

Vorlesung

„Bremsen der Schienenfahrzeuge“

Auszüge aus den podcast der Vorlesung

Dr. Dieter Jaenichen

Dresden, April 2022

- 1. Einführung**
- 2. Technische Grundlagen**
- 3. Klassifizierung und Charakterisierung der Bremsen.**
- 4. Bremsteuerung und –regelung**
- 5. Bremsarbeitssysteme (Teil 1)**
 - 5.1 Wirkprinzipien zur Energieumwandlung
 - 5.2 Beispiel Klotzbremse
im Detail
 - 5.3 Hand- und Feststellbremsen zur Sicherung im Stillstand

Wie können Bremskräfte erzeugt werden ?

1. Erzeugung von Gegenkräften außerhalb des Zuges (äußere Kräfte)

- Fahrzeugwiderstandskräfte des Zuges (Roll-, Luftwiderstandskräfte)
- Streckenkräften F_s

$$F_s = m \cdot g \cdot i \quad \text{mit } i = \text{Neigung der Strecke}$$

- Verformungsarbeit bremsender Prellböcke (kinetische Energie wird in Verformungsarbeit umgewandelt)

2. Innere Kräfte (Erzeugung im Fahrzeug)

Einrichtungen im Fahrzeug, um die Bremskräfte zu erzeugen. Jedes Fahrzeug benötigt eine Bremsanlage. Inhalt der Vorlesung ist die Erzeugung der Bremskräfte für die Geschwindigkeitsänderung bei der Zugbewegung und für den Fahrzeugstillstand von Fahrzeugen und Zügen, Ziel: Berechnung des absoluten Anhalteweges der Züge.

Ergebnis: Innere und äußere Kräfte sind Werkzeuge zur Verzögerung des Zuges

Zugsicherung im Bahnbetrieb  **Abstandshaltung der Züge**

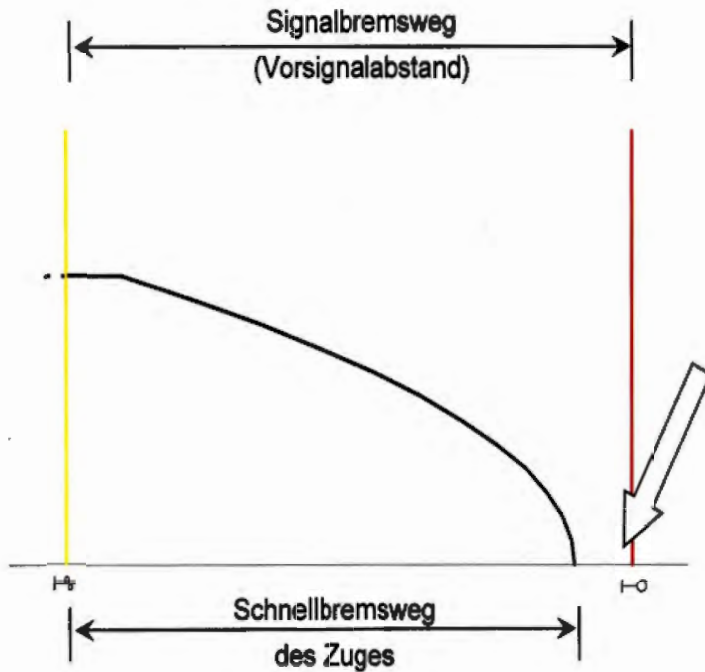
Zugsicherung bedeutet Sicherung der Wegstrecken für die Zugfahrt. Züge müssen in einem zu definierenden Zugabstand fahren, der <Zugabstand wird durch die Bremstechnik beeinflusst (autonomen Fahren der Züge).

Man unterteilt:

- Konstante Signalwege (zwischen Vor- und Hauptsignal liegt ein Signalbremsweg, der bei den Bahnen unterschiedliche Länge haben)
- Variable Signalwege (bei geführten Fahrzeugen im Bahnbetrieb mit elektronischer Sicht)

1.1 Bremsen der Züge im Bahnbetrieb

Konventioneller Bahnbetrieb (Strecken mit Außen-Signalisierung)



Moderner Bahnbetrieb (Grundlage für ETCS und ATO)

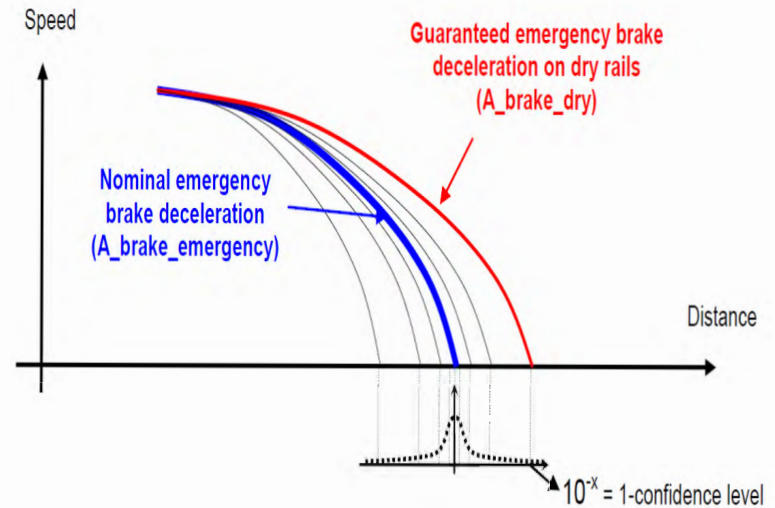


Figure 5: Dispersion of emergency braking performance on dry rails

Streuung der Notbremsleistung auf trockenen Schienen

1.1 Bremsen der Züge im Bahnbetrieb

Also:

- Bremsen leisten einen wichtigen Beitrag für die aktive Sicherheit für das Schutzziel:.
- **„Die Züge müssen Fahrgäste und Zugpersonal vor, während und nach der Reise schützen, um die geforderte Sicherheit zu gewährleisten“.**
- Zum Teilausfall von Bremsen darf es nur mit geringer Wahrscheinlichkeit kommen. Deshalb sind zusätzliche Schutzstrecken vorgesehen.
- Es besteht die Forderung für die Bremstechnik: fail-safe
Diese Forderung besagt, dass die Bremse die Fähigkeit besitzen muss, beim Auftreten eines Ausfalls in den sicheren Zustand zu verbleiben oder unmittelbar in einen anderen Zustand überzugehen.
- Bahnsicherheitsphilosophie unter Beachtung der Funktionstüchtigkeit der Bremstechnik

Schutzziel:

Die Züge müssen Fahrgäste und Fahrpersonal vor, während und nach der Reise schützen, um die geforderten Sicherheiten zu gewährleisten.

1.1 Bremsen der Züge im Bahnbetrieb

Vergleich mit Auto-Bremse → Beispiel Mittelklasse Pkw mit ICE 1

| | KFZ | ICE |
|-------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|
| Masse pro Brems Scheibe | 400 kg | 4.000 kg |
| Ausgangsgeschwindigkeit | 200 km/h | 250 km/h |
| Energie | 0,617 MJ | 9,645 MJ |
| Verhältnis | 15 | |
| Energieverhältnis/Zeiteinheit | 3 | |
| Energieverhältnis/Fläche | 12,34 kJ/cm ² | 12,05 kJ/cm ² |
| Gleitgeschwindigkeit | 128 m/s | 129,3 m/s |
| Belagfläche | 50 cm ² | 800 cm ² |
| Belagdruck | 265 $\frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$ | 27 $\frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$ |
| Belagdruckverhältnis | 0,103 | |
| Bremszeit | 14 s | 70 s |
| Verhältnis | 5 | |

Vergleichsparameter

- Energie
- Zuglänge
- Kraftschluss - Paarung
- verfügbarer Anhalteweg

Ergebnis:

Bremstechnik kann nicht identisch sein

1.2 Grundfunktionen an die Bremstechnik

1. Fahrzeug oder Zug muss in jedem Fall zum Halten gebracht werden.
2. Bei Unterbrechung der Bremssignalleitung muss sie selbsttätig wirken.
3. Von jedem Zugteil muss die Bremse bedienbar sein.
4. Bremse muss ohne äußere Zuführung von Energie ausreichend lange wirksam sein
5. Für das Sichern des Fahrzeugs ist eine Feststellbremse erforderlich.
6. Die Bremsverfahren und -kräfte müssen mit der Konzeption des Oberbaus, der Kunstbauten und der Signalanlagen vereinbar sein.
7. Bremse benötigt Überwachungs- und Diagnosekonzepte (Fehler in der Bremsanlage, Aktivierung der Notbremse durch Fahrgäste)

1.2 Grundfunktionen an die Bremstechnik

Grundsätzlich hat aus meiner Erfahrung der Bremsenkonstrukteur vor allem mit folgenden Problemen zu kämpfen:

1. Es steht ihm nur ein begrenzter vorgegebener Einbauraum für die Bremse zur Verfügung
2. Zur Nichtüberschreitung der vorgegebenen Radsatzmasse muss die Bremse leicht sein.
3. Die konstruktiv vorgegebene Bewegungsfreiheit des Radsatzes darf nicht behindert werden
4. Zu kleine Raddurchmesser z. B. bei Spezialgüterwagen

Die Anforderungen an Bremsanlagen steigen

- linear mit Zunahme der Radsatzfahrmassen
- nichtlinear mit der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit

1. Aufgabe:

Fahrgeschwindigkeit des Zuges aus betrieblichen Gründen in gewollten Grenzen entsprechend den Betriebsanforderungen zu verändern
(Betriebsbremsung)

2. Aufgabe:

Drohende Gefahren bei der Fahrt möglichst fernzuhalten
(Gefahrenbremsung).

3. Aufgabe:

Stillstehende Züge bzw. Fahrzeuge gegen Wegrollen zu sichern
(Stillstandsbremsung).

Arten der Bremsungen:

- **Betriebsbremsung** (Vorgabe einer Bremsstufe durch Führerbremsventil, Fahrbremsschalter)
- **Vollbremsung** (max. Bremsstufe z. B. mit Führerbremsventil)
- **Schnellbremsung** (max. Bremsstufe in kürzester Zeit erreicht mittels Führerbremsventil/Fahrbremsschalter)
- **Notbremsung** (mittels Notbremseinrichtung die mindestens der Vollbremsung entspricht)
- **Zwangsbetriebsbremsung** (mittels Zugbeeinflussungssysteme/Fahrbremsschalter zur Regulierung der Fahrgeschwindigkeit)
- **Zwangsbremsung** (mittels Trennung der Bremsleitung, durch Zugbeeinflussungs- und Überwachungssysteme)

TSI LOC & PAS Ergänzung DURCHFÜHRUNGSVERORDNUNG (EU) 2019/776 DER KOMMISSION vom 16. Mai 2019

Kapitel 4.2.4.8.3. Wirbelstrombremse 4.2.3.3.1.2 Anforderungen an Wirbelstrombremsen für die Kompatibilität mit Zugortungs-/Gleisfreimeldeanlagen mit Achszählern, Gleisstromkreisen, Raddetektoren und Fahrzeugdetektoren mit Kabelschleifen verwiesen.

4.2.4.5.2 und 4.2.4.5.3 spezifizierte Bremsvermögen der Einheit ist mit und ohne Verwendung der Wirbelstrombremsen zu bestimmen.

TSI WAG Güterwagen VERORDNUNG (EU) Nr. 321/2013 DER KOMMISSION vom 13. März 2013 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge – Güterwagen“ des Eisenbahnsystems in der Europäischen Union und zur Aufhebung der Entscheidung 2006/861/EG der Kommission

Eisenbahn-Bau- und Betriebsordnung (EBO)

§ 23 Bremsen

Die Fahrzeuge müssen mit durchgehender selbsttätiger Bremse ausgerüstet sein. Eine durchgehende Bremse ist selbsttätig, wenn sie bei jeder unbeabsichtigten Unterbrechung der Bremsleitung wirksam wird. Fahrzeuge, in denen Personen befördert werden, müssen leicht sichtbare und erreichbare Notbremsgriffe haben, durch die eine Notbremsung eingeleitet werden kann. Die Notbremseinrichtung darf so beschaffen sein, dass eine eingeleitete Notbremsung aufgehoben werden kann.) Triebfahrzeuge und andere führende Fahrzeuge müssen eine Handbremse oder eine sich selbst feststellende Bremse (zum Beispiel Federspeicherbremse) haben. Die Wagen müssen in genügender Anzahl mit Handbremsen ausgerüstet sein.

§ 34 Begriff, Art und Länge der Züge

§35 Bremsen der Züge

Züge mit einer zulässigen Geschwindigkeit von mehr als 50 km/h müssen mit durchgehender Bremse gefahren werden.

Die Bremsverhältnisse eines Zuges müssen sicherstellen, daß der Zug innerhalb des zulässigen Bremswegs zum Halten gebracht werden kann; sie werden mit Hilfe der Brems tafeln ermittelt. Als größte Bremswege sind zulässig 1.000 m. I 700 m. Das letzte oder vorletzte Fahrzeug eines Zuges muß eine wirkende Bremse haben. Hat das letzte Fahrzeug keine wirkende Bremse, so soll es nicht mit Reisenden besetzt sein. Bevor ein mit durchgehender Bremse fahrender Zug den Anfangsbahnhof verläßt, ist eine Bremsprobe vorzunehmen.

§ 39 Zugfolge

§ 40 Fahrgeschwindigkeit

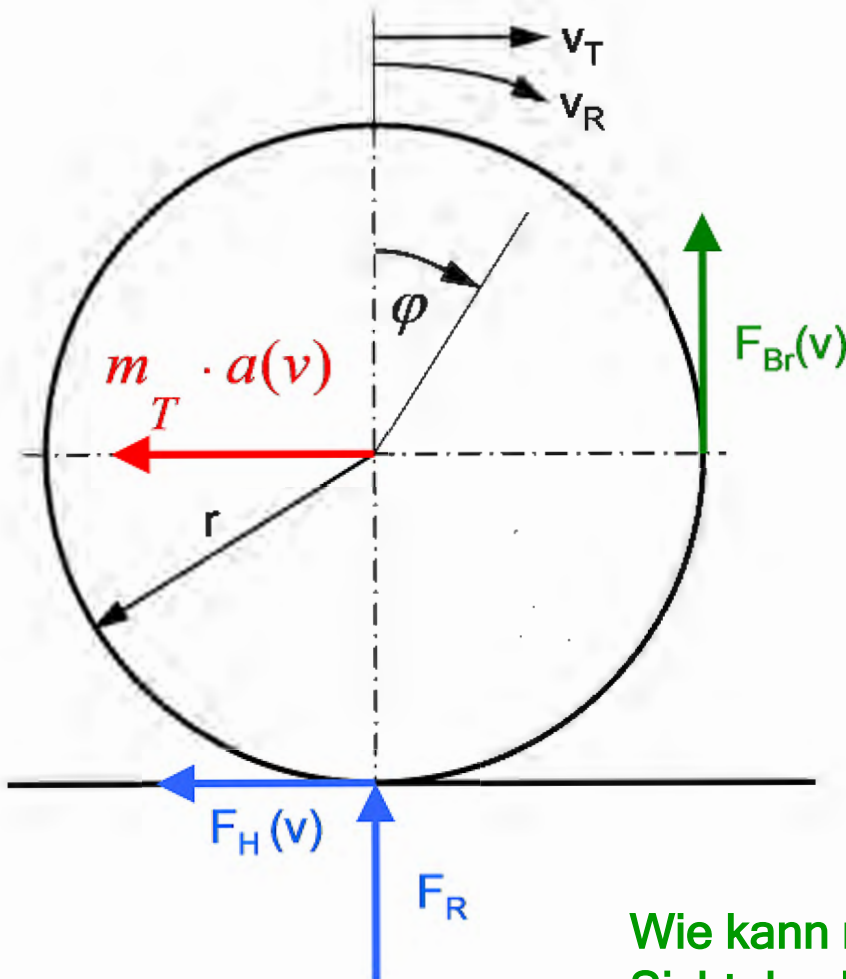
Die Geschwindigkeit, mit der ein Zug höchstens fahren darf (zulässige Geschwindigkeit), ist abhängig von der Bauart der einzelnen Fahrzeuge, der Art und Länge der Züge (§ 34), den Bremsverhältnissen (§ 35), den Streckenverhältnissen, den betrieblichen Verhältnissen und von der Zugart (Güter-Reisezug usw.-) abhängig.

§ 42 Sichern stillstehender Fahrzeuge

Stillstehende Fahrzeuge sind gegen unbeabsichtigte Bewegung zu sichern, wenn es die Sicherheit erfordert.

Triebfahrzeuge müssen beaufsichtigt werden, solange sie durch eigenen Kraftantrieb bewegungsfähig und gegen unbeabsichtigte Bewegung nicht besonders gesichert sind.

2.1 Das gebremste Rad



**Kraftschlüssige Verbindung Rad/Schiene
Coulombsches Reibungsgesetz**

$$F_H \sim F_R$$

Proportionalitätsfaktor ist der Kraftschluss μ_H
zwischen zwei relativ unbewegten Körpern

Dann wird Kraftschlusskraft

$$F_H = \mu_H * F_R$$

Wenn μ_H von v abhängt, wird

$$F_H(v) = \mu_H(v) * F_R$$

Die Richtung der Kraftschlusskraft ist der
Richtung der Bremskraft entgegengesetzt.

**Wie kann man diese Verbindung aus der
Sicht des Ingenieurs erklären?**

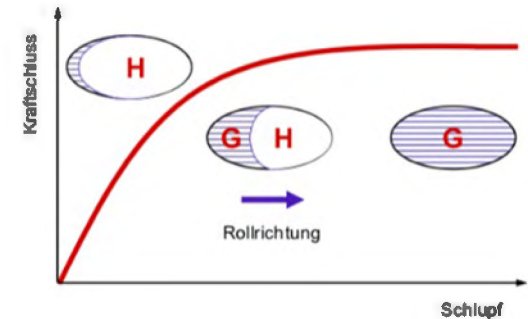
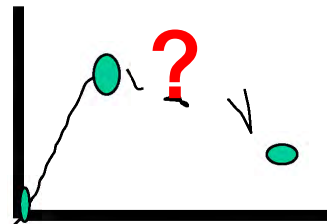
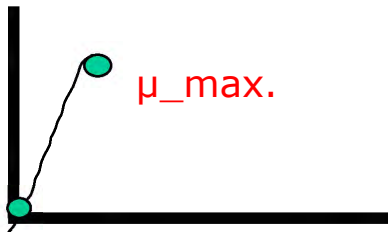
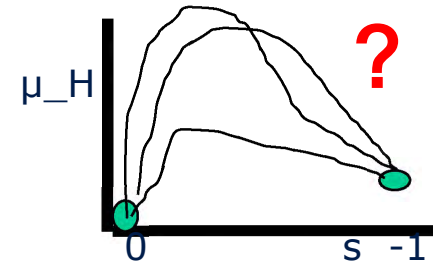
2.2 Kraftschluss Rad/Schiene

wie gesagt ist $\mu_H(v) = f(\Delta v)$ mit $\Delta v = v_R - v_T$

bzw. $\mu_H = f(s)$ Schlupf s

Wir kennen nur zwei Punkte der Schlupffunktion

- Mit $S=0$ ist $\mu_H = 0$ und bei $S=-1$ ist μ_G vorhanden
- Der Verlauf der Schlupfkurve zwischen diesen beiden Punkten ist von vielen Faktoren abhängig, über die zu diskutieren ist.
- Mit Zunahme des Bremsmomentes wird ein größerer Schlupf benötigt und damit größerer Kraftschluss, lässt sich nicht beliebig erhöhen, nur bis zu einem Kraftschlussmaximum μ_{max} .



2.2 Kraftschluss Rad/Schiene

Form der Ellipse ist von Raddurchm, Konizität des Rades und von Rundung der Schienenoberfläche abhängig.

Halbachsen der Ellipsen im elastischen Bereich nach Hertz berechnen bei Annahme linearer Elastizitätstheorie.

Kraftschlusskraft wird durch Schubspannungen übertragen.

Die maximale Tangentialspannung $\tau_{\max}(x,y)$ ist mit dem Reibwert μ proportional zur Normalspannung $p(x,y)$.

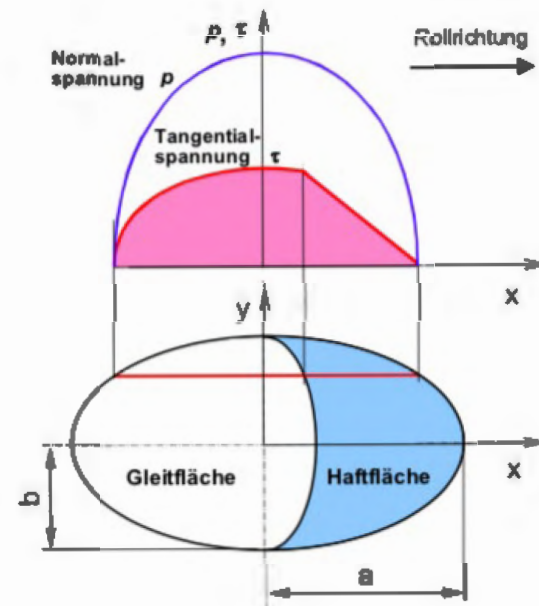
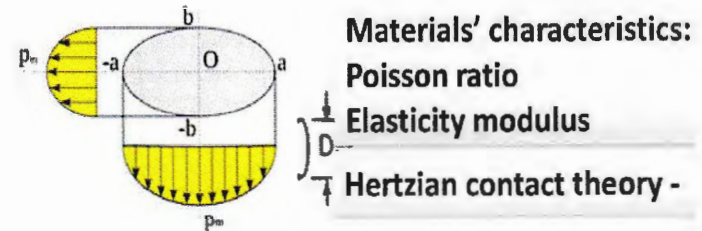
$$\tau_{\max}(x,y) = \mu \cdot p(x,y)$$

Haftbereich ist von der Größe der Tangentialkraft abhängig, nimmt ab, wenn μ_H größer wird.

