

Grundlagen der Schienenfahrzeug bremse

HERAUSGEBER

Dipl.-Ing. Hans-Dietrich von Bernuth, Vorstandsmitglied Verkehrsausschuß BDI, Köln
Professor Dr.-Ing. Rolf Kracke, Universität Hannover, Mitglied des Verwaltungsrats der DB
Dr.-Ing. E.h. Helmut Maak, Bereichsleiter Bautechnik in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Theo Rahn, Präsident des Bundesbahn-Zentralamts München

SCHRIFTLEITER

Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Franz Häfner, Abteilungspräsident beim Bundesbahn-Zentralamt München,
Arnulfstraße 19, 8000 München 2, Ruf (089) 128/5437
Professor Dr.-Ing. Karl W. Schreck, Friedrich-Bender-Straße 10, 6240 Königstein (Ts.), Ruf (06174) 21612

WIRTSCHAFT UND WERBUNG

Willy Waßmuth, Holzhofallee 33, 6100 Darmstadt, Ruf (06151) 33481-3

REDAKTIONSMITGLIEDER

Dipl.-Ing. Wolfgang Feldwisch, Bundesbahnberrat, ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Lothar Henrich, Bundesbahnberrat, ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.

FACHWISSENSCHAFTLICHER BEIRAT

Dipl.-Ing. Blank, Präsident des Bundesbahn-Zentralamts Minden
Dipl.-Ing. (FH) Ditting, Direktor, Krupp MaK Maschinenbau GmbH, Kiel
Professor Dr.-Ing. Eisenmann, TU München
Professor Dr.-Ing. Frederich, RWTH Aachen
Dipl.-Ing. Frerk, Ministerialrat, Hauptabteilungsleiter – Reisezugwagen, Technik u. Vorhaltung –
in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Gemeinhardt, Bereichsleiter Einkauf in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Görlitz, Geschäftsführer der Krauss-Maffei Verkehrstechnik GmbH, München
Professor Dipl.-Ing. Gottfried, Leiter des Stabes Informationslogistik in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB,
Frankfurt a.M.
Professor Dr.-Ing. Heimerl, Universität Stuttgart (TH)
Dipl.-Ing. Heitkamp, Geschäftsführer der E. Heitkamp GmbH, Herne
Professor Dr.-Ing. Herbst, TU Berlin
Dipl.-Ing. Honnefelder, Stellvert. Vorstandsmitglied der Dyckerhoff & Widmann AG, München
Dipl.-Ing. Koch, Generalbevollmächtigter der Waggonfabrik Talbot KG, Aachen
Dipl.-Ing. Koher, Generalbevollmächtigter der Asea Brown Boveri AG, Mannheim
Dipl.-Ing. Kramer, Mitglied der Geschäftsführung Waggon Union GmbH, Netphen
Dipl.-Ing. Linkerhäger, Ministerialdirigent, Bereichsleiter Neubaustrecken in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB,
Frankfurt a.M.
Professor Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Lisson, Präsident der BD München
Dr.-Ing. Luber, Vorstandsmitglied der Held & Francke Bau AG, München
Dr. jur. Mennicken, Ministerialdirektor, Abteilungsleiter beim Bundesministerium für Forschung und Technologie, Bonn
Professor Dipl.-Ing. Dr. rer. pol. Milz, Vorsitzender der Geschäftsführung der AEG Westinghouse Transport-Systeme GmbH,
Berlin
Friedrich W. Möller, Ministerialrat, Präsidiumsmitglied des Verkehrsforum Bahn e.V., Bonn
Dipl.-Ing. Mollé, Bereichsleiter Maschinentechnik in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Manfred Montada, Verbandsdirektor des Bundesverbandes Deutscher Eisenbahnen, Köln
Gabriele Freifrau v. Morsey-Picard, Geschäftsführer des Verbandes der Deutschen Lokomotivindustrie, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Münchswander, stellv. Mitglied des Vorstands der DB, Frankfurt a.M.
Wilhelm Pällmann, Mitglied des Vorstands der DB, Frankfurt a.M.
Professor Dr.-Ing. Pierick, TU Braunschweig
Dipl.-Ing. Reimers, Mitglied des Vorstands der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Kfm. Sanders, Leiter des Unternehmensbereichs Bahnen, Standard Elektrik Lorenz AG, Stuttgart
Dipl.-Ing. Scheller, Geschäftsführer der Deutschen Eisenbahn-Consulting GmbH, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Sitzmann, Ministerialrat, Hauptabteilungsleiter – Betriebs- u. Systemtechnik S-Bahnen –
in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Troche, Ministerialrat, Hauptabteilungsleiter – Produktion in den Werken –
in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Professor Dipl.-Ing. Voß, Universität Hannover
Dipl.-Ing. Voß, Ministerialrat, Hauptabteilungsleiter – Triebfahrzeuge und Straßenfahrzeuge –
in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dr.-Ing. E.h. Weigelt, Präsident der BD Nürnberg
Dipl.-Ing. Wiedemann, Mitglied des Vorstands der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Ing. Wolters, Bereichsleiter Werke in der ZENTRALE Hauptverwaltung der DB, Frankfurt a.M.
Dipl.-Volkswirt Wolz, Geschäftsführer des Verbandes der Waggonindustrie, Frankfurt a.M.

