusatzvolumen, 200, 201
- Luftfederung, 197
- Luftwiderstand, 33, 40
- Luftwiderstandsbeiwert, 40
- M**
- Magnetschienenbremse, 122, 123
- Marschwandler, 83
- Mechanische Leistungübertragung, 79
- Mindestbrems Hundertstel, 132
- Mindestüberhöhung, 194
- N**
- Neigeeinrichtung
 - Wagenkasten, 196
- Nichtlinearität
 - Beispiele, 150
- Normalspur, 18
- O**
- Ottomotor, 76
- P**
- Pendellänge, 162
- Personenverkehrsleistung, 26
- Q**
- Querspanfläche, 34
- R**
- Radlenker, 20
- Radnabenmotor, 191
- Radprofil
 - Straßenbahn, 154
- Radprofile, 154
 - Eisenbahn, 154
- Radreifen, 16
- Radreifen-Umrissprofil, 152
- Radsatz, 15, 17
 - Bewegungsgleichungen, 169
 - dynamisches Verhalten, 156
 - Geschwindigkeiten am, 167
 - Kräfte und Momente, 163
- Radsatzanordnung, 13
- Radsatzführung, 160
- Regellichtraum, 23
- Reibrührschweißen, 228
- Rillenschiene, 155
- Rollwiderstand, 36
- Rollwiderstandsbeiwert, 36
- S**
- Schaken-Laufwerk, 160, 161
- Scheibenbremse, 117
- Schiebewand, 253
- Schienenbahnen, 4
- Schienenfahrzeughersteller, 27
- Schienenprofil, 21
- Schlingerlauf, 21
- Schotter, 14
- Schotteroberbau, 15
- Schwingempfinden
 - des Menschen, 136
- Schwingungsantwort, 146
- Schwingungsersatzmodell, 144
- Schwingungskomfort, 136
- Simulation, 141
 - im Frequenzbereich, 144
 - im Zeitbereich, 149
- Simulationsprogramm, 143
- Spurführung, 135
- Spurweite, 17, 19
- Stadtbahn, 5, 6
- Standseilbahn, 4, 7
- Steigung, 37
- Steuerventil, 111
- Stoßwiderstand, 37
- Straßenbahn, 5
- Straßenbahnfahrwerk, 192
- Straßenbahnfahrzeug, 8, 12
 - Niederflur, 188
- Streckenwiderstand, 37
- Stromabnehmer, 24
- Stromrichtersteuerung, 63
- Stromschiene, 26, 27
- Stromsysteme Europa, 57
- T**
- Tatzlagerantrieb, 71
- Treibschlupf, 103
- Trommelbremse, 118
- U**
- Übergangsbogen, 194
- Überhöhungsrampe, 194, 195
- Unebenheiten
 - Gleis-, 139

Untergestell

- Güterwagen, 251, 253
- Lokomotive, 246, 248

V

- Vakuumbremse, 109
- Vergrößerungsfunktion, 147

W**Wagenkästen**

- Anhebelastfall, 208
- Differentialbauweise, 225, 233
- Doppelstockwagen, 234
- Edelstahl, 223, 238
- Ermüdungslastfälle, 209
- Festigkeitsanforderungen, 206
- Hybridbauweise, 231
- Integralbauweise, 225, 233
- Kollisionssicherheit, 212
- Massenanteile, 230
- Mischbauweise, 218
- Röhrenbauweise, 221
- Sektionsbauweise, 223
- selbsttragend, 220
- senkrechte Lasten, 207
- Stadtbahnwagen, 239

Stahlbauweise, 219

statische Versuche, 210

Straßenbahn, 241

Straßenbahnwagen, 243

Wickeltechnik, 233

Zug- und Druckkräfte, 206

Wandler-Getriebe, 83

Wannenposition

Schweißen, 241

Wechselstrommotor, 60, 61, 65

Weiche, 20

Straßenbahn, 155

Werkstoffkennwerte, 238

Widerstandsbremse, 64, 120

Wiege

Pendelanlenkung, 178

Wirbelstrombremse, 125

Wirkungsgradverlauf

hydraulischer Wandler, 83

Z

Zahnradbahn, 6

Zeigerdiagramm, 146

Zeitschrittintegration, 151

Zugkraftunterbrechung, 79

Zweiachs-Längsantrieb, 73