Wird max Tangentialkraft erreicht, entstehen "slip-stick" Bewegungen, der Reibwert wird kleiner und instabil (Gleiten-schlüpfen, Gleiten- plastische Deformation).

U. A. wegen der unterschiedlichen Gestaltung der Kontaktfläche Antrieb und Bremsen ergeben sich unterschiedliche Kraftschlüsse.

Kontaktfläche Rad/Schiene



2.2 Kraftschluss Rad/Schiene



Wirkfaktoren Kraftschluss
Bild Jaenichen

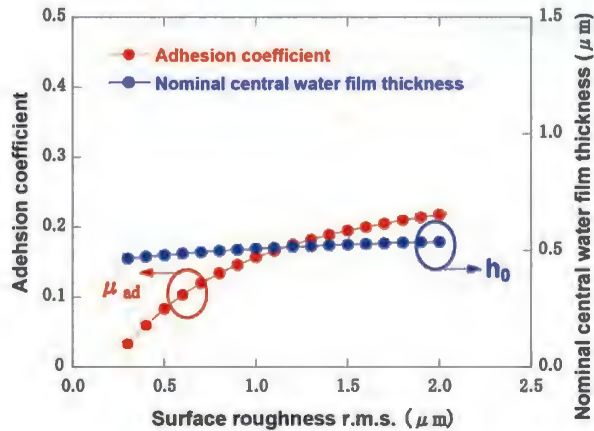
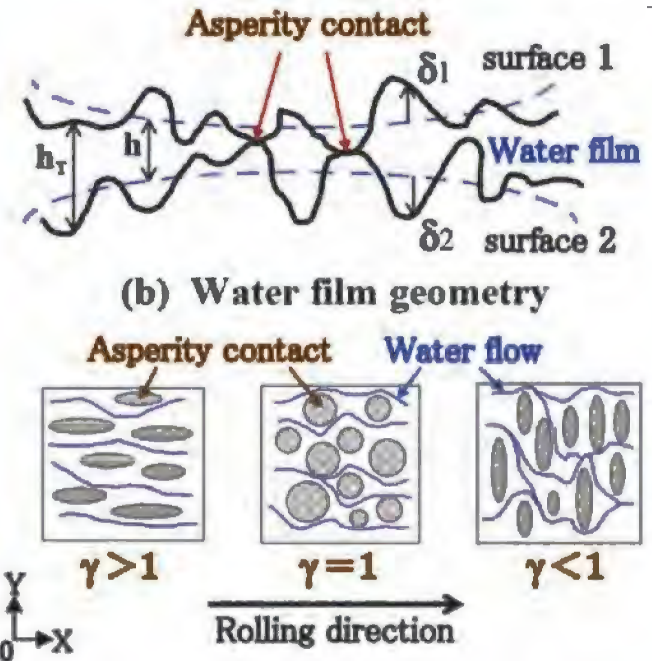
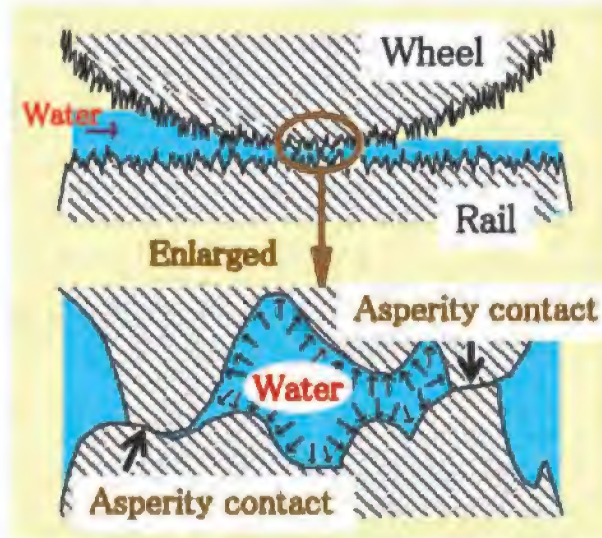
2.2 Kraftschluss Rad/Schiene

Versuchsergebnisse in Japan

Mischreibung in der Kontaktfläche

Flüssigkeits- und Festkörperreibung

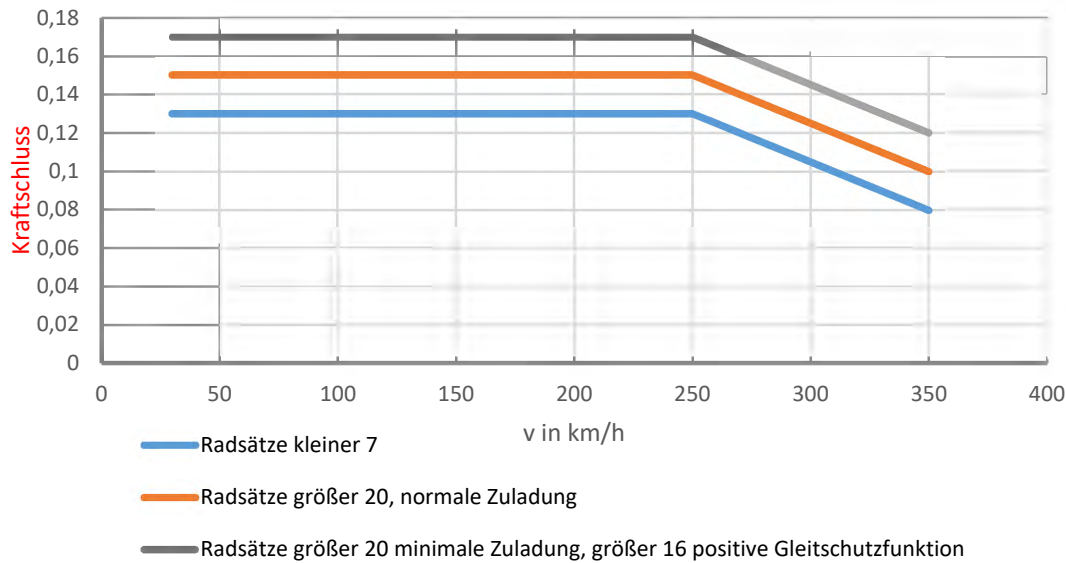
Einfluss der Rauigkeit auf den Kraftschluss bei gleicher Schichtdicke



[7] Chen, H.; Ban, T.; Ishida, M.; Nakahara, T.: Influential Factors on Adhesion between Wheel and rail under Wet conditions, QR of RTRI, (53) November 2012, Nr. 4, S. 223-230

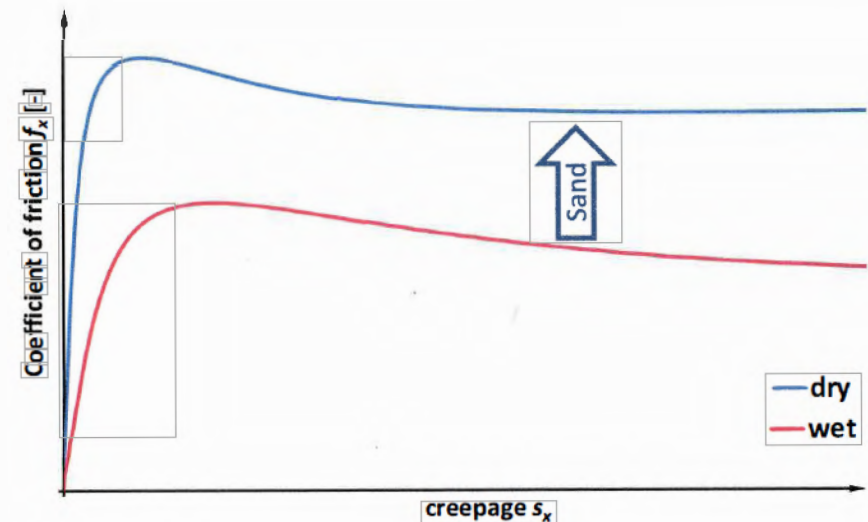
2.2 Kraftschluss Rad/Schiene

Festlegung in der TSI LOC & PAS für die Auslegung der Bremstechnik



Mittel zur Verbesserung des Kraftschlusses sind:

- mechanische Mittel (Sanden, Bürsten) und Putzklötze
- chemische Mittel zur Säuberung der Schienen
- energetische Mittel (Lasertechnik, Plasmafackel)
- Magnetschienenbremse
- Druckluft, Wasser



Question:

What is the optimal quantity of sand on rail?



Festschmierstoffstifte

Dieser werden auf die Radlauffläche gedrückt.

Trockenschmierstoff auf Polymerbasis

Anwendung fin England.

Laserstrahl (Plasmafackel)

sehr energieintensiv, wirkt nur örtlich und kuzzeitig

Verbrenne de Fremsschichten

Umwandlung von $FE_2 O_3$ in $Fe_3 O_4$

Fazit zu Kraftschlussverbesserern (Ohne Gleitschutz):

Sind für die Sicherheit des Bahnbetriebs notwendig

sind kostenintensiv, wirken nur kurzzeitig

2.3.1 Theoretische Betrachtungen

www.maschinenbau-wissen.de

| Gleitreibungszahlen μ_G (Richtwerte) | | | | | |
|--|------------|---------|--------------|------------|------------|
| Materialpaarung | | trocken | wenig fettig | geschmiert | mit Wasser |
| Bronze auf | Bronze | 0,20 | | 0,06 | |
| | Grauguss | 0,21 | 0,08 | | |
| | Stahl | 0,18 | 0,16 | 0,07 | |
| Grauguss auf | Bronze | 0,20 | 0,15 | 0,08 | |
| | Eiche | 0,49 | 0,19 | | 0,22 |
| | Grauguss | 0,28 | 0,15 | 0,08 | 0,31 |
| Eiche auf Eiche | | 0,34 | | 0,1 | 0,25 |
| Lederriemen auf | Eiche | 0,27 | | | 0,29 |
| | Grauguss | 0,56 | 0,27 | 0,12 | 0,36 |
| Messing auf Eiche | | 0,60 | | 0,44 | 0,24 |
| Stahl auf | Bronze | 0,18 | 0,16 | 0,07 | |
| | Eiche | 0,5 | | 0,08 | 0,26 |
| | Eis | 0,014 | | | |
| | Grauguss | 0,18 | | 0,01 | |
| | Stahl | 0,12 | | 0,01 | |
| | Messing | 0,2 | | | |
| | Weißmetall | 0,2 | 0,1 | 0,04 | |
| blockiertes Autorad auf Pflaster | | 0,5 | | | 0,2 |

Definition Gleiteibwert für mechanische Bremsen

- der augenblickliche Reibwert μ_A , der in jedem Augenblick der Bremsung durch das Verhältnis der Gesamtbremskraft F_1 (im Reibradius r) zur Gesamtanpresskraft F_b bestimmt ist:

$$\mu_A = \frac{F_1}{F_b}$$

- der mittlere Reibwert μ_m , der vom Erreichen von 95% der Nennanpresskraft F_b des Reibwertes μ_A über den Bremsweg s_2 zu ermitteln ist:

$$\mu_m = \frac{1}{s_2} \times \int_0^{s_2} \mu_A \times ds$$

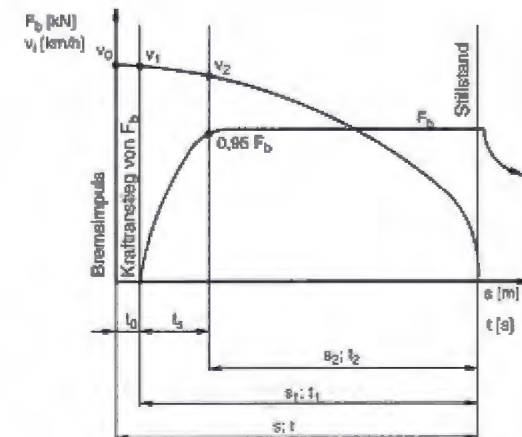
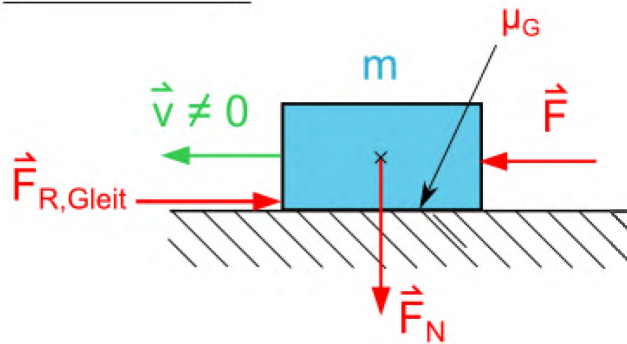


Tabelle - Gleitreibungszahlen unterschiedlicher Materialpaarungen & Schmierstoffen

2.3.1 Theoretische Betrachtungen

Mechanische Bewegungsreibung zwischen zwei sich berührenden Körpern

Gleitreibung



- $\vec{F}_{R,Gleit}$ - Gleitreibungskraft
- \vec{F}_N - Normalkraft
- \vec{F} - anschiebende Kraft
- μ_G - Gleitreibungszahl
- \vec{v} - Geschwindigkeit
- m - Masse

Gleitreibungskraft:

$$F_{R,Gleit} = F_N \cdot \mu_G$$

Normalkraft / Gewichtskraft:

$$F_N = m \cdot g$$

Voraussetzungen für Gleitreibung:

$$F > F_{R,Gleit}$$

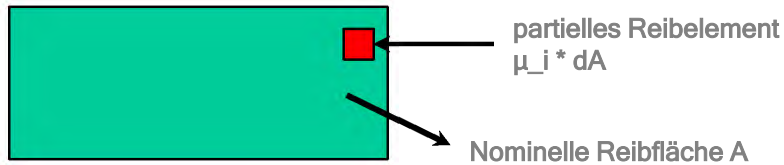
$$\vec{v} \neq 0$$

www.maschinenbau-wissen.de

2.3.1 Theoretische Betrachtungen

Wechselwirkungen sind an diskreten Punkten unterschiedlich, das jeweilige tatsächliche Tragbild entscheidet über die diskreten Reibwerte der Kontaktspitzen, also momentaner Reibwert ist das Resultat von einer Vielzahl von Einzelreibwerten

Mikrogeometrie



Momentaner Reibwert

$$\mu = \frac{1}{A} \int_0^A \mu_i * dA$$

μ ist immer kleiner als Eins oder auch größer?

Makrogeometrie

Reibtragflächen von Bremssohlen unterschiedlicher Werkstoffe

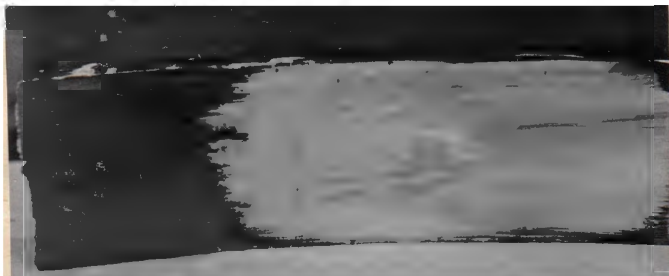


Foto Jaenichen

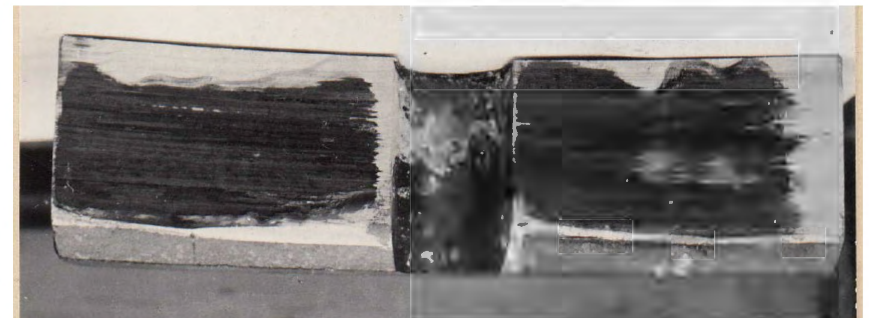


Foto Jaenichen

Einflussfaktoren auf den Reibwert

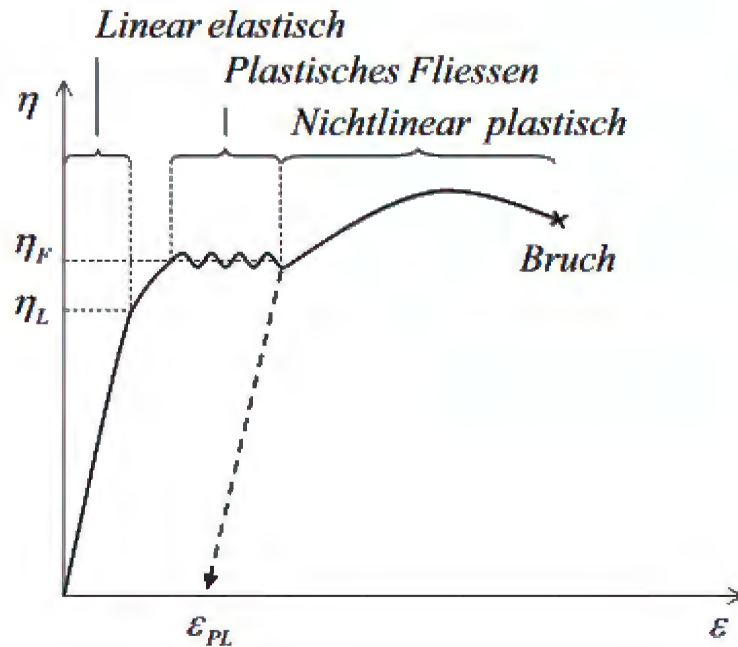
- Stoffpaarung (Werkstoffe der Reibpartner)
- Formpaarung (Makro- und Mikrogeometrie)
- Tribologischen Vorgänge in der Reibschicht (tribochemische und tribomechanische Einflüsse)
- Atmosphärische Einflüsse (Temp., Feuchtigkeit, Eis, Schnee)
- Betriebsbedingungen (Anpresskraft, Geschwindigkeit, Häufigkeit der Bremsungen)
- Qualitätsschwankungen von Bremsmaterialien

Zusammensetzung des Reibwerkstoffes ist ein Kompromiss

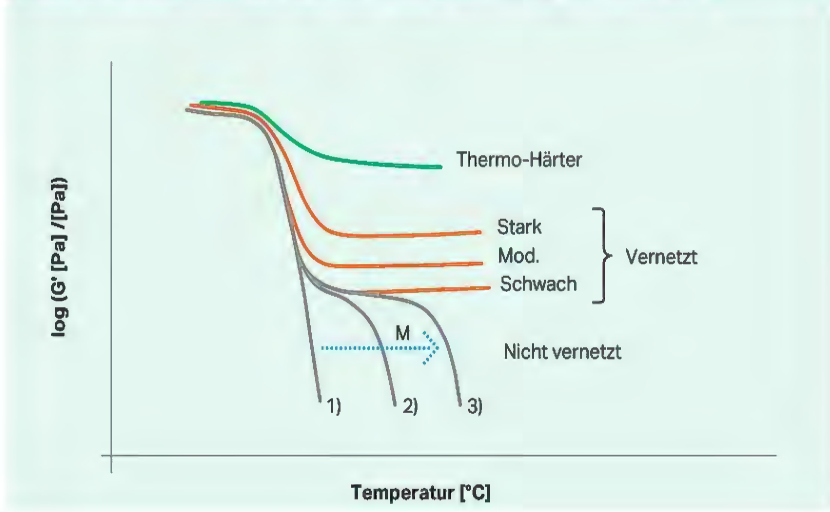
- bremstechnischen Eigenschaften
- Verschleißverhalten der Bremsmaterialien
- Aggressivität gegenüber dem Gegenpartner
- möglichst keinen Einfluß auf den Kraftschluss Rad/Schiene

2.3.1 Theoretische Betrachtungen

Erkundung der Werkstoffeigenschaften



E*-MODUL-MESSUNG
SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER SPEICHERMODULKURVEN

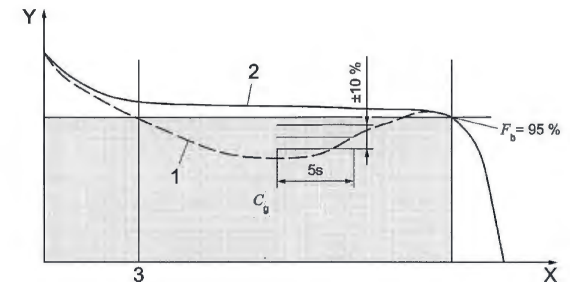
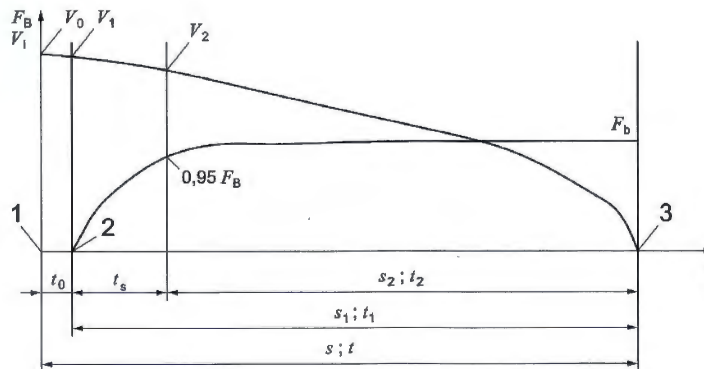


Aus Covestro soletion Center



Datenblatt Mindestforderungen für den Kunden

- Energieklasse;
- Kennlinie des Reibwerts;
- Bereich des spezifischen Drucks;
- maximale Gleitgeschwindigkeit entlang des Bremsradius;
- maximale dauerhaft ertragbare Temperatur;
- maximale kurzfristig ertragbare Temperatur;
- Dichte.