Inhalt

7	Einführung
8	Verwendete Formelzeichen
11	1 Allgemeines
11	1.1 Mechanik des Bremsens
22	1.2 Temperaturen in Reibungsbremsen
24	1.3 Wärmespannungen
27	1.4 Verschleiß
28	1.5 Thermodynamik
31	1.6 Längskräfte in Zügen
39	2 Bremskomponenten
39	2.1 Klotzbremse
49	2.2 Scheibenbremse
56	2.3 Generatorische Bremse
60	2.4 Hydrodynamische Bremsen
63	2.5 Kraftschlußunabhängige Bremsen
71	3 Zusatzgeräte
71	3.1 Gestängesteller
75	3.2 Bremszylinder
76	3.3 Lastabbremung
78	3.4 Gleitschutzregler
81	3.5 Luftbeschaffung und -aufbereitung
85	4 Bremssteuerung
85	4.1 Anforderungen an die Bremssteuerung
85	4.2 Pneumatische Bremssteuerung

94	4.3 Elektrische Bremssteuerung
97	4.4 Führerbremsgerät
97	4.5 Notbremsung
100	Literatur
102	Stichwortverzeichnis
103	Forschungsarbeiten aus dem Bereich spurgeführter Verkehrssysteme an den Universitäten 1987 bis 1989

Einführung

Bremsen bedeutet Energieumwandlung. Bei Haltebremsungen wird bei Güterzügen eine maximale Leistung von etwa 300 kW je Achse umgesetzt, bei modernen Hochgeschwindigkeitszügen bis zu 1,2 MW je Achse. Diese Leistungen sind erheblich höher als die entsprechenden Antriebsleistungen. Außer bei der generatorischen Bremse, die unter gewissen Voraussetzungen auch ins Netz zurückspeisen kann, wird bei allen anderen Bremsen die Energie letztlich in Wärme umgewandelt. Bei Reibungsbremsen treten dabei außerordentlich große Leistungsdichten auf. Die daraus resultierenden hohen Temperaturen und Wärmespannungen sowie der unvermeidliche Verschleiß bestimmen die Leistungsgrenzen der Bremsen. Dieser Problematik wird ein breiter Raum eingeräumt.

Dem Kraftschluß zwischen Rad und Schiene ist eine ausführliche Darstellung gewidmet, da er für den bei einer Bremsung erreichbaren Bremsweg ausschlaggebend ist.

Es wird versucht, nur die physikalischen Grundlagen und die prinzipielle Funktion der einzelnen Bremsen zu erläutern, weshalb keine konstruktiven Details dargestellt werden. Bei der generatorischen Bremse beschränken sich die Ausführungen auf die wichtigsten bremsstechnischen Eigenschaften und Einsatzbedingungen der verschiedenen Typen.

Einige für ein Bremssystem wesentliche Geräte und Begriffe, wie Gestängesteller, Bremszylinder, Gleitschutzregler, Lastabbremsung usw. werden kurz beschrieben.

Ein langer Zug bildet mit dem Führerbremsventil, der pneumatischen Leitung, den Steuerventilen und Vorratsbehältern eine sehr träge und schwer zu beherrschende Regelstrecke. Diese pneumatische Bremssteuerung wird in einem besonderen Abschnitt dargestellt. Auch hier wird vor allem beschrieben, warum die einzelnen Geräte bestimmte Funktionen erfüllen und weniger, wie diese Funktionen konstruktiv verwirklicht sind. Es wird gezeigt, daß für Güterwagen trotz der Grenzen in der Regulierfähigkeit zur pneumatischen Bremssteuerung keine Alternative besteht. Im Personenverkehr, insbesondere im Nahverkehr, gewinnen elektrische Bremssteuerungen mehr an Bedeutung.

1 Allgemeines

1.1 Mechanik des Bremsens

1.1.1 Kraftschluß zwischen Rad und Schiene

Seit Beginn der Eisenbahntechnik war der sowohl für das Antreiben als auch für das Bremsen zur Verfügung stehende Kraftschlußwert zwischen Rad und Schiene eine dominierende Frage, die in zahlreichen Versuchen behandelt worden ist. Dabei ergab sich entsprechend der großen Zahl von Einflußparametern (hauptsächlich Witterungsbedingungen, Verunreinigungen, Schienen- und Radmaterial, Fahrgeschwindigkeit) eine Streubreite für den Kraftschlußwert beim Bremsen von 0,01 bis 0,3 ([1.1] mit zahlreichen Literaturhinweisen).

Vor allem in den letzten dreißig Jahren wurde eine Reihe theoretischer Untersuchungen durchgeführt, insbesondere um den Zusammenhang zwischen Kraftschluß und Schlupf zu klären. Dabei werden Rad und Schiene als linear elastische Körper angenommen und innerhalb des Berührgebiets (HERTZsche Fläche) die Gültigkeit des COULOMB'schen Reibungsgesetzes vorausgesetzt. Bei einem rollenden Rad ist die Übertragung einer Tangentialkraft grundsätzlich mit dem Auftreten eines Schlupfes verbunden [1.2]. Die im Berührgebiet auftretenden Effekte sollen am Beispiel eines gerade rollenden, gebremsten Rades beschrieben werden.

Die Oberflächenelemente des Rades treten mit Zugvorspannung (+), die der Schiene mit Druckvorspannung (-) in das Berührgebiet ein. Im vorderen Teil des Berührgebiets, dem Haftgebiet, werden diese Vorspannungen festgehalten, im hinteren Gleitgebiet können die Oberflächenelemente relativ zueinander gleiten und verlassen schließlich mit jeweils umgekehrter Vorspannung wieder das Berührgebiet. Daher ist die Umfangsgeschwindigkeit $r \dot{\phi}$ immer kleiner als die Fahrzeuggeschwindigkeit v , was einen Mikroschlupf zur Folge hat (Bild 1.1.1.1).

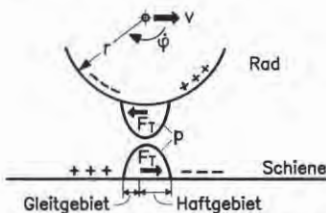
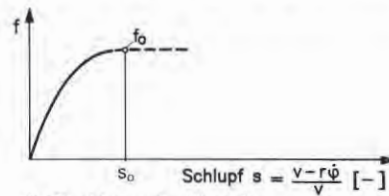


Bild 1.1.1.1: Spannungen im Bereich des Berührgebiets zwischen Rad und Schiene beim gebremsten Rad



Kraftschlußwert : Theorie

Bild 1.1.1.2: Abhängigkeit des Kraftschlußwerts f vom Schlupf s nach der linearen Elastizitätstheorie

Bei einer Steigerung der Tangentialkraft F_T vergrößert sich der Anteil des Gleitgebiets am Berührgebiet, bis schließlich das Haftgebiet völlig verschwindet und reines Gleiten beginnt. Nach dieser linear elastischen Theorie tritt ein Kraftschlußverlauf gemäß Bild 1.1.1.2 und ein optimaler Schlupf von maximal einigen Promille auf.

Ein Radsatz rollt jedoch im realen Gleis niemals gerade in Schienenlängsrich-



Bild 1.3.1: Wärmerisse in der Reibfläche einer Brems-scheibe aus Grauguß

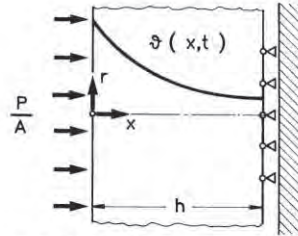


Bild 1.3.2: Wärmestrom und Temperaturverlauf bei einer Haltbremsung in dem als unendlich ausgedehnte Platte der Dicke h idealisierten Reib-körper

(Bild 1.3.2), der auf der Fläche $x = 0$ eine Wärmeleistung P zugeführt wird und deren Dicke h so groß ist, daß zum Zeitpunkt maximaler Wärmespannung noch keine wesentliche Temperaturerhöhung bei $x = h$ auftritt. In der Platte stellt sich während der Bremsung eine Temperaturverteilung $\vartheta(x, t)$ ein.

Zur Lösung des Elastizitätsproblems nimmt man an, daß die Platte an der Fläche $x = h$ in x -Richtung fest und in r -Richtung verschieblich gelagert ist. In der Platte herrscht dann ein ebener Formänderungszustand, bei dem nur die Spannungsponenten

$$\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = - \frac{E \alpha_l}{1 - \nu} [\vartheta(x, t) - \vartheta_m(t)] \quad (1.3.1)$$

auftreten.