Legende

- 1 Beispiel eines momentanen Reibwerts (μ_a), schlechtes Profil
- 2 Beispiel eines momentanen Reibwerts (μ_a), gutes Profil
- 3 30 km/h
- C_g grauer Bereich, nicht empfohlener Bereich für momentanes Reibprofil
- X momentane Geschwindigkeit (km/h)
- Y Reibwert (μ)

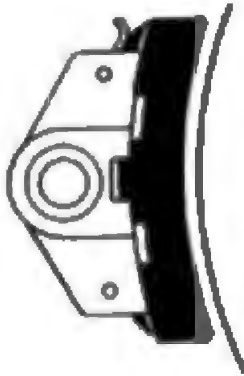
- 1 Bremsanforderung
- 2 Kraftanstieg von F_B
- 3 Stillstand

2.3.2 Reibwerte der Paarung Klotz/Rad

Bauarten der Bremsklötze

und

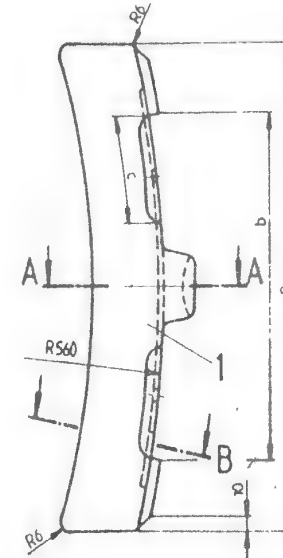
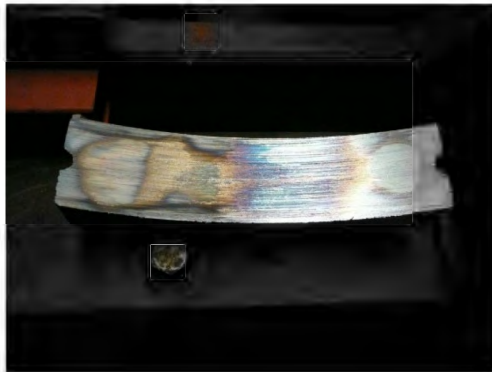
Abmessungen



Konfiguration Bg



Konfiguration Bgu

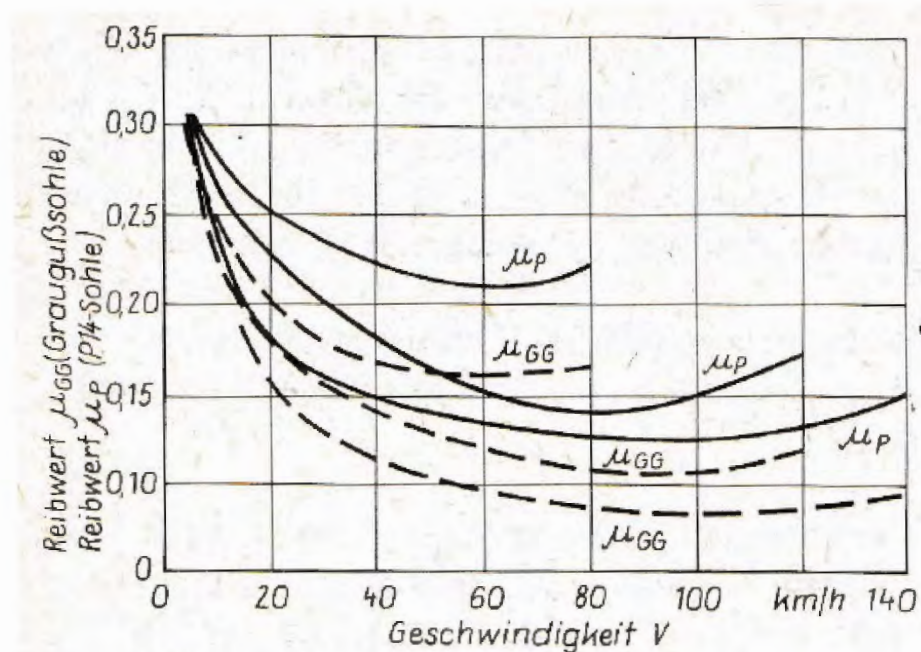


| N ^o | Bremsklotz- sohle | Mass | | |
|----------------|----------------------|---------|---------|-------|
| | | a | b | c |
| I | 560 X 320 | 320 ± 2 | 220 ± 2 | 30-65 |
| II | 560 X 250 | 250 ± 2 | 182 ± 2 | 30-65 |

2.3.2 Reibwerte der Paarung Klotz/Rad

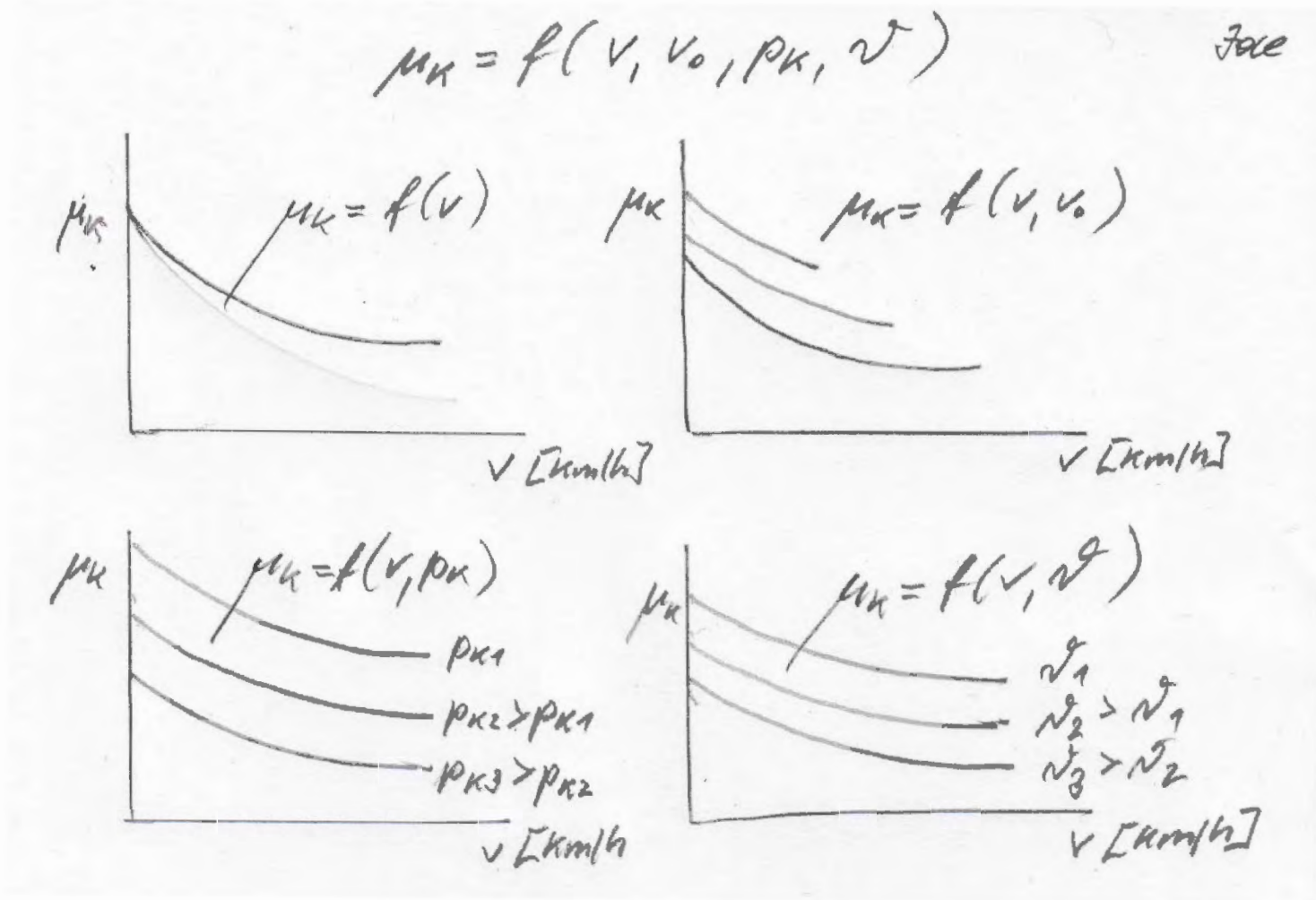
Reibwertverläufe Gußeisen $\mu = f(v_0, P\text{-Gehalt des Gußeisens})$

aus Fachbuch Schienenfahrzeugtechnik Grundausrüstungen, S.118



**Bild 3/4 Reibwerte einer GG- und einer P14-Sohle in
 Abhängigkeit von der Anfangsgeschwindigkeit,
 Flächenpressung 0,8 MPa (Betriebsversuche)**

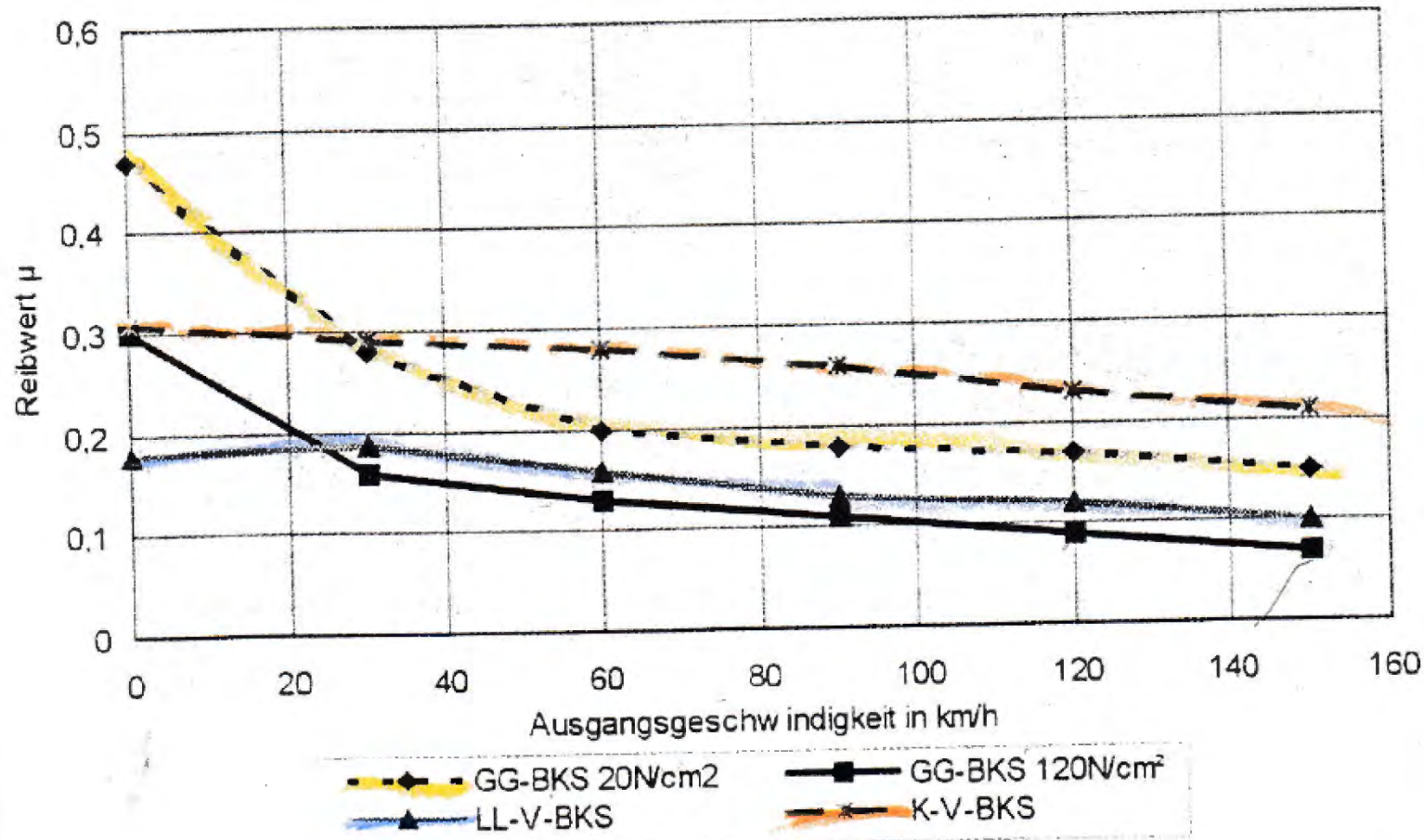
2.3.2 Reibwerte der Paarung Klotz/Rad



2.3.2 Reibwerte der Paarung Klotz/Rad

Vergleich der Reibwertverläufe von

- Gußeisen- GG-BKS
- K-V BKS und
- L-V-BKS



2.3.2 Reibwerte der Paarung Klotz/Rad

K-Sohle Vorteile:

Wirtschaftlichkeit

- längere Lebensdauer
- geringeres Gewicht
- Einsparungen beim Sohlenwechsel
- geringerer Aufwand bei der Fahrzeugreinigung
- geringerer Radreifenverschleiß (nicht bei allen Typen von Kompositionsbremssohlen)

Reisekomfort - Umweltschutz

- günstigerer Verlauf der Reibwertkurve für Bremsbedienung und Bremsvorgang
- geringeres Brems- und Rollgeräusch
- weniger Bremsstaub und geringere Verschmutzung der Fahrzeuge und festen Anlagen
- keine Funkenbildung

Nachteile:

Reibwert

von Lieferung zu Lieferung nicht immer gewährleistet
Beeinflussung durch Nässe, Eis und Schnee
Haftwert

- ausnutzbarer Wert etwas vermindert - größere
Beeinflussung durch verschmutzte Schienen
Einfluß auf Radreifen

- anormaler Verschleiß, besonders beim Auftreten von

Metalleinschlüssen (Rillen, Mulden) - Risse, hot spots

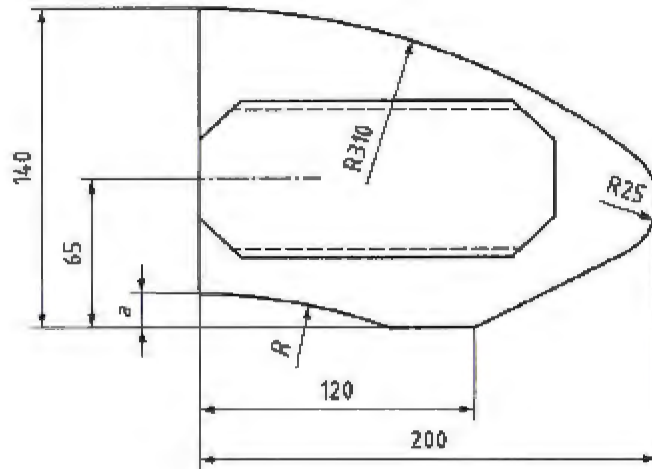
Reisekomfort - UmweltschuE

- Rauch- und Geruchbildung - gesundheitsschädliche
Staubbestandteile

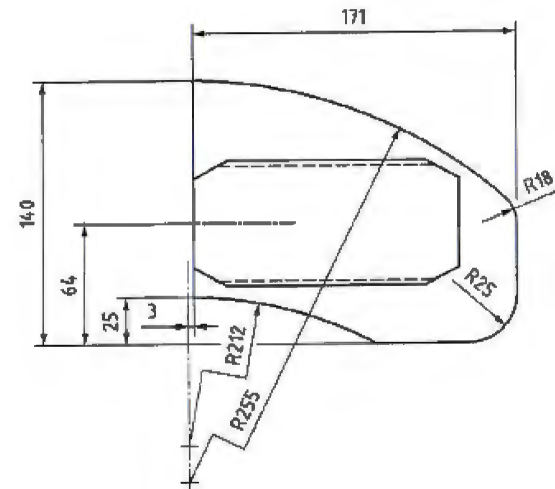
2.3.3 Reibwerte Bremsbelag/Bremsscheibe

DIN EN 15328 „Bremsbeläge“ vom Oktober 2020, 92 Seiten

Anhang F „Bremsbelag-Formen und -Hüllkurven“



Belag Reibfläche 200 cm²



Belag Reibfläche 175 cm²

Kriterien für die Reibwert-Kennlinie

- sollte zwischen 0,3 und 0,45 liegen
- sie muss zwischen 0,28 und 0,47 liegen.
- Die Differenz zwischen Höchstwert und dem Mindestwert der Kennlinie muss kleiner oder gleich 0,15 sein.
- Abweichungen des Reibwertes werden mit Hilfe eines Toleranzfeldes ausgedrückt

Die Kennlinie für den Reibwert wird für jeden Bremsbelag und jedes Prüfprogramm als lineare Regressionsgerade des mittleren Reibwerts (ausgedrückt in einem Rundungsbereich von 0,001) über der Geschwindigkeit von allen Bremsungen mit Priorität 1, angefangen bei der geringsten bis hin zur höchsten Prüfgeschwindigkeit, berechnet.

| Prioritätsstufe der Bremsung | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| Toleranz-Band 1 | ±10 % | ±15 % | ±20 % | ±25 % |
| Toleranz-Band 2 | ±15 % | ±20 % | ±25 % | ±30 % |

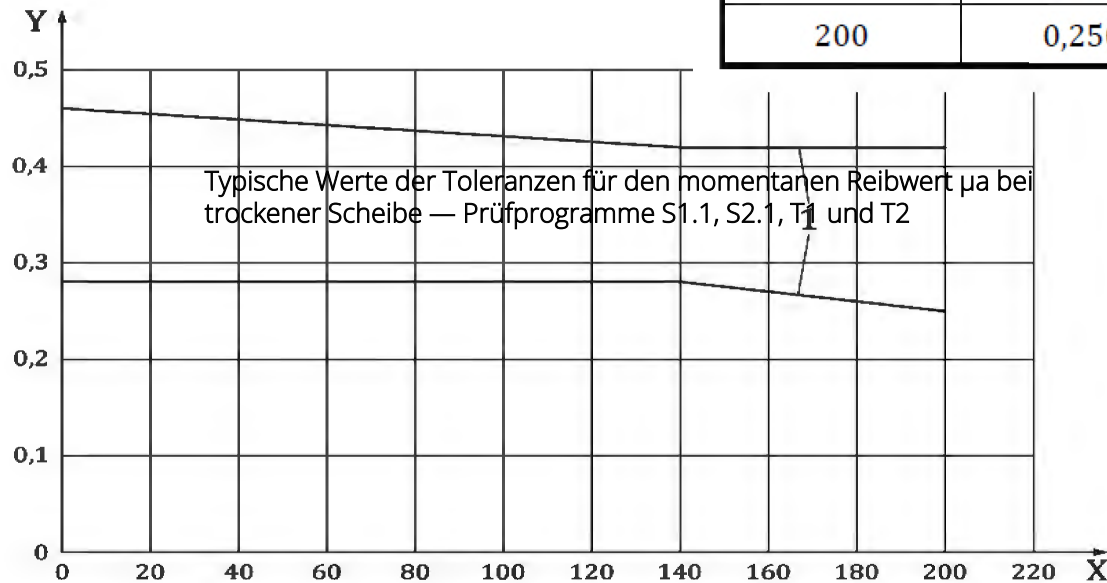
| Prioritätsstufe | Art der Bremsung |
|-----------------|---|
| 1 | Trockene Bremsungen mit der höchsten Nenn-Anpresskraft für jede Masse, normale Bedingungen |
| 2 | Nasse Bremsungen und heiße Bremsungen mit der höchsten Nenn-Anpresskraft, für jede Masse |
| 3 | Bremsungen mit der höchsten Nenn-Anpresskraft für Reinigung, Trocknung, Regenerierung oder nach Dauerbremsungen, für jede Masse |
| 4 | Alle anderen Bremsungen, mit Ausnahme von Dauerbremsungen, Einschleifbremsungen und der Prüfung des statischen Reibwerts |
| — | Dauerbremsungen, Bremsungen zum Einschleifen, Prüfung des statischen Reibwerts |

2.3.3 Reibwerte Bremsbelag/Bremsscheibe

DIN EN 15328

Toleranzen für den momentanen Reibwert μ_a bei trockener Scheibe — Prüfprogramme S1.1, S2.1, T1 und T2

| Geschwindigkeit km/h | 1 niedrigster | 1 höchster |
|-------------------------|------------------|---------------|
| 0 | 0,280 | 0,460 |
| 140 | 0,280 | 0,420 |
| 200 | 0,250 | 0,420 |

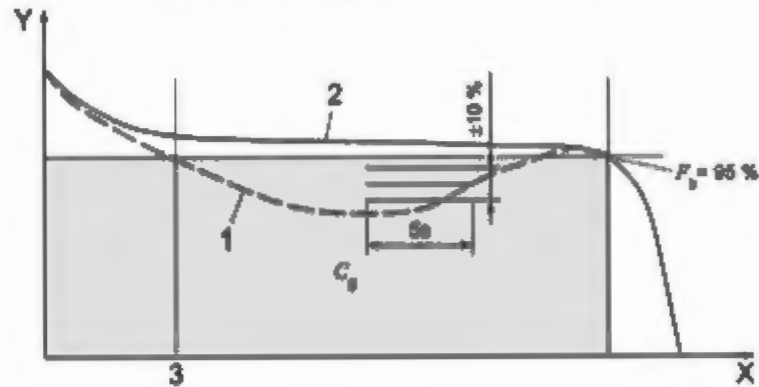


Legende

- 1 niedrigste und höchste Werte
- Y momentaner Reibwert μ_a
- X Momentangeschwindigkeit v_t , angegeben in km/h. Die Toleranzen gelten für alle Werte von F_B

C.4 Streubereich momentaner Reibwerte

Streubereich momentaner Reibwerte, anwendbar für Prüfprogramme C.1 und C.2.