Dabei bedeuten

- | | |
|--------------|--------------------------------|
| r, φ | = Polarkoordinaten, |
| E | = Elastizitätsmodul, |
| α_l | = Wärmeausdehnungskoeffizient, |
| ν | = Querdehnzahl, |

$$\vartheta_m(t) = \frac{1}{h} \int_0^h \vartheta(x, t) dx = \text{mittlere Temperatur über die Plattendicke.}$$

Da die maximale Temperatur während einer Bremsung immer an der Oberfläche $x = 0$ auftritt, läßt sich zur Berechnung der maximalen Spannung die Gleichung (1.2.10) mit $P_0/A = m v_0 a / A_S$ benutzen:

$$\vartheta_{x=0,t} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{m v_0 a \sqrt{t}}{A_S \sqrt{\lambda \varrho c}} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_B}\right). \quad (1.3.2)$$

Dabei ist A_S die vom Klotz oder Belag überstrichene Fläche. Diese Beziehung besitzt in dem nach (1.3.6) interessierenden Zeitbereich bei Fourier-Zahlen (Definition von a_T (1.2.6))

$$Fo = \frac{a_T t_B}{h^2} < 2 \quad (1.3.3)$$

für endlich dicke Platten einen Fehler von kleiner 10% [2.1].

Die mittlere Temperatur erhält man aus der Bedingung, daß zu jedem Zeitpunkt die abgebremste kinetische Energie sich als Wärmeenergie in der Platte befindet:

$$\frac{m}{2} (v_0^2 - v^2) = A_S h \varrho c \vartheta_m(t).$$

Mit $v = v_0 - at$ und $\tau = t/t_B$ folgt hieraus für die Temperaturdifferenz

$$\vartheta_{x=0,t} - \vartheta_m(t) = \frac{m v_0 a \sqrt{t_B}}{A_S \sqrt{\lambda} \varrho c} \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\tau} \left(1 - \frac{2}{3} \tau\right) - Fo \tau \left(1 - \frac{\tau}{2}\right) \right]. \quad (1.3.5)$$

Der Zeitpunkt $\tau = \tau_m = f(Fo)$, zu dem die maximale Temperaturdifferenz auftritt, ergibt sich durch Differentiation von (1.3.5) aus folgender Gleichung:

$$1 - 2 \tau_m - \sqrt{\pi Fo \tau_m} (1 - \tau_m). \quad (1.3.6)$$

Für die maximale Spannung erhält man aus (1.3.1), (1.3.5) und (1.3.6)

$$\sigma_{rr \max} = \sigma_{\varphi\varphi \max} = - \frac{E \alpha_1 m v_0 h k a}{3(1-\nu) A_S \lambda} \quad (1.3.7)$$

mit der Abkürzung

$$k = 3 \sqrt{Fo} \left[\frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\tau_m} \left(1 - \frac{2}{3} \tau_m\right) - Fo \tau_m \left(1 - \frac{\tau_m}{2}\right) \right]. \quad (1.3.8)$$

In Bild (1.3.3) sind τ_m und k als Funktion der Fourier-Zahl dargestellt. Beim Grenzübergang $Fo \rightarrow 0$ strebt das Produkt hk gegen

$$hk = 2 \sqrt{\frac{2}{\pi} a_T t_B}. \quad (1.3.9)$$

Die Formel (1.3.7) gestattet, die maximale Wärmespannung für Haltebremsungen in sehr einfacher Weise mit einer Genauigkeit von etwa 10% zu bestimmen. Für eine exakte Lösung wäre hierzu ein enormer Aufwand nötig, z.B. mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente.

Bei obiger Ableitung wurde angenommen, daß die gesamte Bremsenergie der

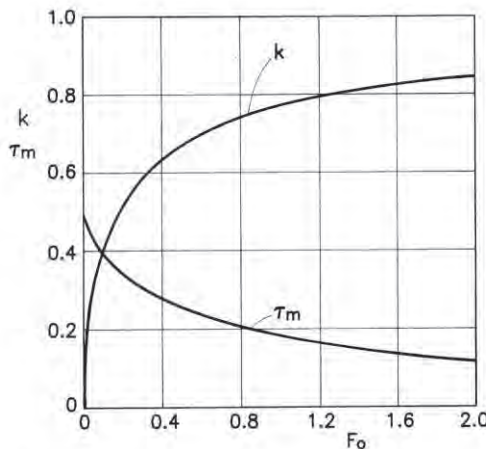


Bild 1.3.3: Dimensionslose Zeit $\tau_m = t_m/t_B$, bei der die maximale Wärmespannung auftritt und dimensionslose Abkürzung k zur Berechnung der Wärmespannung als Funktion der FOURIER-Zahl Fo