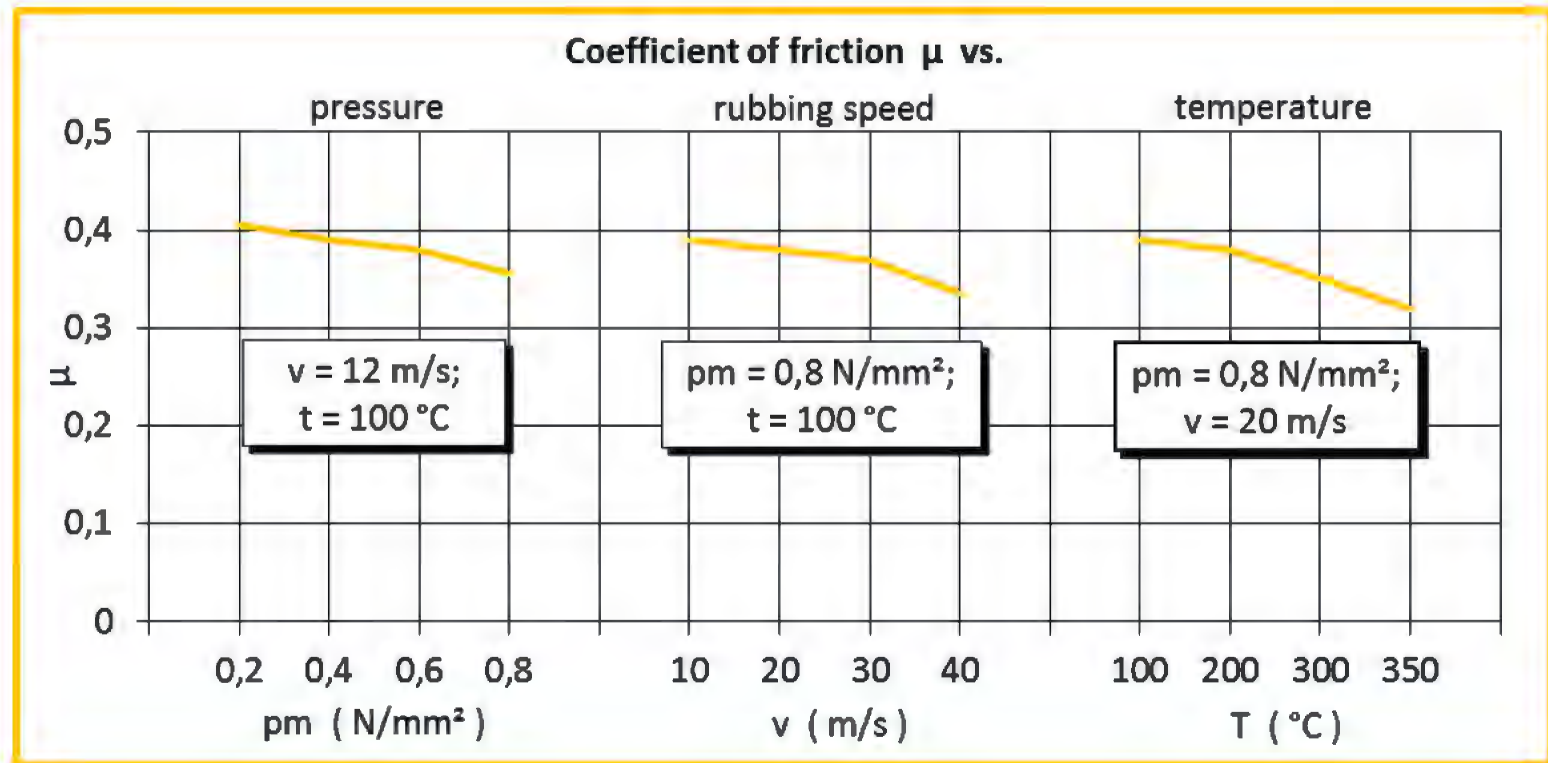


Legende

- 1 Beispiel eines momentanen Reibwerts (μ_g), schlechtes Profil
- 2 Beispiel eines momentanen Reibwerts (μ_g), gutes Profil
- C_g grauer Bereich, nicht empfohlener Bereich für momentanes Reibprofil
- 3 30 km/h
- X momentane Geschwindigkeit (km/h)
- Y Reibwert (μ)

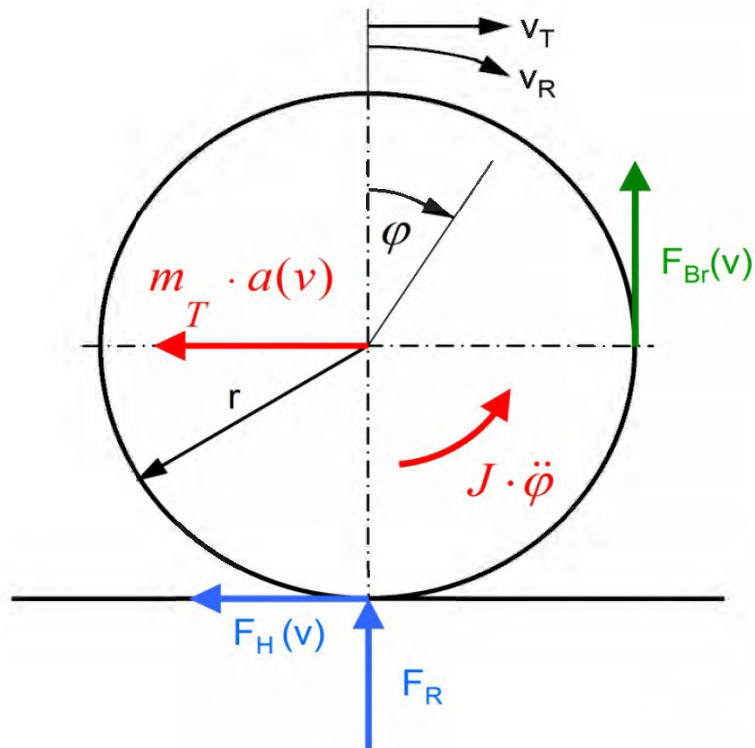
Bild C.4 — Maximale Abweichung der momentanen Reibwerte

2.3.3 Reibwerte Bremsbelag/Bremsscheibe



Das rollende gebremste Rad

Abbremsung der Translations- und Rotationsmasse bezogen auf ein Rad



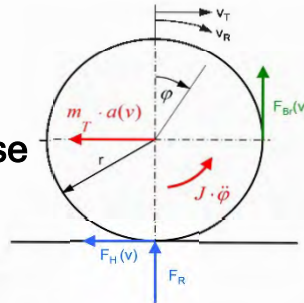
max. Bremskraft

$$F_{Br}(v) \leq F_R \cdot \mu_H + J \cdot \ddot{\varphi} / r$$

J Massenträgheitsmoment
 $\ddot{\varphi}$ Winkelbeschleunigung

2.4.1 Erzeugung der Bremskraft

Max Bremskraft bei Abbremsung
von Translations- und Rotationsmasse



Bremskraftanteil der Rotationsmasse

$$\sum M = 0$$

$$F_{Br} \cdot r + J \cdot \ddot{\varphi} - F_H \cdot r = 0$$

$$F_{Br} \cdot r = F_H \cdot r - J \cdot \ddot{\varphi}$$

mit $\ddot{\varphi} \sim (a) = \frac{a_B}{r}$

$$F_{Br} \cdot r = F_H \cdot r + J \frac{a_B}{r}$$

mit $F_H = F_R \cdot \mu_H$

$$F_{Br} \cdot r = F_R \cdot \mu_H \cdot r + J \frac{a_B}{r}$$

$$F_{Br} = F_R \cdot \mu_H + J \frac{a_B}{r^2}$$

mit $F_T = J \cdot \frac{a_B}{r^2}$

$$F_{Br} = F_R \cdot \mu_H + F_T$$

Trägheitskraft F_T bezogen auf 7 Rad

$$F_T = J \cdot \frac{a_B}{r^2} \quad \text{gewählt } a_B = 1,5 \text{ m/s}^2$$

$$F_T = 270 \text{ N} \quad J = 45 \text{ kg m}^2$$

$$r = 0,5 \text{ m}$$

Kraftschlußkraft

$$F_H = m_R \cdot g \cdot \mu_H \quad \text{gewählt } m_R = 8 \text{ t}$$

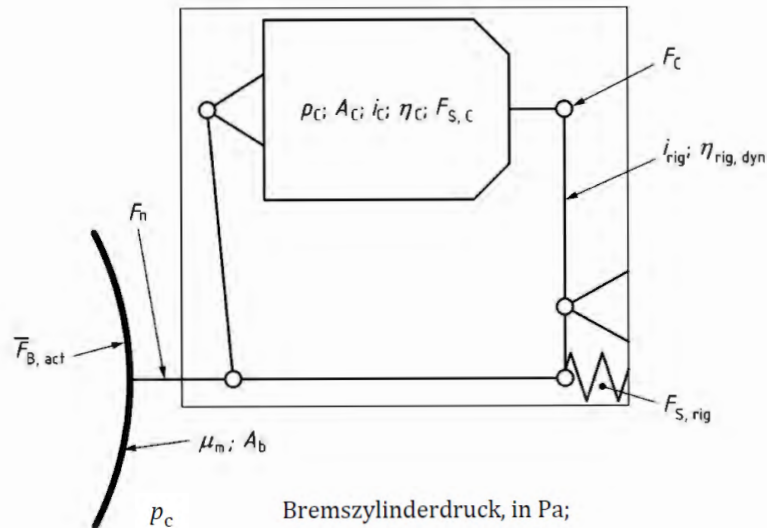
$$F_H = 11770 \text{ N} \quad \mu_H = 0,15$$

Kraftverhältnis

$$F_T / F_H \cdot 100$$

$$270 / 11770 \cdot 100 = 2,3 \%$$

Bremskräfte F_B der Klotzbremsen



| | |
|------------------|--|
| p_c | Bremszylinderdruck, in Pa; |
| A_c | Bremszylinderfläche, in m^2 ; |
| η_c | interner Bremszylinderwirkungsgrad; |
| i_c | interne Bremszylinderübersetzung; |
| $F_{S,C}$ | Summe der internen Bremszylinderfederkräfte, in N; |
| $\eta_{rig,dyn}$ | dynamischer Gestängewirkungsgrad; |
| i_{rig} | Gestängeübersetzung; |

Bremszylinderkraft

$$F_c = p_c \cdot A_c \cdot i_c \cdot \eta_c + F_{S,c}$$

Auf Kraftangriffspunkt aufgebrauchte Kraft

$$F_n = F_c \cdot i_{rig} \cdot \eta_{rig,dyn} + F_{S,rig}$$

Mittlere Bremskraft je Bremseinheit

$$\bar{F}_{B,act} = F_n \cdot \mu_m$$

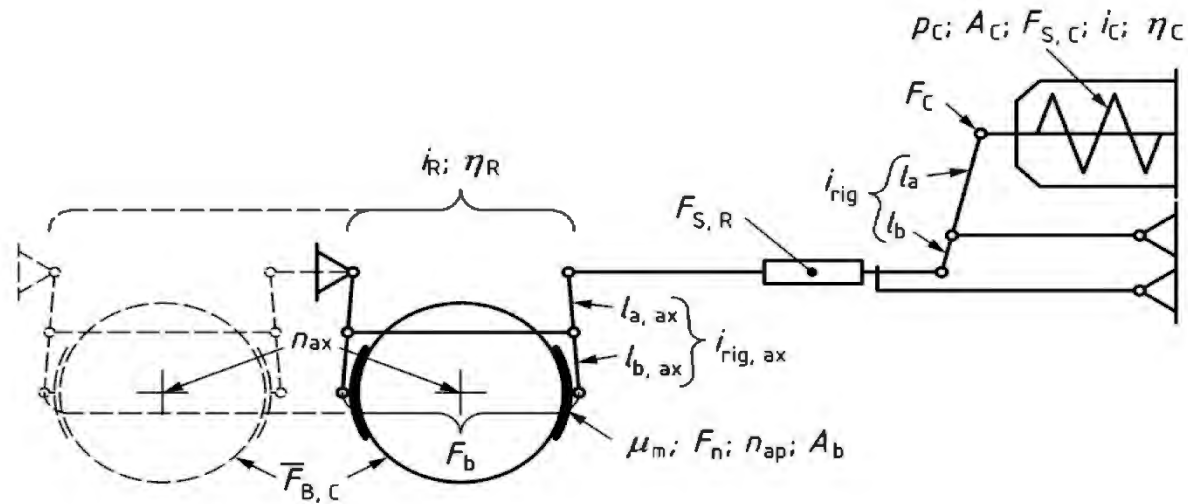
Flächenpressung je Kraftangriffspunkt

$$p_{ap} = \frac{F_n}{A_b}$$

| | |
|-------------|--|
| $F_{S,rig}$ | Gegenkraft des Gestänges, in N; üblicherweise als Gestänge-Rückzugsfeder verwendet ist daher ein negativer Wert; |
| μ_m | mittlerer Reibwert des Bremsklotzes; |
| A_b | Gesamtfläche der Reibfläche je Kraftangriffspunkt, in m^2 . |

2.4.1 Erzeugung der Bremskraft

Bremskräfte der Klotzbremse (1 Bremszylinder je Fahrzeug)



Bremszylinderkraft

$$F_C = p_C \cdot A_C \cdot i_C \cdot \eta_C + F_{S,c}$$

Gesamtkraft an den Kraftangriffspunkten

$$F_b = (F_C \cdot i_{rig} + F_{S,R}) \cdot i_R \cdot \eta_R$$

mit den Übersetzungen

$$i_{rig} = l_a / l_b$$

2.4.1 Erzeugung der Bremskraft

Mittlere Bremskraft in Bezug auf das Rad je Anordnung der Scheibenbremseinheit

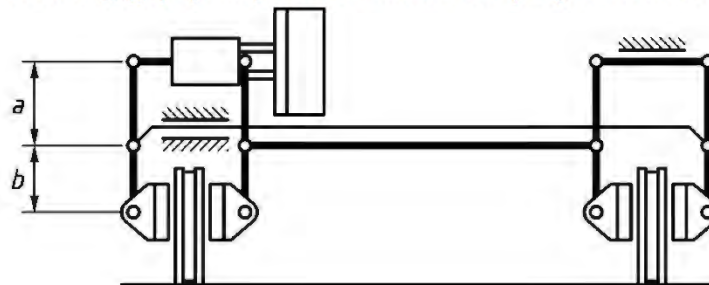
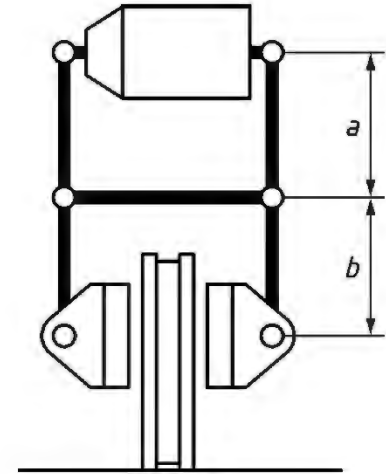
$$\bar{F}_{B,C} = F_b \cdot \mu_m \cdot \frac{r_s}{D/2} \cdot \frac{i_{tra}}{\eta_{tra}} \quad (29)$$

Dabei ist

- p_C Bremszylinderdruck, in Pa;
- A_C Bremszylinderfläche, in m^2 ;
- η_C Bremszylinderwirkungsgrad;
- i_C interne Bremszylinderübersetzung;
- $F_{S,C}$ interne Bremszylinderfederkräfte, in N;
Positiver Wert, wenn $F_{S,C}$ den Bremsvorgang unterstützt, negativer Wert, wenn sie diesem entgegenwirkt.
- $\eta_{rig,dyn}$ Dynamischer Gestängewirkungsgrad;
- i_{rig} Bremszangenübersetzung, d. h. die Übersetzung unter Berücksichtigung der beiden Bremszangenhebel je Scheibe z. B.:
– Einzelhebelübersetzung $(a/b) \times 2$ für Einzelscheiben je Zylinderanordnung

oder

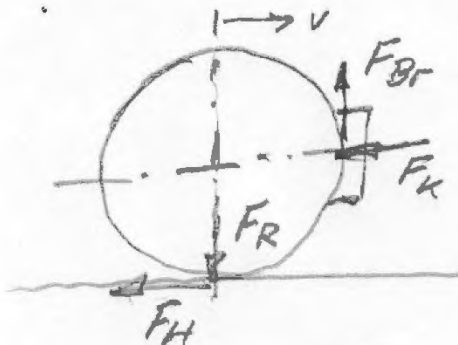
- Einzelhebelübersetzung $((a/b) \times 2) \times 2$ für 2 Scheiben je Zylinderanordnung



2.4.1 Erzeugung der Bremskraft

Prozentuale Abbremsung Klotzbremse
(Richtwert für die bremsstechnische
Auslegung)

ohne Rotationsmasse



$$F_{Br} \leq F_H$$

$$F_K \cdot \mu_K(v) = F_R \cdot \mu_H$$

$$\frac{F_K}{F_R} = \frac{\mu_H}{\mu_K(v)}$$

$$\frac{\sum F_K}{\sum F_R} = \frac{\mu_H}{\mu_K(v)} \quad (\times 100)$$

für n -Räder

$$\alpha = \frac{\sum F_K}{\sum F_R} \cdot 100 = \frac{\mu_H}{\mu_K(v)} \cdot 100$$

Beispiele: $\alpha = \frac{0,12}{0,30} \cdot 100 = 40\%$

$\alpha = \frac{0,15}{0,18} \cdot 100 = 83\%$

Joe

2.4.1 Erzeugung der Bremskraft

Prozentuale Abbremsung Scheibenbremse

$F_{Br} \cdot r_B \leq F_H \cdot r$
 $F_B \cdot \mu_B(v) \cdot r_B \leq F_R \cdot \mu_H \cdot r$
 $\frac{F_B}{F_R} \cdot \frac{r_B}{r} = \frac{\mu_H}{\mu_B(v)}$
 für n -Brems scheiben $\frac{\sum F_B \cdot r_B}{\sum F_R \cdot r} = \frac{\mu_H}{\mu_B(v)} \cdot 100$
 $\alpha = \frac{\sum F_B \cdot r_B}{\sum F_R \cdot r} \cdot 100 = \frac{\mu_H}{\mu_B(v)} \cdot 100$
 Beispiel: $\alpha = \frac{0,14}{0,38} \cdot 100 = 36,8\%$
 Automobiltechnik andere Definition
 $z = \frac{-\ddot{x}}{g} = \frac{B_V + B_H}{G}$
 Anmerkung: Annahme:
 Luftwiderstandskraft $\hat{=}$ Rotations-Trägheitskraft

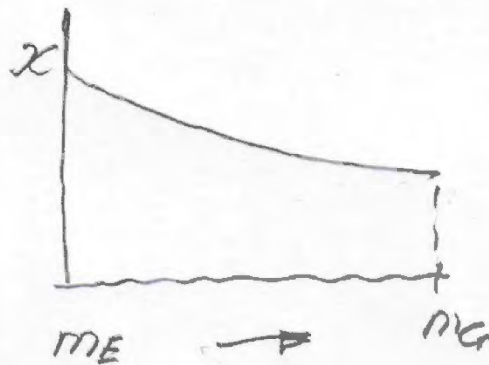
2.4.2 Die masseabhängige Bremskraft

Abnahme der proz. Abbremsung mit der Fahrzeugmasse

Proz. Abbremsung α

$$\alpha = \frac{\sum F_k}{\sum F_R} \cdot 100 = \frac{\sum F_k}{m \cdot g} \cdot 100$$

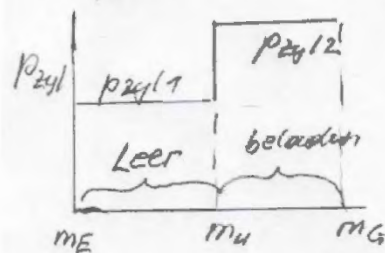
Ist $\sum F_k = \text{const}$, Zuladung wird erhöht,
vermindert sich α



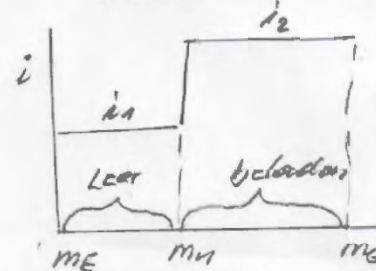
Zuladung durch Vorsignalabstand
begrenzt

2.4.2 Die masseabhängige Bremskraft

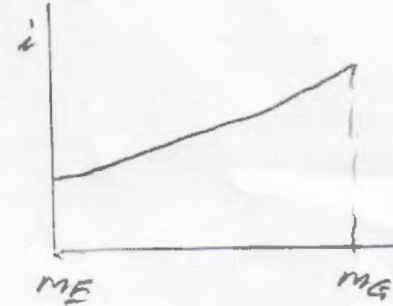
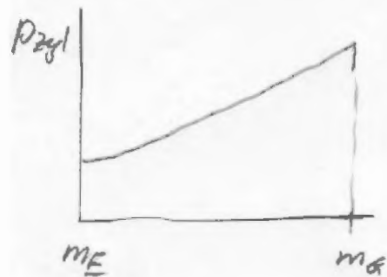
▶ 2-stufige masseabhängige Regelung
 der Anpreßkraft F_k
 pneumatisch p_{zyl}



mechanisch i



▶ kontinuierliche Regelung von F_k

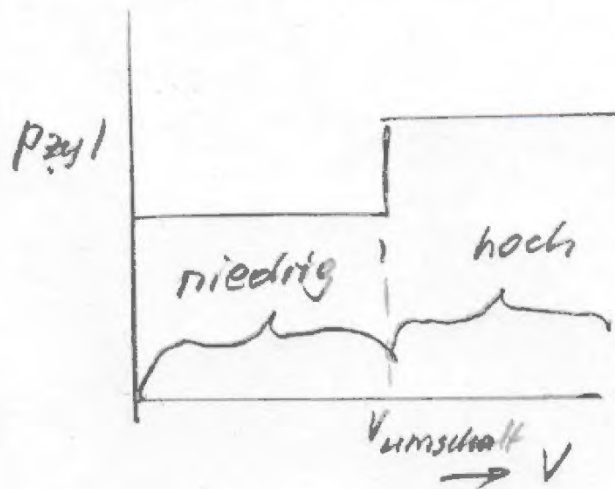


Beispiel $\frac{m_G}{m_E} = \frac{40t}{12t} = 3,33$ Erhöhung

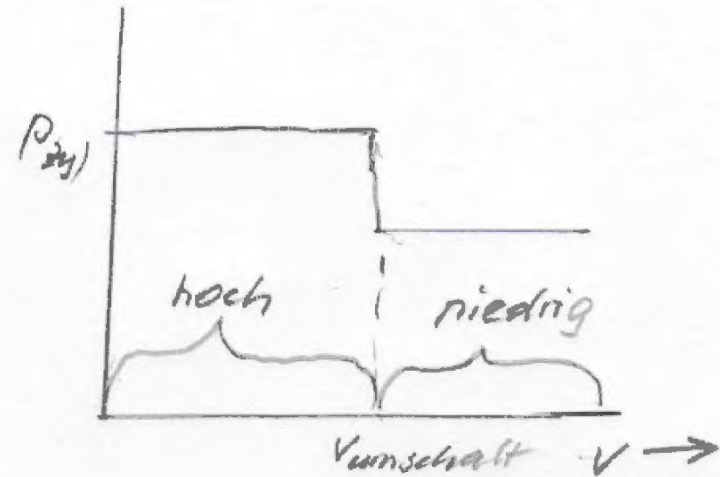
Motiv: gleiche Anhaltewege bei m_E und m_G

2.4.3 Die geschwindigkeitsabhängige Bremskraft

2-stufige geschwindigkeitsabhängige Regelung des Bremszylinderdruckes



Ausführungen:
 Klotzbremsen mit
 GG-Bremssohlen



Scheibenbremsen
 im Halbeschw.-
 Verkehr

- momentane Bremsverzögerung des Fahrzeugs

$$a_B(v) = F_{Br}(v)/m_{dyn}$$

$$m_{dyn} = \sum(m_{st} + m_{rot})$$

- Mittlere Bremsverzögerung

$$a_{Bm} = F_{Brm}/m_{dyn}$$

Dabei ist

m_{dyn} dynamische Masse, in kg;

mit mittlerer Bremskraft $F_{Brm} = \frac{v_0^2}{2} / \int_0^{v_0} \frac{v}{F_B} * dv$

m_{st} statische Masse, in kg;

mit Endgeschwindigkeit $V_{end} = 0$

m_{rot} rotierende Masse, in kg.

- max Bremsverzögerung bei kraftschlussabhängigen

$$m_{rot} = \frac{4 \cdot J}{D^2}$$

Radbremsen

$$a_{Bmax} = \mu_{Hmax} * g$$

Dabei ist

m_{rot} äquivalente rotierende Masse, in kg;

- Bremsverzögerung bei nur teilweise

J Massenträgheit;

abgebremsten Zug oder Fahrzeug

D Raddurchmesser, in m.

$$a_{Bteil} = \mu_{Hmax} * g * \gamma \quad \text{mit } \gamma = m_{gebr.}/m_{ges.}$$

2.5 Brems- und Anhalteverzögerung

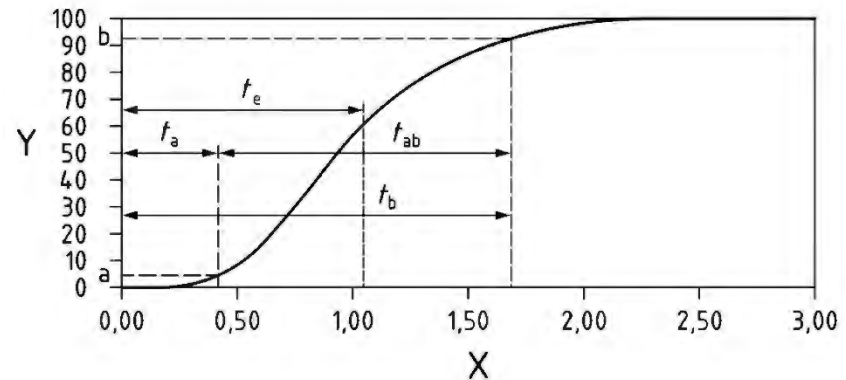
| Referenzmasse | Auslegungszustand | Betriebszustand |
|---|--|--|
| Leermasse | Leermasse (MU) Fahrzeug im Auslieferungszustand ohne Verbrauchsstoffe und ohne Zugpersonal (siehe 4.3) | |
| Masse im betriebsbereiten Zustand | Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand (MVD) Leermasse (MU) zuzüglich Auslegungsverbrauchsstoffe (PCD), (siehe Tabelle 6) $MVD = MU + PCD$ | Betriebsmasse des betriebsbereiten Fahrzeugs (MVO) Leermasse (MU) zuzüglich Betriebsverbrauchsstoffe (PCO), (siehe Tabelle 6) $MVO = MU + PCO$ |
| Masse bei normaler Zuladung | Auslegungsmasse bei normaler Zuladung (MND) Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand (MVD) zuzüglich normaler Zuladung im Auslegungsfall (PND) (siehe Tabellen 7, 8 und 9) $MND = MVD + PND$ | Betriebsmasse bei normaler Zuladung (MNO) Betriebsmasse des betriebsbereiten Fahrzeugs (MVO) zuzüglich normaler Zuladung im Betrieb (PNO) (siehe Tabellen 7, 8 und 9) $MNO = MVO + PNO$ |
| Masse bei außergewöhnlicher Zuladung | Auslegungsmasse bei außergewöhnlicher Zuladung (MXD) Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand (MVD) zuzüglich außergewöhnlicher Zuladung (PXD) (siehe Tabellen 7, 8 und 9) $MXD = MVD + PXD$ | Nicht anwendbar |

| Abkürzung | Benennung |
|------------|--|
| MU | Leermasse |
| MVD | Auslegungsmasse im betriebsbereiten Zustand |
| MND | Auslegungsmasse bei normaler Zuladung |
| MXD | Auslegungsmasse bei außergewöhnlicher Zuladung |
| MVO | Betriebsmasse des betriebsbereiten Fahrzeugs |
| MNO | Betriebsmasse bei normaler Zuladung |

2.6 Anhalte- und Bremsweg

Anhalteweg mit
äquivalenter
Entwicklungszeit t_e und
äquivalenter Verzögerung

$$s = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{\text{fin}}^2}{2 \cdot a_e}$$



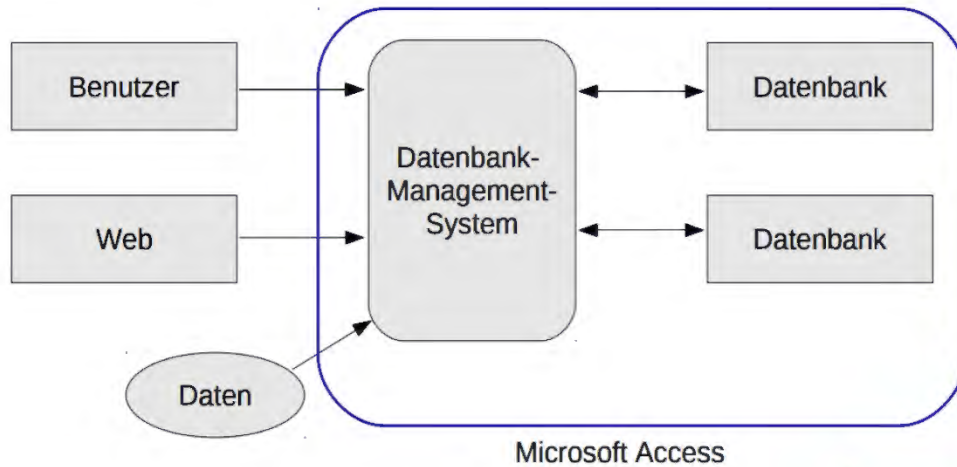
Mit dem ungebremsten Weg bei einer Sprungfunktion für die äquivalente Entwicklungszeit

$$s_0 = v_0 \cdot t_e$$

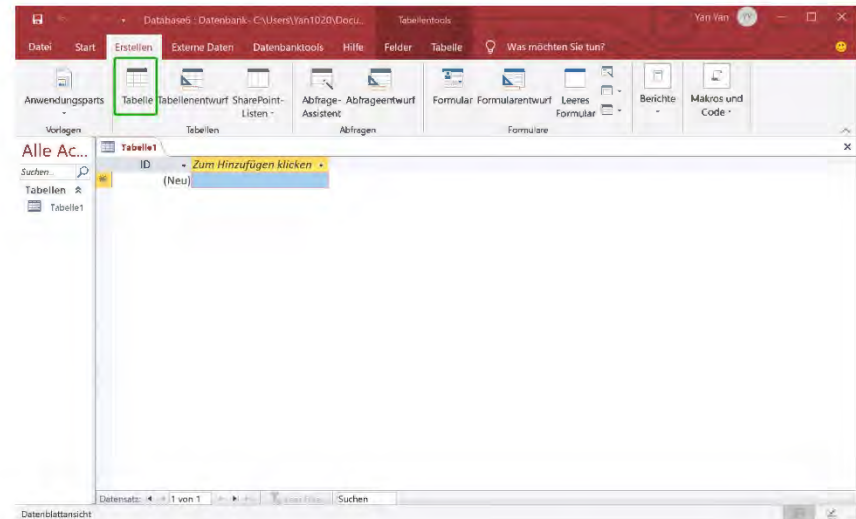
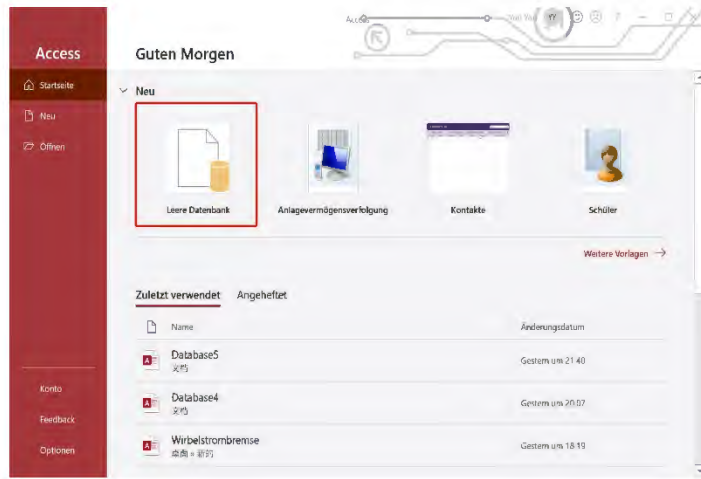
Bremsweg ist der Weg von entwickelter Bremskraft bis zum Stillstand

$$s_{\text{B}} = \frac{v_0^2 - v_{\text{fin}}^2}{2 \cdot a_e} \quad \Sigma \Delta s_{\text{B}} = \frac{v_0^2 - v_j^2}{2 \cdot a_{e,j}} + \frac{v_j^2 - v_{j+1}^2}{2 \cdot a_{e,j+1}} + \dots + \frac{v_{n-1}^2 - v_n^2}{2 \cdot a_{e,n}}$$

2.6 Anhalte- und Bremsweg



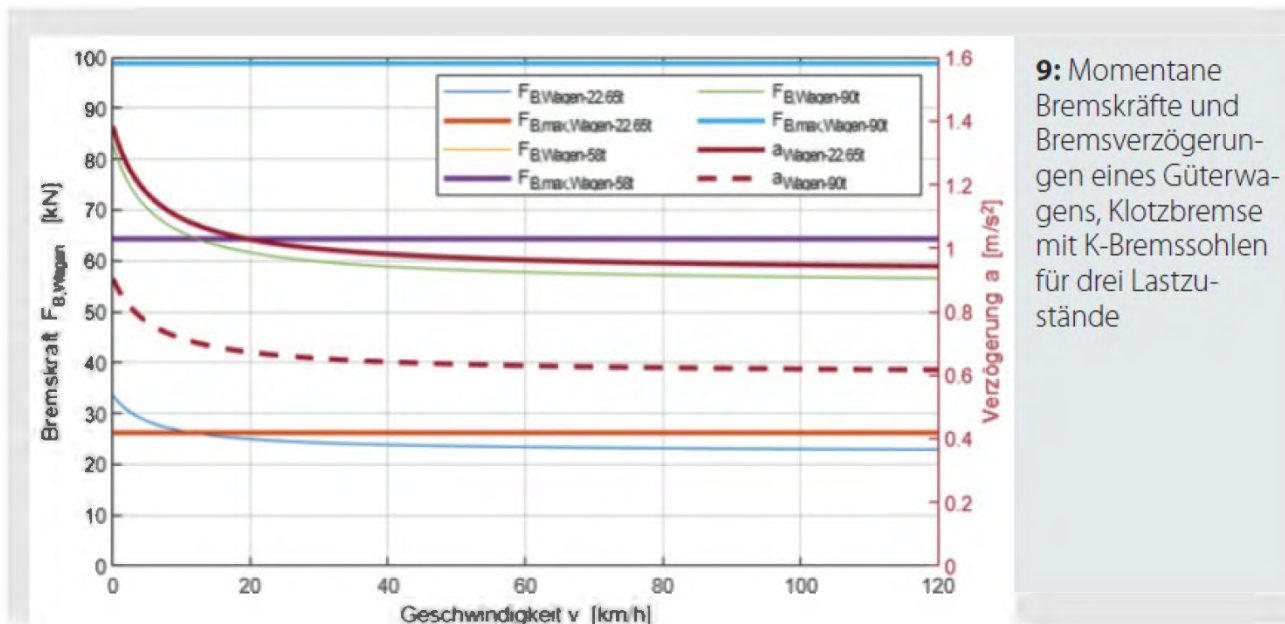
Einfacher Aufbau des Datenbanksystems



Anwendung Datenbank mit MATLAB

Jaenichen/Cui: Anhalteweg-Berechnung von Schienenfahrzeugen

mittels Zeitschrittintegration nach DIN EN 14531, **ETR** | Juli+August 2020 | NR. 7+8



9: Momentane Bremskräfte und Bremsverzögerungen eines Güterwagens, Klotzbremse mit K-Bremssohlen für drei Lastzustände

➤ Energiegleichung

$$F_a \cdot s = \frac{1}{2} (m_{\text{stat}} + m_{\text{rot}}) \cdot v^2$$

$$\Delta s_i = 3,93 (1 + m_{\text{rot}}/m_{\text{stat}}) (v_1^2 - v_2^2) / (F_{\text{Br}}/F_R + f_W \pm i)$$

m_{stat} = Fahrzeugmasse

m_{rot} = Drehmasse des Fahrzeuges

v_1 = Geschwindigkeit am Anfang des Geschwindigkeitsschrittes Δv

v_2 = Geschwindigkeit am Ende des Geschwindigkeitsabschnittes Δv

F_{Br} = Bremskraft des Zuges

F_R = Fahrzeuggewichtskraft

f_W = spezifische Fahrzeugwiderstandskraft des Zuges in N/kN

i = Streckenneigung in N/kN

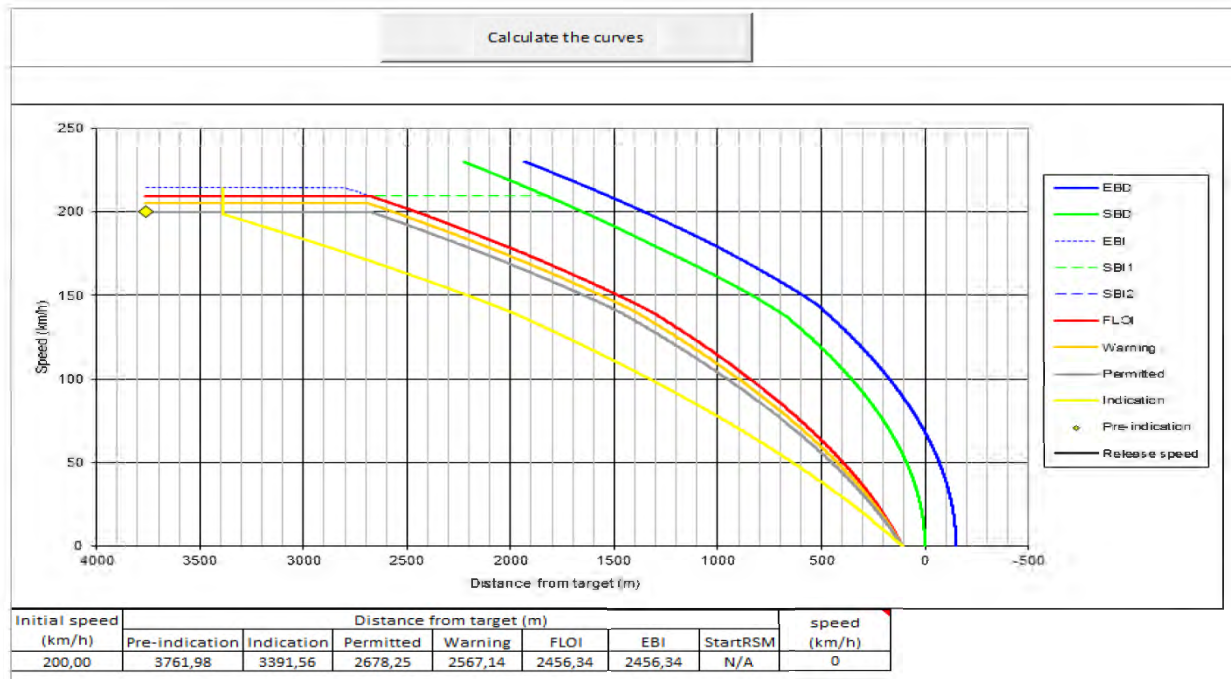
Gesamtbremsweg

$$s = \sum \Delta s_i + t_e \cdot v_o$$

Die Geschwindigkeits-Schrittweite ist von dem momentanen Verlauf der Bremskraft abhängig. Bei konstanter Bremskraft kann $v_2 = 0$ gesetzt werden.

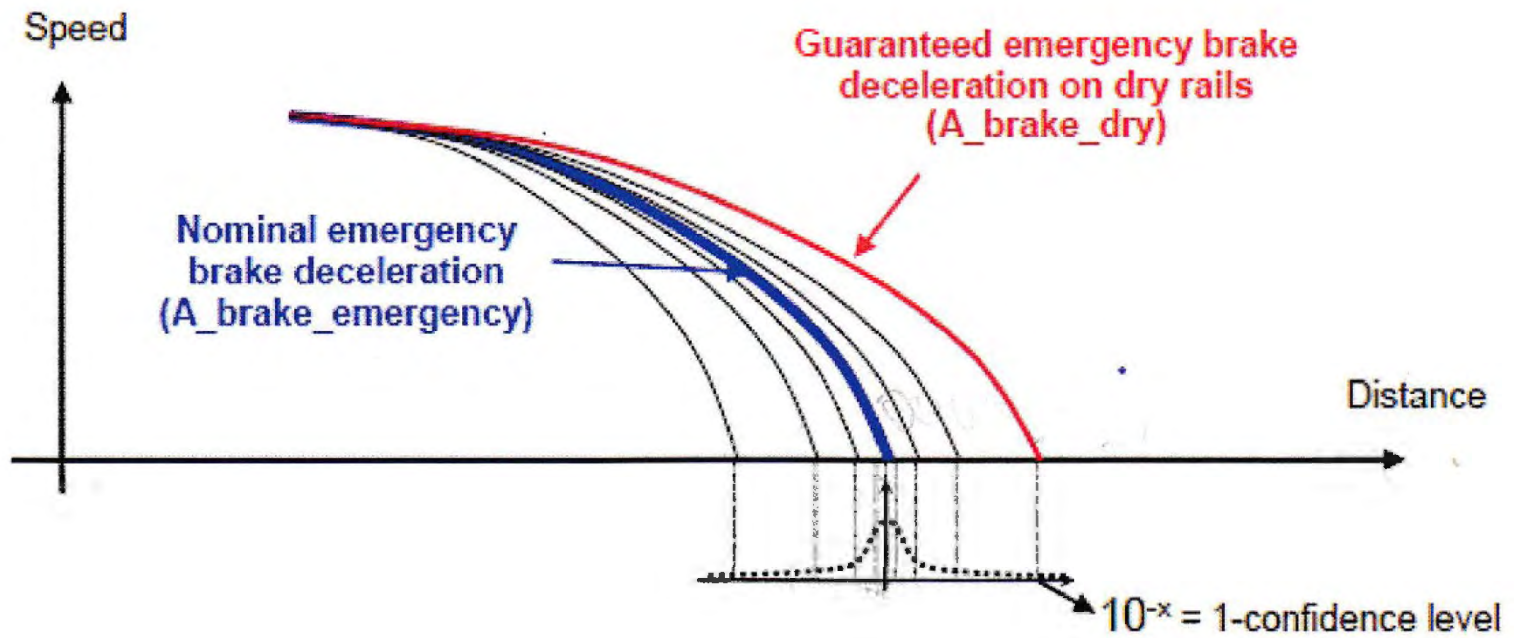
Praktische Anwendungen in der Forschung

1. Berechnung und Überwachung der Bremskurven ist ein wesentlicher Bestandteil des europäischen Zugsicherungssystems ETCS
 Programm braking ERA Tool



2.6 Anhalte- und Bremsweg

Wahrscheinlichkeiten des Anhalteweges



Diskussion zur Energieumwandlung

- Vergleichen Sie die Beträge der Bremsarbeiten der Stopp- mit der Dauerbremsung.
- Vergleichen Sie die Bremsleistungen der Stopp- mit der Dauerbremsung. Beachten Sie dabei, wie lange die Wirkdauer bei beiden Bremsvorgängen ist.
- Nimmt die Bremsarbeit bei der Stoppbremsung mit der Bremsausgangsgeschwindigkeit linear zu?
- Stellen Sie die theoretisch berechneten Werte für die Dauerbremsung den Angaben aus der TSI zur Diskussion gegenüber.
- Welche thermischen Schäden treten bei Überschreiten der thermischen Leistungsgrenze der Monoblockräder auf?
- Warum verwendet man aus thermischer Sicht keine bereiften Räder sondern Monoblockräder?
- Was besagt die TSI LOC & PAS und die TSI WAG zu den thermischen Leistungsgrenzen (Vergleich mit den berechneten Werten).