unter der Lauffläche sind nach den in [2.13] angegebenen Formeln als Funktion der Radlast und des Raddurchmessers berechnet und in Bild 2.1.6.1 dargestellt. Für eine Radlast von 100 kN und einen Raddurchmesser von 1000 mm ergibt sich z.B. eine Vergleichsspannung von 850 N/mm², die dauerhaft ertragen werden kann, wenn keine hohen Belastungen durch das Bremsen hinzukommen (ein Lastwechsel alle 3 m ergibt 3 × 10⁸ Lastwechsel je 10⁶ Laufkilometer!). Die Wärmespannungen (herrührend von Haltebremsungen) lassen sich mit Hilfe der in Abschnitt 2.1.3 angegebenen Gleichungen berechnen und sind

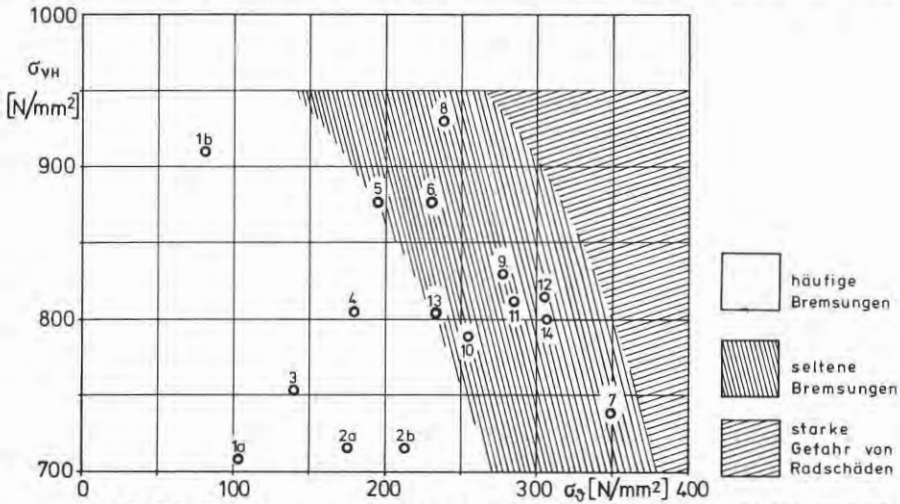


Bild 2.1.6.2: Belastungsgrenzen klotzgebremster Räder in Abhängigkeit der Haupteinflußparameter Wärmespannung σ_θ und HERTZsche Vergleichsspannung σ_{VH} (Bezeichnung der Punkte gemäß Tafel 1)

Tafel 1

		m_{Rad} [t]	v_0 [km/h]	a [m/s ²]	d_{Rad} [m]
1	Torpedopfannenwagen				
	a)	5,6	80	0,80	0,82
	b)	10,8	50	0,55	0,82
2	Reisezugwagen				
	a)	5,6	140	1,05	0,95
	b)	5,6	160	1,05	0,95
3	Voiture Corail SNCF	6,1/1,8*	160	1,15	0,89
4	Taschenwagen DB	6,5	120	0,70	0,76
5	Erzzug DB	10,0	100	0,65	0,92
6	Güterwagen DB, SS-fähig	10,0	120	0,68	0,92
7	Suburban Car Melbourne	6,0	120	0,80	1,01
8	Kesselwagen BR	12,5	100	0,53	0,95
9	TGV SNCF	8,5/4,4*	160	1,15	0,92
10	Lokomotive 103 DB	9,7	138	0,81	1,25
11	Lokomotive 120 DB	10,5	137	0,86	1,25
12	Lokomotive 110 DB	10,6	143	0,87	1,25
13	Bahnpostwagen DB	7,9	140	0,92	0,95
14	Metro Caracas	7,5	80	1,10	0,86

* gebremster Anteil

beispielhaft für eine Radlast von 100 kN und einen Raddurchmesser von 1 m als Funktion der Geschwindigkeit für Grauguß und Kunststoffklötze in Bild 2.1.3.3 dargestellt. Hierbei treten in der Nähe der Lauffläche Druckspannungen mit den Komponenten $\sigma_{xx} \approx \sigma_{yy}$ und $\sigma_{zz} \approx 0$ auf. Die Spannungen in Bild 2.1.3.3 setzen voraus, daß der Wärmefluß gleichmäßig über die gesamte vom Klotz überstrichene Fläche erfolgt, was praktisch nicht erreichbar ist.