Diskussion zur Energieumwandlung

- Vergleichen Sie die Beträge der Bremsarbeiten der Stopp- mit der Dauerbremsung.
- Vergleichen Sie die Bremsleistungen der Stopp- mit der Dauerbremsung. Beachten Sie dabei, wie lange die Wirkdauer bei beiden Bremsvorgängen ist.
- Nimmt die Bremsarbeit bei der Stoppbremsung mit der Bremsausgangsgeschwindigkeit linear zu?
- Stellen Sie die theoretisch berechneten Werte für die Dauerbremsung den Angaben aus der TSI zur Diskussion gegenüber.
- Welche thermischen Schäden treten bei Überschreiten der thermischen Leistungsgrenze der Monoblockräder auf?
- Warum verwendet man aus thermischer Sicht keine bereiften Räder sondern Monoblockräder?
- Was besagt die TSI LOC & PAS und die TSI WAG zu den thermischen Leistungsgrenzen (Vergleich mit den berechneten Werten).

Vertiefung des Stoffes durch Handrechnungen:

Stoppbremsung

Berechnen Sie die **Bremsarbeit** aus der kinetischen Energie des Fahrzeugs bei Nichtbeachtung der Fahrzeugwiderstandskräfte für Bremsausgangsgeschwindigkeiten $v_0 = 100, 140, 160, 200$ und 250 km/h für eine statische Radsatzfahrmasse $m_{st} = 8t$ und einer zusätzlichen Rotationsmasse $m_{rot} = 0,2t$.

$$E = (m_{st} + m_{rot}) \cdot v^2 / 2$$

Die **mittlere Bremsleistung** wird nach folgender Gleichung für die genannten Bremsausgangsgeschwindigkeiten berechnet:

$$P = ((m_{st} + m_{rot}) \cdot a_B \cdot v_0) / 2, \text{ dabei beträgt die mittlere Bremsverzögerung } a_B = 1 \text{ m/s}^2.$$

Dauerbremsung

Bremsarbeit ohne Fahrzeugwiderstandskraft

$$E = m_{st} \cdot g \cdot i \cdot s_B$$

Annahme: $m_{st} = 8t$, $i = 10, 15$ und 20% . Weg $s_B = 10$ km

Bremsleistung ohne Fahrzeugwiderstandskraft

$$P = m_{st} \cdot g \cdot i \cdot v$$

Annahme : $v = 60, 70$ und 80 km/h für Neigung $i = 20\%$

DIN EN 16834 Bremsvermögen , Juli 2019

Charakterisierung der Leistungsfähigkeit der Bremsen eines Fahrzeugs, drei Methoden sind möglich:

- **Anhalteweg s** : Weg von der Einleitung der Bremsung bis Stillstand des Fahrzeuges
- **Bremsgewicht B** : entspricht einer Verzögerungskraft, wird aber als Vergleichsgröße zur Fahrzeugasse in t angegeben, empirisches Bewertungsverfahren, für herkömmliche Signaltechnik,
konservative Methode
- **Verzögerung a** : als physikalische Größe, für $v > 200\text{km/h}$ verbindend, Anwendung ETCS, $v \leq 200\text{ km/h}$ teilweise eingeführt
Neuzeitliche Methode

1. Verfahren zur Bewertung mit Bremsgewichten

1.1 rechnerisch

- Güterwagen mit GG(P10)-oder LL-Bremssohlen, $v_{\max} = 120 \text{ km/h}$,
 $m_R = \leq 22,5 \text{ t}$, zweiseitige Abbremsung mit Bremssohlen

$$B = \frac{k \times \sum F_{\text{dyn}}}{g} \quad \text{(D.1)}$$

Dabei ist

B das Bremsgewicht, in t;

k der Bewertungsfaktor zur Bestimmung des Bremsgewichts;

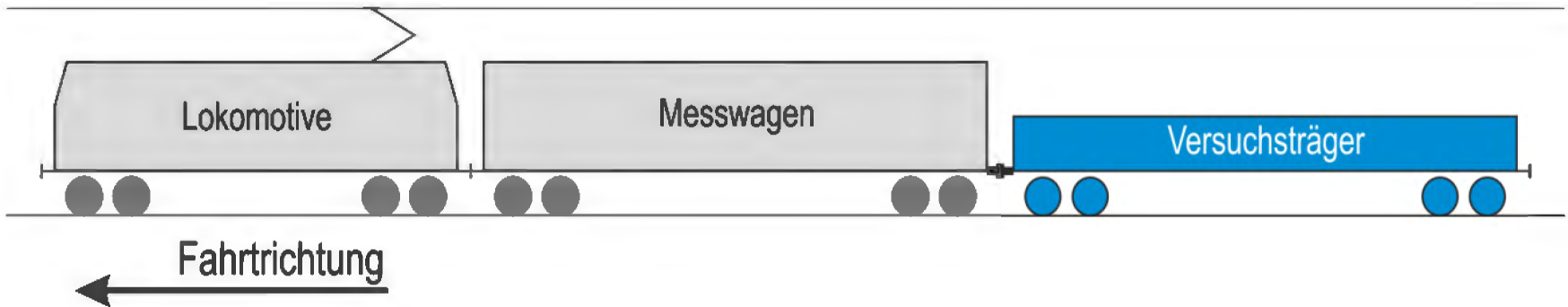
$\sum F_{\text{dyn}}$ die Summe aller Bremsklotzkräfte während der Fahrt; zur Bestimmung von F_{dyn} ist Gleichung (D.2) anzuwenden;

g die Fallbeschleunigung, $9,81 \text{ m/s}^2$.

$$\sum F_{\text{dyn}} = (F_t \times i_G - i^* \times F_R) \times \eta_{\text{dyn}} \quad \text{(D.2)}$$

2.8 Bremsgewicht und Brems Hundertstel

Experimentelle Methode: Einzelfahrzeug-Abhängeversuche bis 160 km/h
Bildung eines Versuchszuges für die experimentelle Ermittlung der Anhaltewege s bei Schnellbremsung



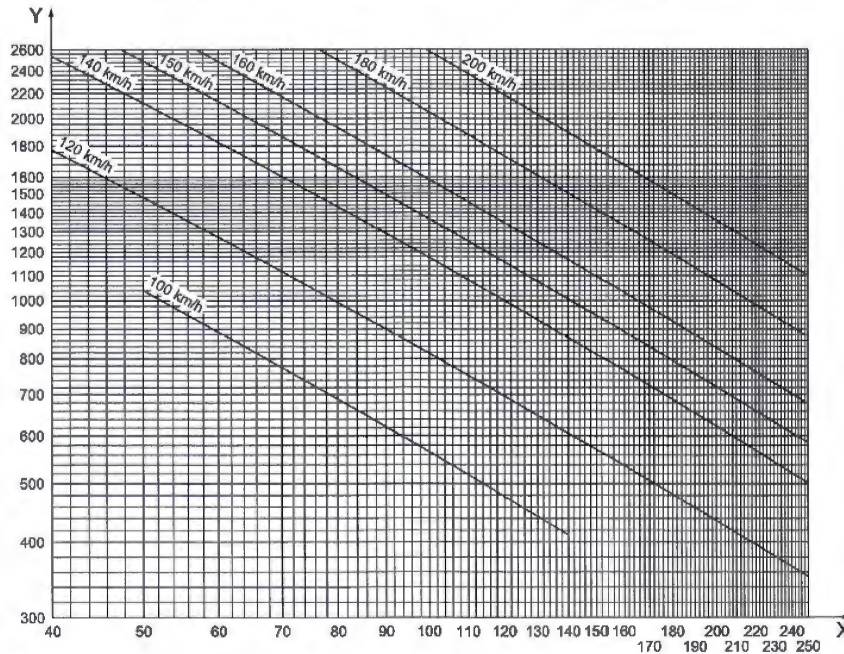
Versuchsablauf:

1. Beschleunigung des Versuchszuges auf eine definierte Bremsausgangsgeschwindigkeit
2. Abhängen des Versuchsträgers und gleichzeitig Einleitung einer Schnellbremsung beim Versuchsträger
3. Ermittlung des Schnell-Anhalteweges des Versuchsträgers
4. Eingabe des Anhalteweges in das UIC-Bewertungsblatt und Ablesen der Brems Hundertstel oder durch UIC-Berechnungsgleichung

Bremsbewertungsblatt für Züge

Bremsbewertung für Züge

A.1 Bewertungsbogen für Züge mit Bremsstellungen P, R, R + Mg



Legende

- X Bremsgewichtshundertstel, in %
- Y Anhalteweg, in m

A.2 Übersicht der mathematischen Gleichungen für die Bewertungskurven von Zügen mit den Bremsstellungen P, R, R + Mg

$$s = \frac{C}{\lambda + D}$$

$$\lambda = \frac{C}{s} - D$$

Dabei ist

- λ das Bremsgewichtshundertstel, in %;
- s der Anhalteweg bei Schnellbremsungen, in m;
- C, D die Konstanten, siehe Tabelle A.1.

Tabelle A.1

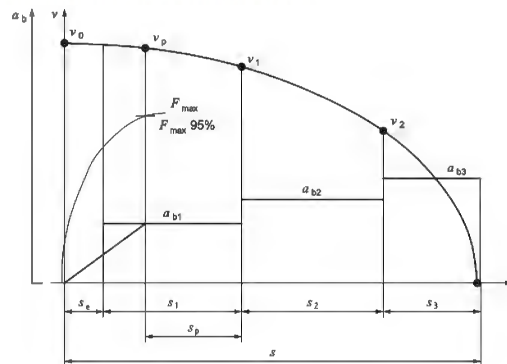
| v km/h | C | D |
|-----------|---------|------|
| 100 | 61 300 | 8,9 |
| 120 | 91 633 | 11,6 |
| 140 | 130 995 | 11,6 |
| 150 | 152 640 | 11,6 |
| 160 | 176 714 | 11,6 |
| 180 | 228 219 | 11,6 |
| 200 | 287 620 | 11,6 |

Reisezüge 400m Länge ausgeschaltete Lokbremse
Güterzüge 500m Länge ausgeschaltete Lokbremse

3. Verfahren zur Bewertung der momentanen Bremsverzögerungen

Tatsächliche durch Versuche ermitteltes Verzögerungsprofil über den Weg wird durch konstante Verzögerungsstufen angepasst

Die Bestimmung der Verzögerungen a_{bi} ist in Bild 3 dargestellt.



Legende

- a Verzögerung, in m/s^2
- s Wegstrecke, in m
- s_e während der äquivalenten Ansprechzeit zurückgelegter Weg, in m
- v Geschwindigkeit, in m/s
- F Bremskraft, in kN

Bild 3 — Geschwindigkeitsdiagramm als Funktion der Zeit zur Bestimmung der Verzögerungen

Der Wert von a_{bi} muss bestimmt werden als:

$$a_{bi} = \frac{v_{i-1}^2 - v_i^2}{2 \times s_i}$$

Für die erste Bremsstufe ist ein a_{bi} -Wert von v_0 bis v_1 zulässig, d. h.

$$a_{b1} = \frac{v_p^2 - v_1^2}{2 \times s_p}$$

Weitere Versuche bei eingeschränkten Bedingungen infolge Feuchtigkeit und verminderten Kraftschluss Rad/Schiene

$$a_{bi} = \frac{\sum(k_{vi} \times F_{i,1} + k_{wi} \times F_{i,2} + F_{i,3}) + W_i}{m_e} \quad (24)$$

mit

$$k_{vi} = \min(k_{hi}, k_{wi})$$

Dabei ist

m_e die äquivalente Fahrzeugmasse (einschließlich der rotierenden Massen), in t;

W_i der Laufwiderstand, in kN;

k_{hi} der Bremskraftkorrekturfaktor, für den infolge von Feuchtigkeit reduzierten Reibwert;

k_{wi} der Bremskraftkorrekturfaktor, Reduzierung der Bremskraft infolge des verringerten Kraftschlusses;

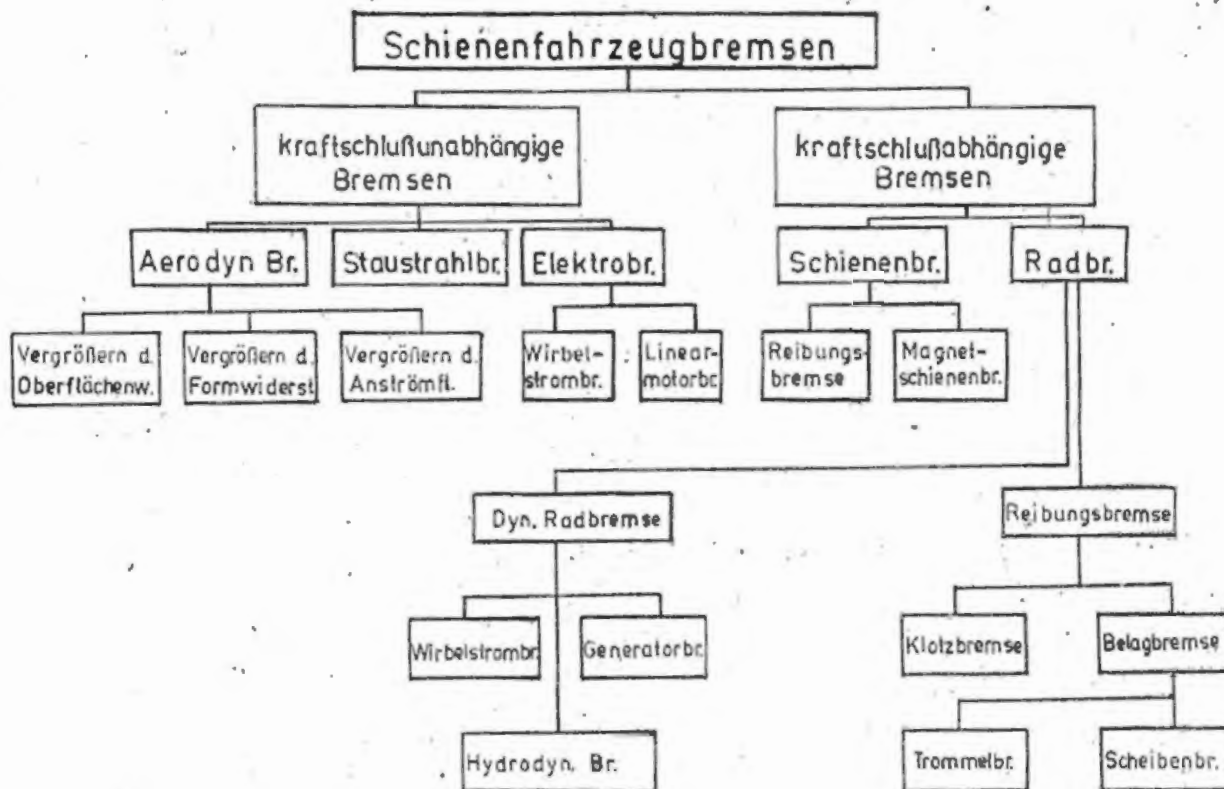
$F_{i,1}$ die Bremskraft vom Kraftschluss abhängiger Reibungsbremsen in Abschnitt i (Klotz- oder Scheibenbremsen), in kN;

$F_{i,2}$ die Bremskraft anderer vom Kraftschluss abhängiger Bremsen in Abschnitt i (dynamische Bremsen), in kN;

$F_{i,3}$ die Bremskraft vom Kraftschluss unabhängiger Bremsen in Abschnitt i , in kN.

3. Klassifizierung und Charakterisierung

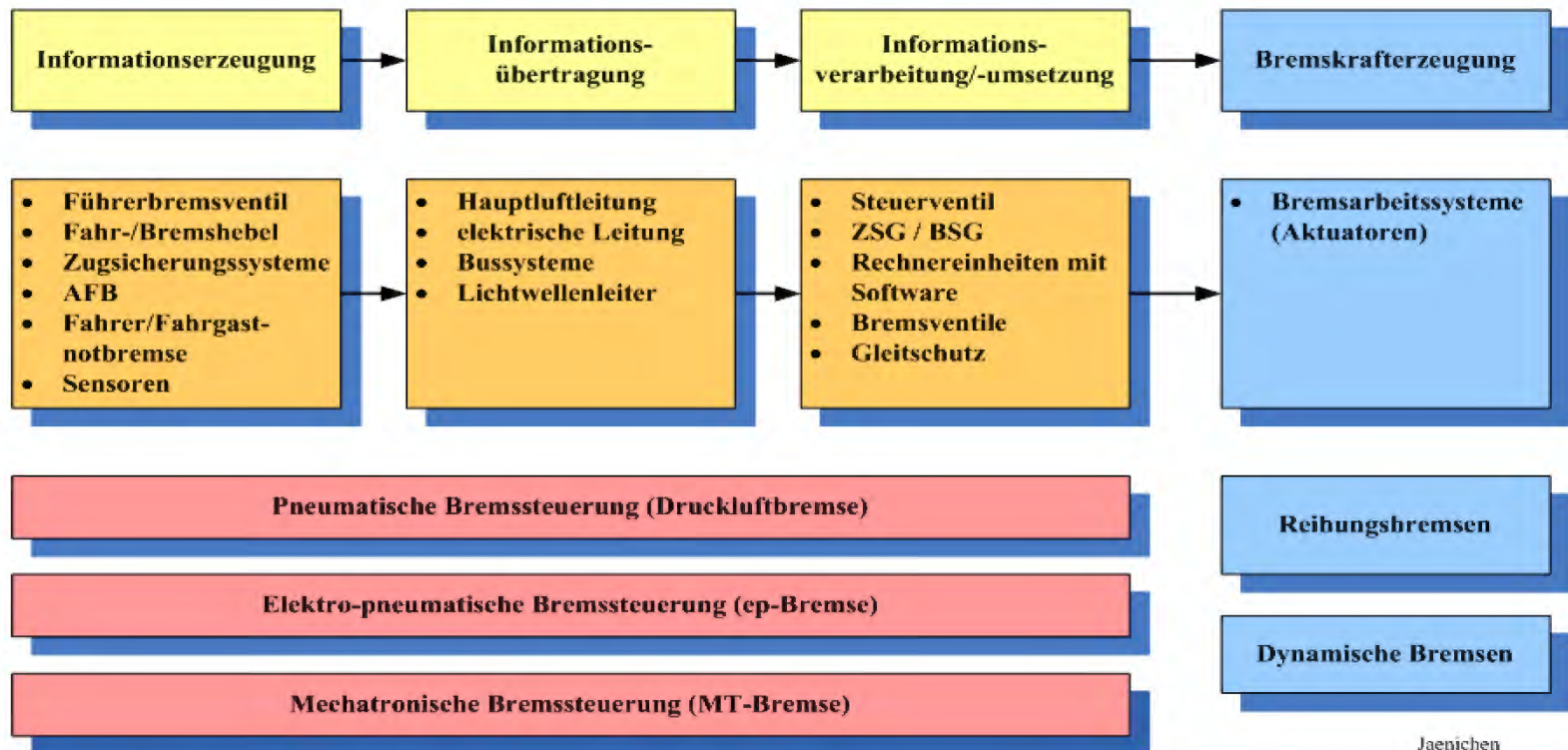
3. Einteilung in kraftschlußabhängige- und kraftschlußunabhängige Bremsen



3. Klassifizierung und Charakterisierung

4. Einteilung der Bremsen nach Funktionen

Systemaufbau der Bremsanlagen von Schienenfahrzeugen



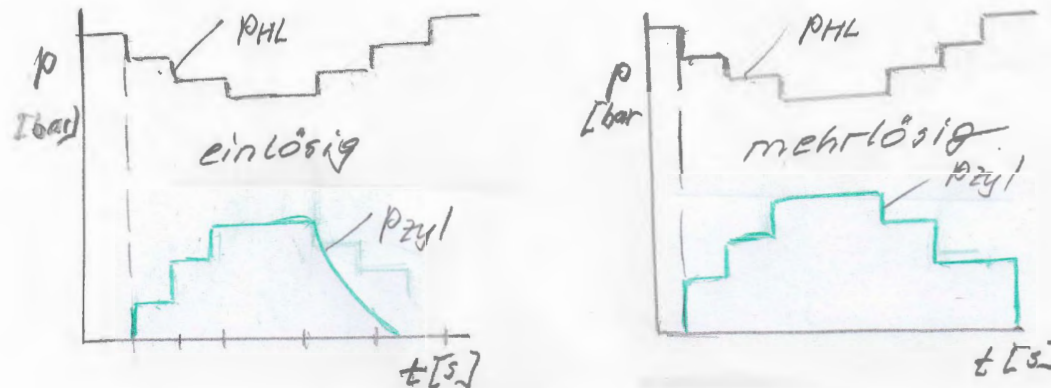
Jaenichen

4.1.1 Wirkprinzipien

Unerschöpfbarkeit: d.h. ausreichende Energie muss lokal vorhanden sein (bei mehrmaliger Betätigung mit Schnellbremsung müssen mind. 85% der Nennbremskraft des Zuges erreicht werden)

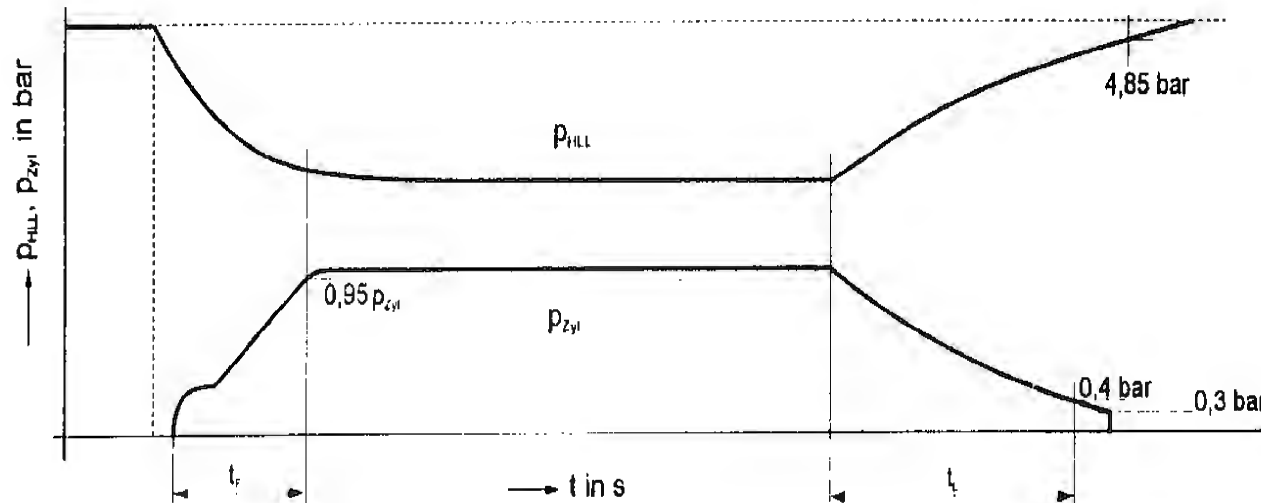
Unterbrechung der Energieversorgung muss dem TFz angezeigt werden (Energieleitung)

mehr- und einlösig:



Ruhestromprinzip pneumatisch

Druckverläufe Hauptluftleitung p_{HLL} und Bremszylinder p_{Zyl}



- Bremszylinderfüllzeit t_F
- Bremszylinderlösezeit t_L
- $t_F, t_L = f(\text{Bremsstellung, HLL-Druckstufe, Stellung des Fahrzeuges im Zug, Zuglänge})$
- für t_L zusätzlicher Auslöseschaltpunkt bei $p_{HLL} = 4,85 \text{ bar}$

4.1.1 Wirkprinzipien

- **Arbeitsstromprinzip** Energiepotential ist bei der Fahrt nicht vorhanden, erst beim Bremsen wird die Bremsleitung mit Energie versorgt, Bremse ist **nichtselbsttätig**, aber feinfühlig regelbar, **direkte Bauart der Bremsen**
als zusätzliche Bremsleitung im Zug bei ausschließlichen Einsatz als Betriebsbremse möglich

Für beide Stromprinzipien :

- Technische Kompatibilität der Bremsen: Zusammenwirken Bremsen unterschiedlicher Bauarten im Zug ist zu gewährleisten, (Kupplungsschnittstelle, Eigenschaften der lokalen Bremsstellung mit der zentralen Steuerung müssen übereinstimmen)
- Verfügbarkeit des geforderten Bremsvermögens

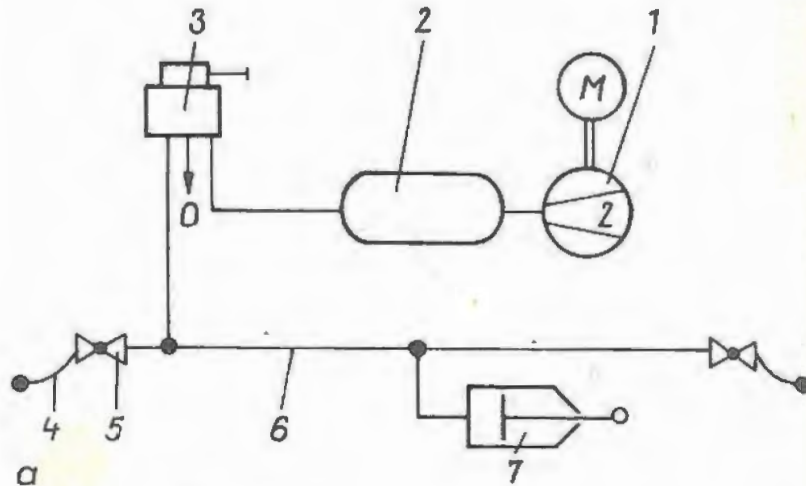
4.1.1 Wirkprinzipien

Arbeitsstromprinzip

direkt wirkende Bremse

Anwendung Lokomotiven

- 1 Kompressor
- 2 Hauptluftbehälter
- 3 Führerbremssventil
- 4 Bremsschlauch
- 5 Bremsabsperrhahn
- 6 Hauptluftleitung
- 7 Bremszylinder

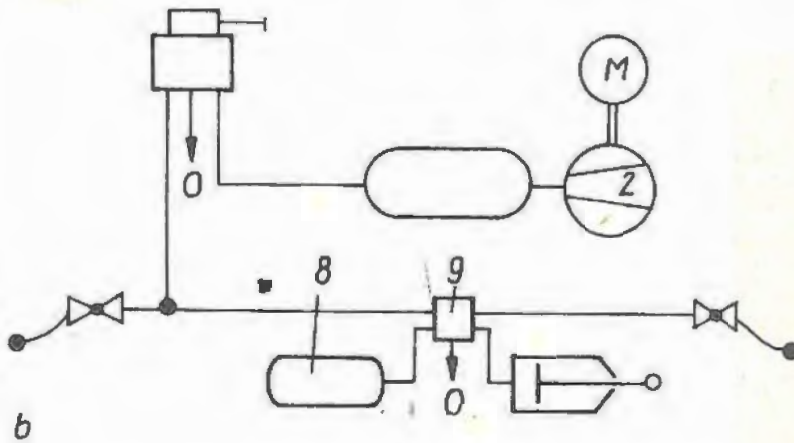


Ruhestromprinzip

indirekt wirkende Bremse

Anwendung Zügen

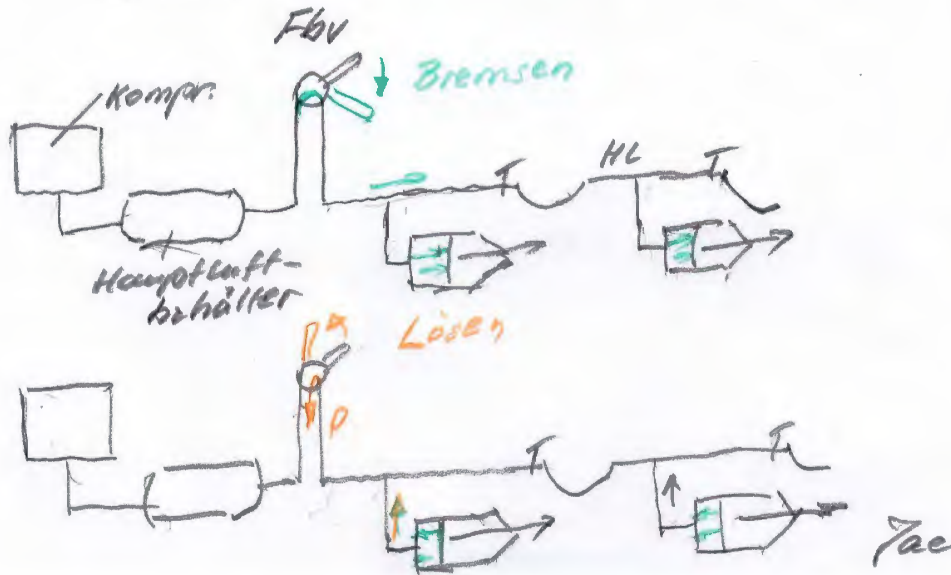
- 8 Bremsluftbehälter
- 9 Steuerventil



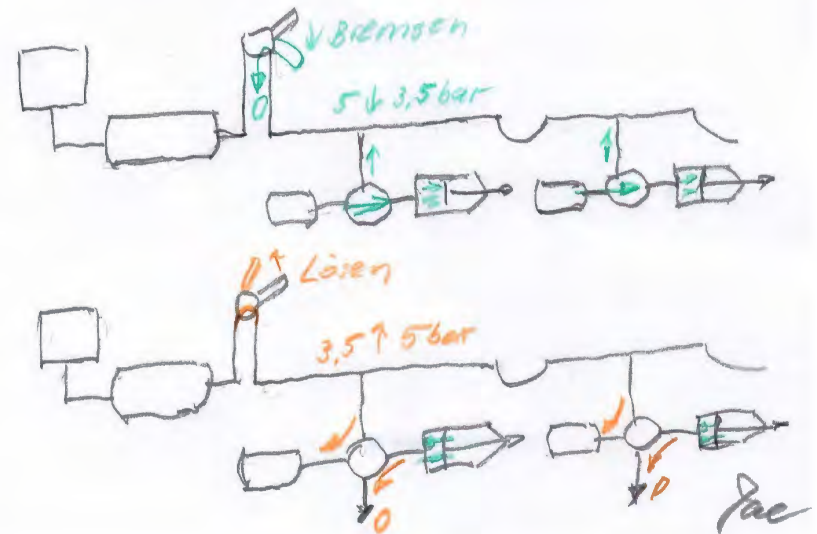
4.1.1 Wirkprinzipien

Funktion der Druckluftbremse

direkt wirkende Bremse



indirekt wirkende Bremse



4.1.1 Wirkprinzipien

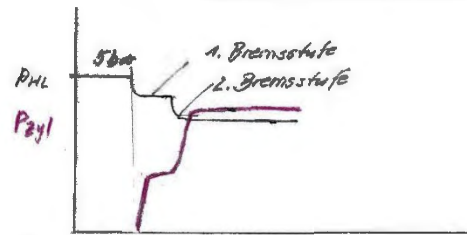
Abgestufte Betriebsbremsungen
 Druckabsenkung um
 max. 1,5 bar \pm 0,1 bar

Vollbremsungen
 Druckabsenkung um 1,5
 \pm 0,1 bar ungestuft
 Höchstdruck 3,8 bar
 im Bremszylinder

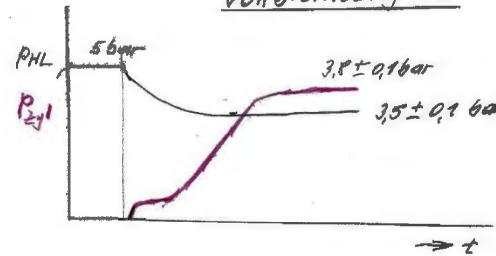
Schnellbremsung
 Höchstdruck 3,8 bar
 im Bremszylinder

Jaenichen

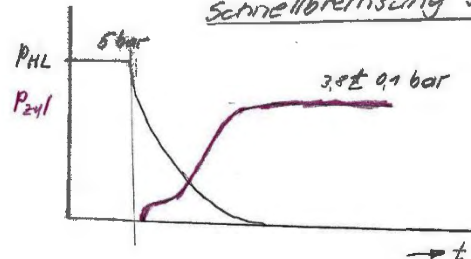
Betriebsbremsung BB



Vollbremsung VB

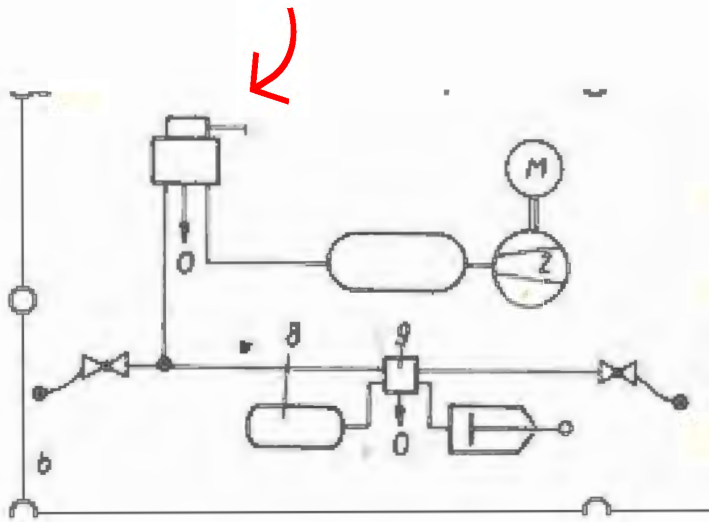


Schnellbremsung SB

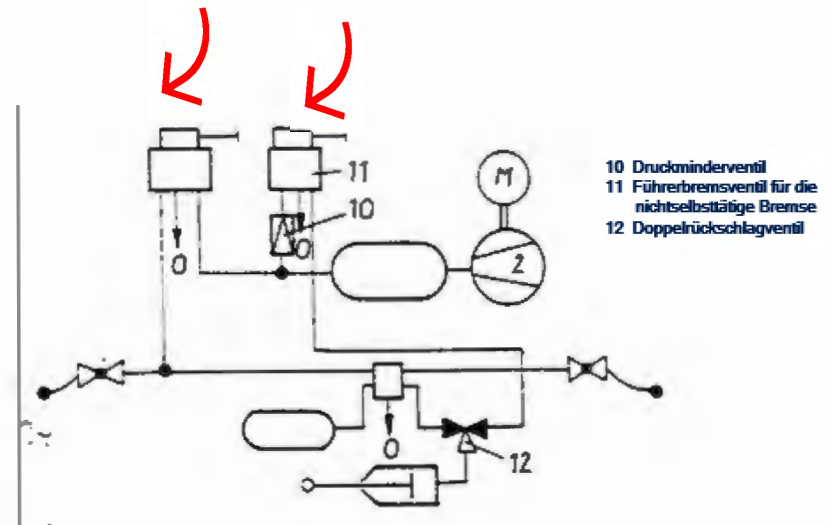


4.1.2 Ausführungen

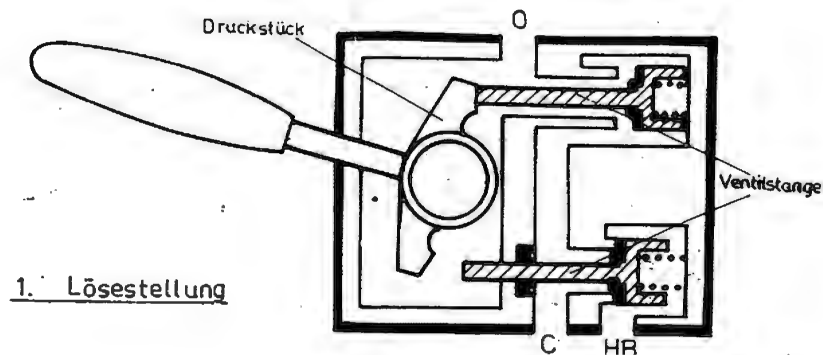
Führerbremsventil für die indirekt wirkende Druckluftbremse (Hauptbremse)



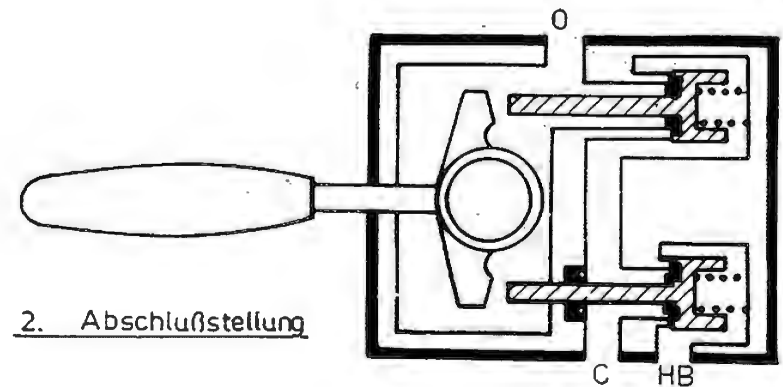
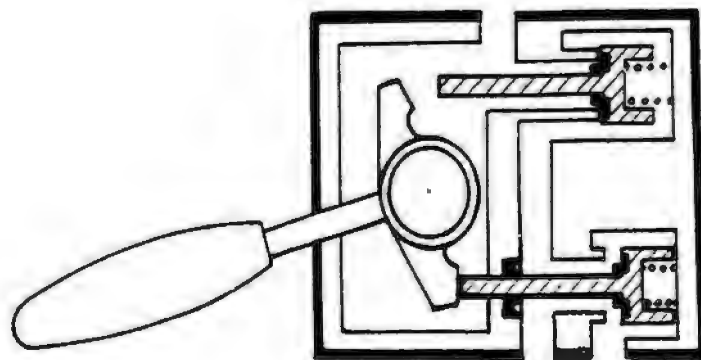
Führerbremsventil für Haupt- und Zusatzbremse



Fbv für die Zusatzbremse (Zusatzbremsventil)



- 0 Verbindung zur Atmosphäre
- C Bremszylinderdruck
- HB Hauptluftbehälterdruck



Lokale Bremsluftbehälter im Fahrzeug

- Energiespeicher muss so ausgelegt sein, dass nach Betätigung der Bremse mit maximalem Bremszylinderdruck und maximalem Bremszylinderhub der Druck im lokalen Luftbehälter mindestens 0,3 bar mehr als der Bremszylinderdruck ohne Luftversorgung durch das HBL-System oder die HL beträgt
- Unerschöpfbarkeit nach DIN EN 14198 ist nachweisen
- Wenn Speisung aus HBI muss Schleuderfilter, Druckminderventil, Absperrhahn und Rückschlagventil vorhanden sein
- Energiespeicher nach DIN EN 286-3 und 286-4 verwenden



Einbau Hauptluftleitung (HL) und Anschlusssteile

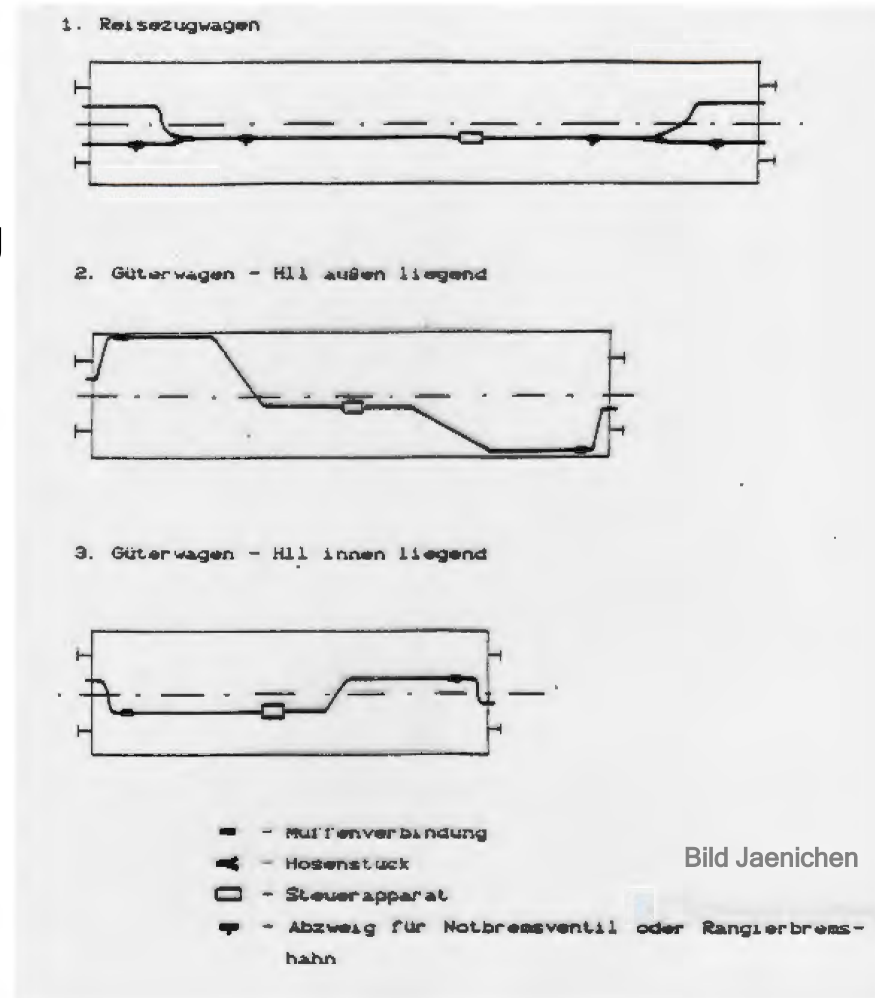
Verwendung

- HI Druckluft darf nur für die Bremse verwendet werden,
- HBI für Energieversorgung der Bremsanlage und zusätzlich zur Energieversorgung anderer Verbraucher im Fahrzeug
- Fahrzeuge mit HI und HBI müssen Absperrhähne auf beiden Fahrzeugenden besitzen