Bei der Überlagerung der Spannungszustände

- ▷ Eigenspannungen vor dem Bremsen σ_{E0}
nach dem Bremsen σ_{E1} ,
- ▷ Kontaktspannungen σ_{vH} (1 Lastwechsel/Umdrehung),
- ▷ Wärmespannungen σ_{θ} (1 Lastwechsel/Bremung),

treten folgende Belastungszyklen auf:

- ▷ Rollen im kalten Zustand,
- ▷ Rollen beim Bremsen, Aufbau der Wärmespannungen, Entfestigung und Umlagerung der Eigenspannungen,
- ▷ Rollen mit Abkühlen und weiterer Umlagerung der Eigenspannungen,
- ▷ Rollen im kalten Zustand.

In Bild 2.1.6.2 werden die beiden wichtigen Einflußparameter σ_{vH} und σ_{θ} für verschiedene ausgeführte Fahrzeuge gegenübergestellt; es werden Bereiche angegeben, in denen die Klotzbremse bei häufigen Betriebsbremsungen oder seltenen Notbremsungen angewendet werden kann. Die angegebenen Grenzen können natürlich nur Schäden der Lauffläche bei üblichen Räderstählen grob erfassen. Vielen Fahrzeugen kommt zugute, daß in der Praxis Bremsungen mit maximaler Beladung, Ausgangsgeschwindigkeit und Verzögerung im Bremskollektiv selten auftreten.

2.2 Scheibenbremse

2.2.1 Allgemeines

Die Scheibenbremse hat sich bei Reisezugwagen und auch im Nahverkehr aus folgenden Gründen weitgehend durchgesetzt:

- ▷ Die Leistungsgrenze der Klotzbremse, insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten, ist überschritten.
- ▷ Der Unterhalt der Scheibenbremse ist billiger.
- ▷ Der Fahrkomfort mit der Scheibenbremse ist größer. Hierzu gehören Reduzierung des Halterucks, der Bremsgeräusche (Quietschen) und der Rollgeräusche (glatte Laufflächen).
- ▷ Geringe Abhängigkeit des Reibwertes von Druck und Geschwindigkeit.
- ▷ Kleinere Anpreßkräfte ermöglichen kleinere Zylinder, leichteres Gestänge und geringeren Luftverbrauch.

Im Gegensatz zur Klotzbremse kann sowohl das Material als auch die konstruktive Gestaltung (Ventilation) der Scheibe allein nach brems technischen Gesichtspunkten gewählt werden.

2.2.2 Konstruktiver Aufbau

Man unterscheidet nach Art der Befestigung Wellen- und Radbremsscheiben. Die Wellenbremsscheiben sitzen auf der Radsatzwelle im Raum zwischen den

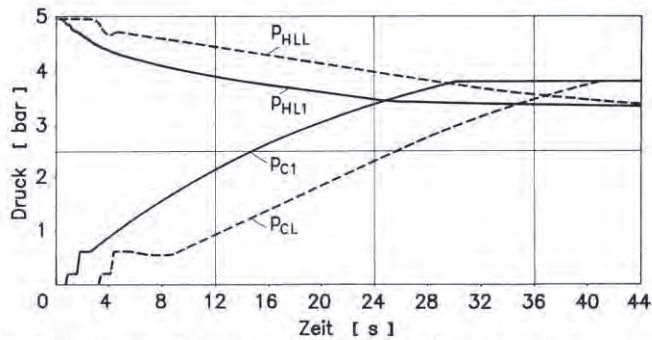


Bild 4.2.13: Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Vollbremsung an einem Zug mit 35 Güterwagen und einer Gesamtlänge von 720 m in Bremsart „G“

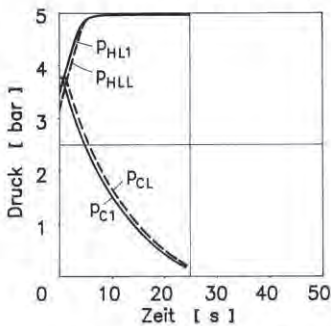


Bild 4.2.14: Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Lösen in Fahrtstellung aus Vollbremsung an einem Zug mit 5 Reisezugwagen in Bremsart „P“

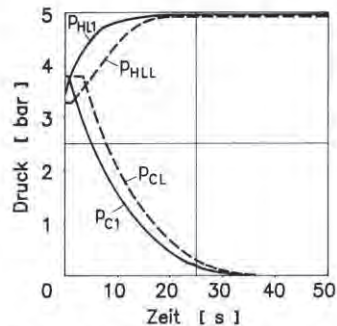


Bild 4.2.15: Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Lösen in Fahrtstellung aus Vollbremsung an einem Zug mit 15 Reisezugwagen in Bremsart „P“

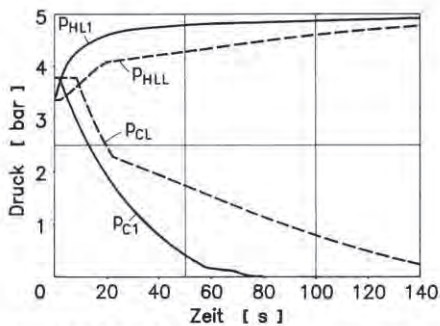
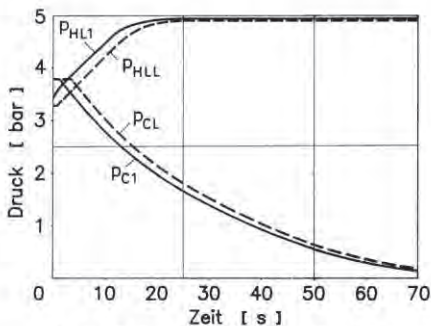


Bild 4.2.16 (links): Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Lösen in Fahrtstellung aus Vollbremsung an einem Zug mit 15 Güterwagen und einer Gesamtlänge von 320 m in Bremsart „G“ und Bild 4.2.17 (rechts): Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Lösen in Fahrtstellung aus Vollbremsung an einem Zug mit 35 Güterwagen und einer Gesamtlänge von 720 m in Bremsart „G“

Bilder 4.2.14–4.2.17 zeigen die Bremsdruckdiagramme beim Lösen aus einer Vollbremsung. Es gilt im wesentlichen dasselbe wie beim Bremsen.

Den komplexen Aufbau eines UIC-Steuerventils mit Druckräumen, Kolben, Ventilsitzen, Membranen und Federn zeigt Bild 4.2.20.

4.2.13 AAR-Bremsen

Entsprechend der UIC definiert in Nordamerika die AAR (Association of American Railroads) die Bedingungen für die Bremse. Der wesentliche Unterschied zur UIC-Bremse ist die Einlösbarkeit. In Amerika wird in Kauf genommen, daß eine Bremse schlechter regulierbar ist. Bei dieser Bremse ist ein Teillösen nicht möglich, außer man verwendet spezielle Rückhalteventile. Der Vorteil bei der einlösigen Bremse liegt in der erheblich kürzeren Lösezeit gegenüber der mehrlösigen UIC-Bremse. Damit ist es möglich, auch Zuglängen bis 2000 m und darüber zu beherrschen. Im UIC-Bereich werden im Normalfall Zuglängen bis knapp über 700 m gefahren. Der Nachteil der einlösigen Bremse ist ihre Erschöpfbarkeit. Durch das schnelle Lösen der Bremse (s. 4.2.11) ist die Bremse bereits gelöst, wenn der Vorratsluftbehälter noch nicht wieder aufgefüllt ist. Bei einem erneuten Bremsen kann dann unter Umständen nicht mehr der volle Bremszylinderdruck aufgebaut werden. Spezielle Notbremseinrichtungen mit eigenem Notbremsluftbehälter gewährleisten die Sicherheit der AAR-Bremse. Bild 4.2.18 zeigt eine Vollbremsung eines Zuges mit 150 Wagen und etwa 2300 m Länge mit AAR-Bremse. Das Bremsverhalten ist vergleichbar mit der UIC-Bremse. In Bild 4.2.19 wird das Löseverhalten dieses Zuges dargestellt. Durch die Einlösbarkeit der Bremse und spezielle zusätzliche Maßnahmen erreicht man gleiche Lösezeiten wie bei einem UIC-Zug, der aber weniger als ein Drittel so lang ist.

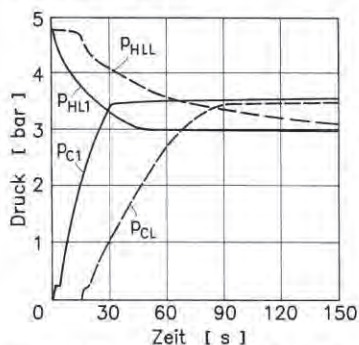


Bild 4.2.18: Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Vollbremsung an einem Zug mit 150 Wagen und einer Gesamtlänge von 2300 m mit AAR-Bremse

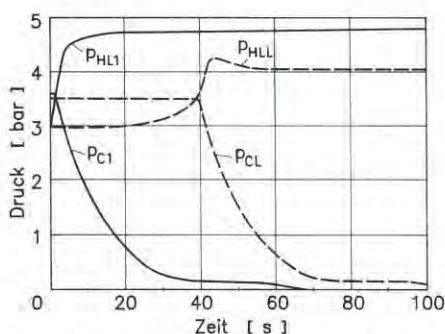


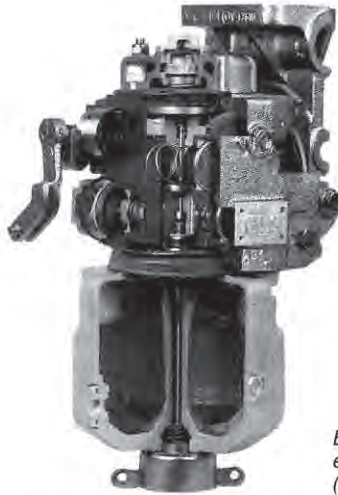
Bild 4.2.19: Druckverläufe für ersten (1) und letzten (L) Wagen für Bremszylinderdruck p_C und Hauptluftleitungsdruck p_{HL} bei Lösen aus Vollbremsung an einem Zug mit 150 Wagen und einer Gesamtlänge von 2300 m mit AAR-Bremse

Regulierbremsen im Gefälle, wie sie bei UIC-Bremsen möglich sind, können bei der AAR-Bremse nicht durchgeführt werden. Man verwendet die dynamische Bremse der Lok oder spezielle Rückhaltesysteme.

4.2.14 Vakuumbremse

Die Vakuumbremse funktioniert analog zur Druckluftbremse mit Unterdruck. Kennzeichnend für die Vakuumbremse sind erheblich größere Leitungsquerschnitte und Bremszylinderdurchmesser. Die maximalen Zuglängen bei Vakuumbremsen betragen 500 m.

Wegen der nicht vermeidbaren Undichtigkeit der Hauptluftleitung kann der Absolutdruck am Ende des Zuges mehrere Zehntel bar höher als am Anfang sein.



*Bild 4.2.20: Schnittmodell
eines UIC-Steuerventils
(KEOcS1)*

Damit wird der zur Regelung ausnützbare Druckbereich bei langen Zügen unzulässig klein. Der wirksame Bremszylinderdruck wird bei zunehmender Höhe über dem Meeresspiegel kleiner. Die Vakuumbremse spielt heute keine große Rolle mehr. Es erfolgt eine weitgehende Umstellung auf Druckluftbremsen.

4.3 Elektrische Bremssteuerung

Bei Schienenfahrzeugen, die selten oder überhaupt nicht gekuppelt werden müssen, entfällt ein wesentlicher Vorteil der pneumatischen Bremse gegenüber anderen Systemen, nämlich die problemlose Kuppelbarkeit bei rauhem Betrieb. Bei der elektrischen Bremssteuerung erfolgt die Informationsübertragung und Regelung elektrisch. Lediglich die Zuspannung der Bremse geschieht pneumatisch, hydraulisch, usw. (siehe 4.3.1, 4.3.2, 4.3.3).

Ferner besteht bei vielen Nahverkehrsfahrzeugen (Straßenbahn und U-Bahn) die Forderung nach einer sehr schnell und genau zu regelnden Bremse. Zudem soll oft eine gemeinsame Bremssteuerung für die Reibungsbremse und generatorische Bremse vorgesehen werden. Diese soll die jeweilige Bremse in den für sie geeigneten Betriebsbereichen optimal einsetzen (Blending). Bei hohen Geschwindigkeiten bremst meist die generatorische Bremse alleine, bei niederen Geschwindigkeiten die Reibungsbremse. In einem Übergangsbereich muß die Bremssteuerung die generatorische Bremse so durch die Reibungsbremse ergänzen, daß möglichst keine Rucke entstehen.

Bei Nahverkehrsfahrzeugen wird das Bremssignal meist elektrisch übertragen. Bei elektrischer Signalverarbeitung besteht ohne großen Aufwand die Möglichkeit, eine Ruckbegrenzung und eine Lastkorrektur einzuführen.

Die elektrische Signalübertragung ist mit Gleichstrom, Wechselstrom, Frequenzmodulation oder Pulsweitenmodulation möglich. In der Praxis hat sich die Pulsweitenmodulation (PBM, VÖV-Signal) am besten bewährt. Hierbei wird eine Rechteckspannung mit fester Frequenz im „Tastverhältnis“ (Pulsdauer/Periodendauer) verändert. Die Vorteile dieser Signalübertragung sind

- ▷ Unempfindlichkeit gegenüber Störspannungen,
- ▷ das Schließen einer Signalschleife am Ende des Zuges ist nicht notwendig,
- ▷ die Sende- und Empfangsgeräte sind einfach,