Nachweis

- der Durchgängigkeit bis Zugende, wenn ein Bremsbefehl von zentraler Steuereinheit gesendet wird
nach Einbau im Fahrzeug Kugelprobe zur Überprüfung des freien Durchgangs, der Kugeldurchmesser 19 mm
- gewünschte Strömungsgeschwindigkeit muss erreicht werden

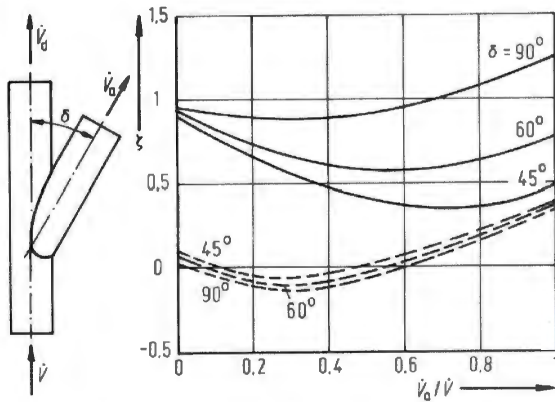
Beispiele zur Verlegung der Hauptluftleitung an Fahrzeugen



Beachtung der Strömungsmechanik bei Verlegung der Druckluftleitungen

Widerstandsbeiwerte von Trennungs-Abzweigstücken

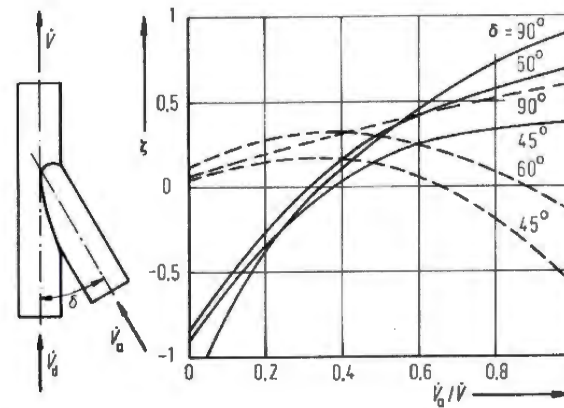
— ζ_a für Abzweigweg (Seitenweg)
- - - ζ_d für Durchgangsweg (Hauptweg)



Quelle: Herbert Sigloch, *Technische Fluidmechanik*

Widerstandsbeiwerte von Vereinigungs-Abzweigstücken

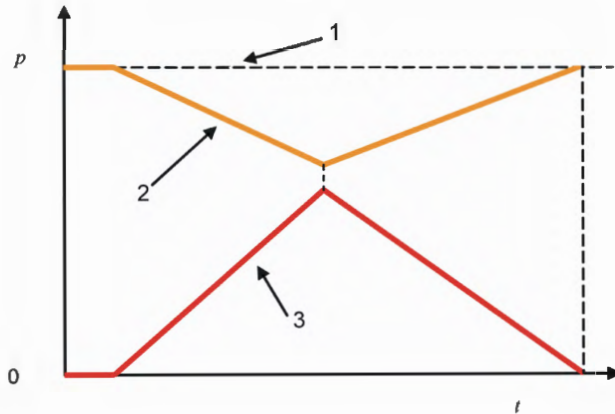
— ζ_a für Abzweigweg (Seitenweg)
- - - ζ_d für Durchgangsweg (Hauptweg)



Quelle: Herbert Sigloch, *Technische Fluidmechanik*

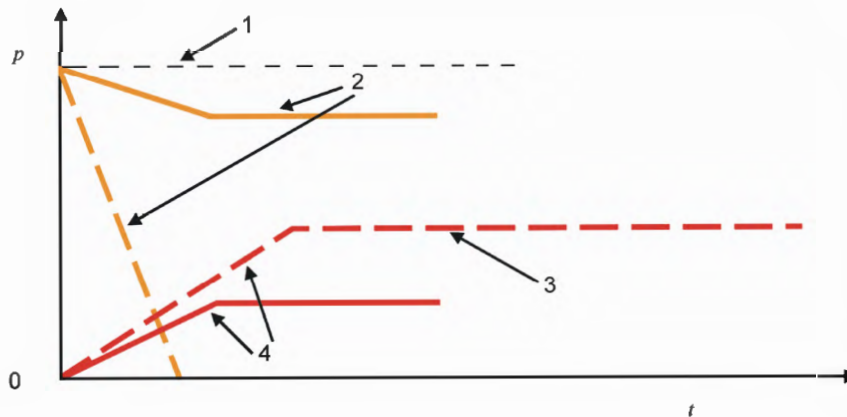
4.1.2 Ausführungen (Teil 2)

Hauptfunktion des Steuerventils



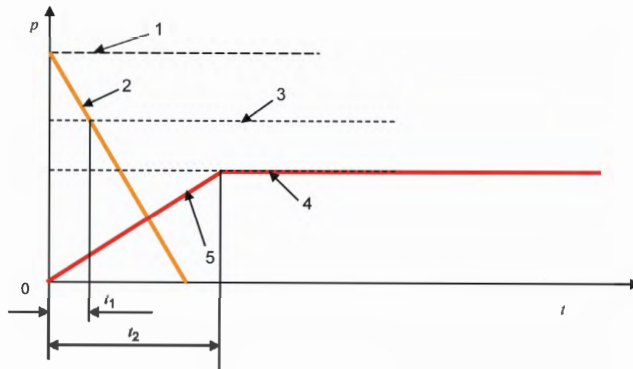
- 1 Regeldruck
- 2 Eingangsdruck, HL Druck
- 3 Ausgangsdruck, Bremszylinderdruck

Betriebs- und Schnellbremsung



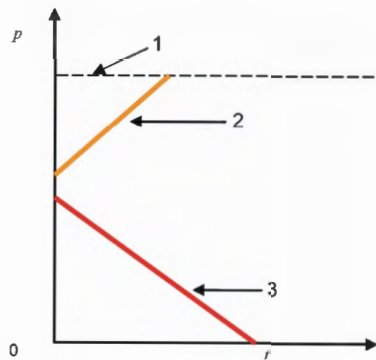
- 1 Regelbetriebsdruck
- 2 Eingangsdruck
- 3 maximaler Ausgangsdruck
- 4 Ausgangsdruck
- Betriebsbremsung Farbe gelb
- Schnellbremsung Farbe rot

Schnellbremsung



- 1 Regelbetriebsdruck ----
- 2 Eingangsdruck (Farbe gelb) HL-Druck
- 3 Eingangsdruck, der für das Erreichen des maximalen Ausgangsdruckes erforderlich ist -----
- 4 maximaler Ausgangsdruck (Farbe rot)
- 5 Ausgangsdruck (Farbe rot)
- t_1 Zeit zum Erreichen des notwendigen Eingangsdrucks, um den maximalen Ausgangsdruck zu erzeugen
- t_2 Zeit zum Erreichen des maximalen Ausgangsdrucks

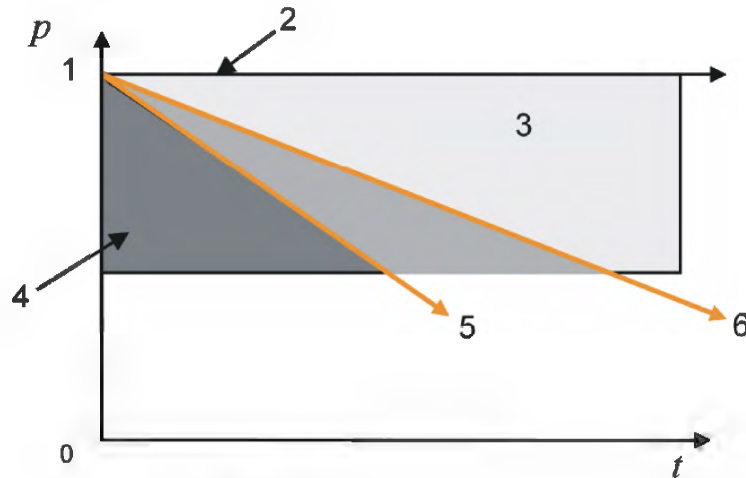
Lösen nach Schnellbremsung



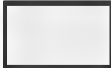


- 1 Regelbetriebsdruck ----
- 2 Eingangsdruck (Farbe gelb) HI-Druck
- 3 Ausgangsdruck (Farbe rot) Bremszylinderdruck



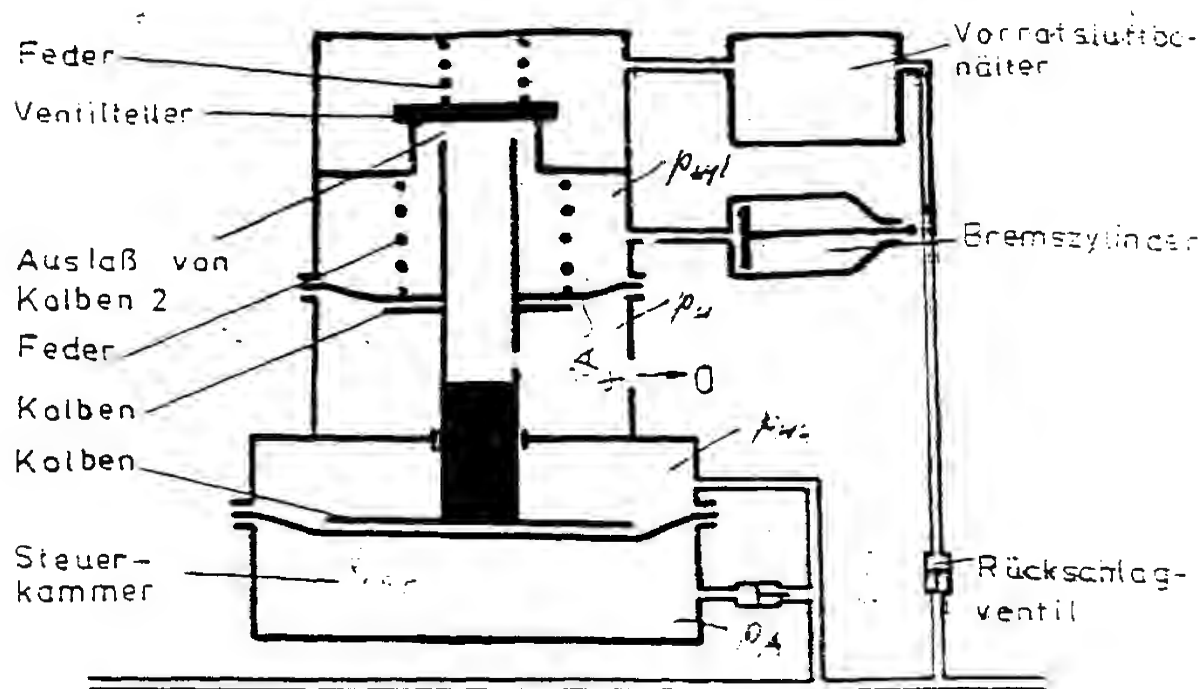
Empfindlichkeits- beziehungsweise Unempfindlichkeitsbereiche und -grenzen



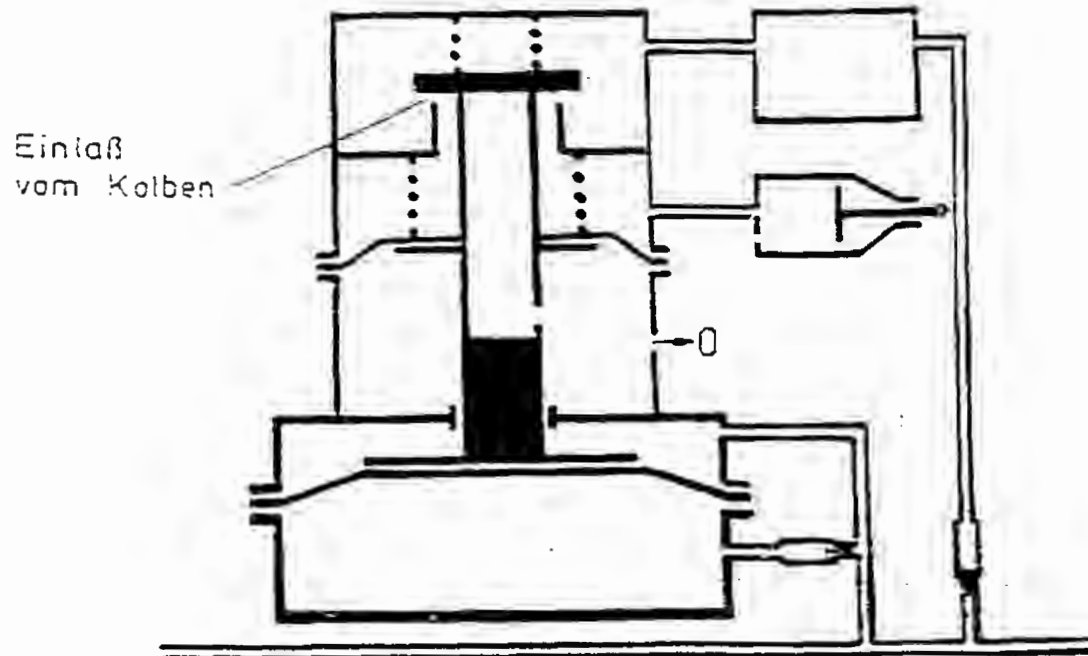
-  Steuerventil muss ansprechen
-  Steuerventil darf ansprechen
-  Steuerventil darf nicht ansprechen

- 1 Eingangsdruk
- 2 Betriebsdruck
- 3 Unempfindlichkeitsbereich
- 4 Empfindlichkeitsbereich
- 5 Empfindlichkeitsgrenze
- 6 Unempfindlichkeitsgrenze

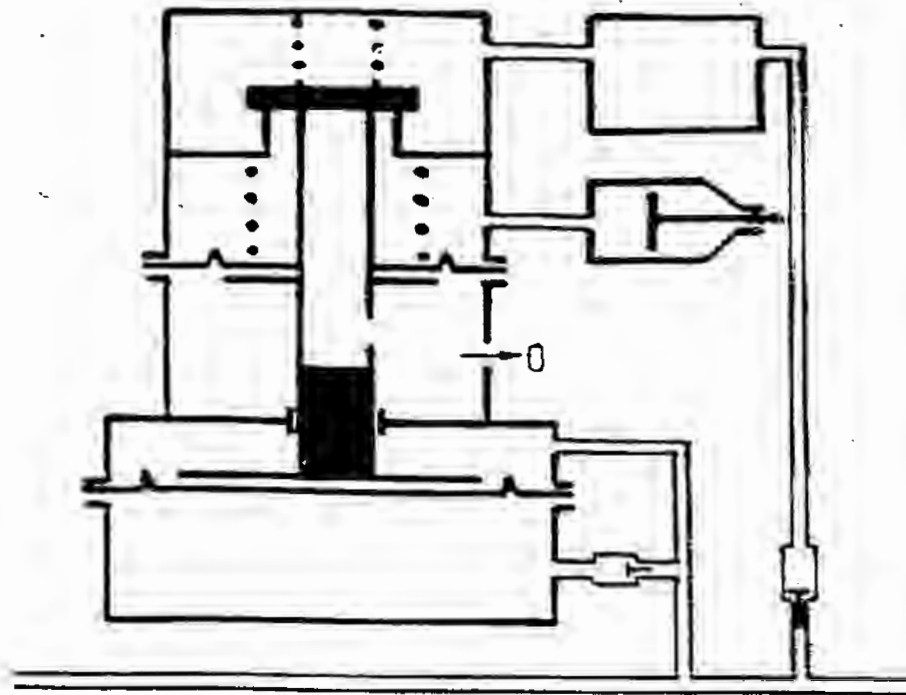
Füllstellung



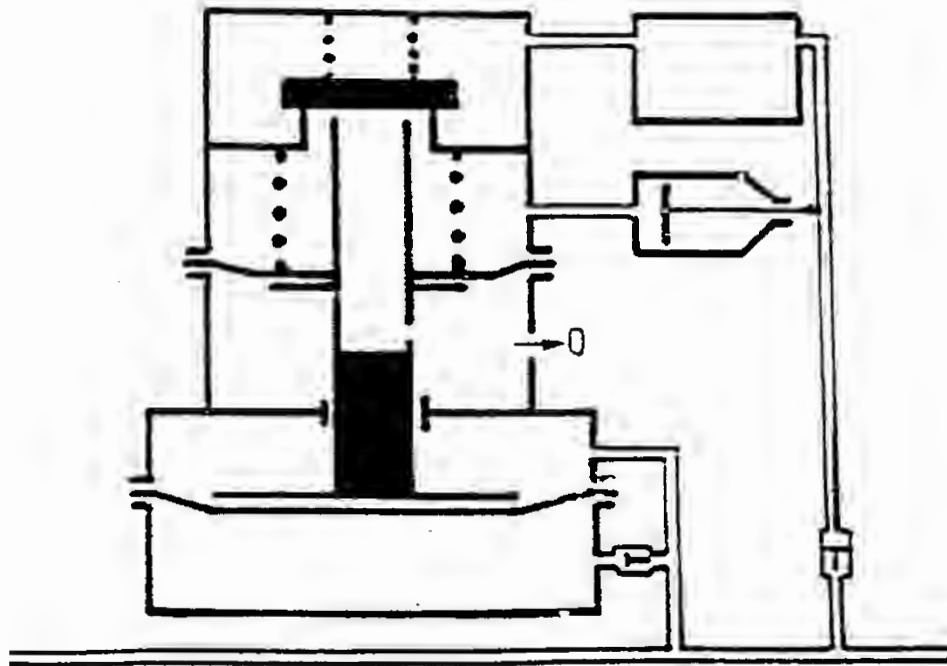
Bremsstellung



Abschlussstellung

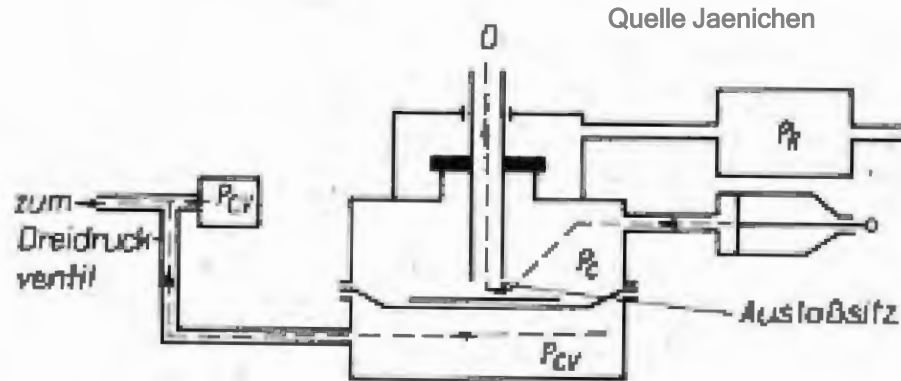
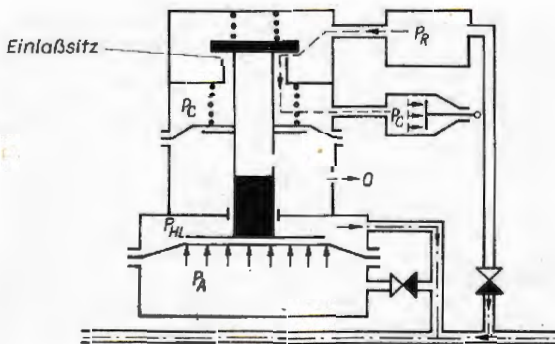
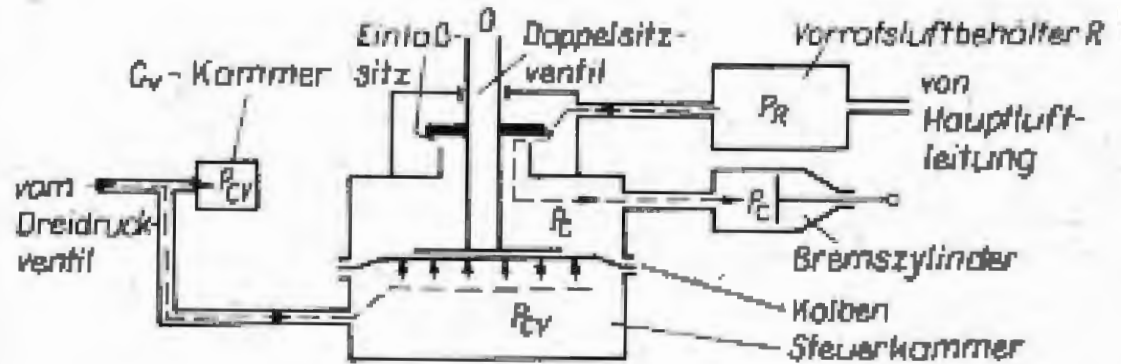
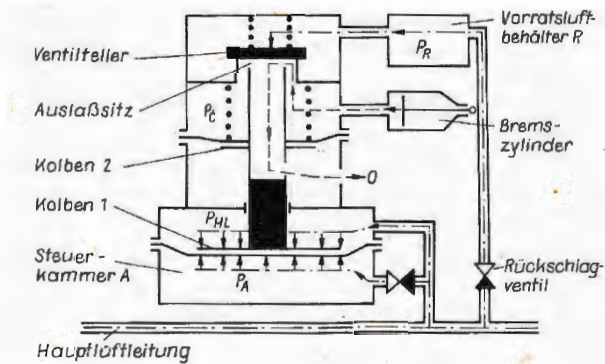


Lösestellung



Relaisventil mit Grundventil KE (Brems- und Lösestellung)

Quelle: Fachbuch Grundausrüstungen transpressverlag, Seiten 140 und 141



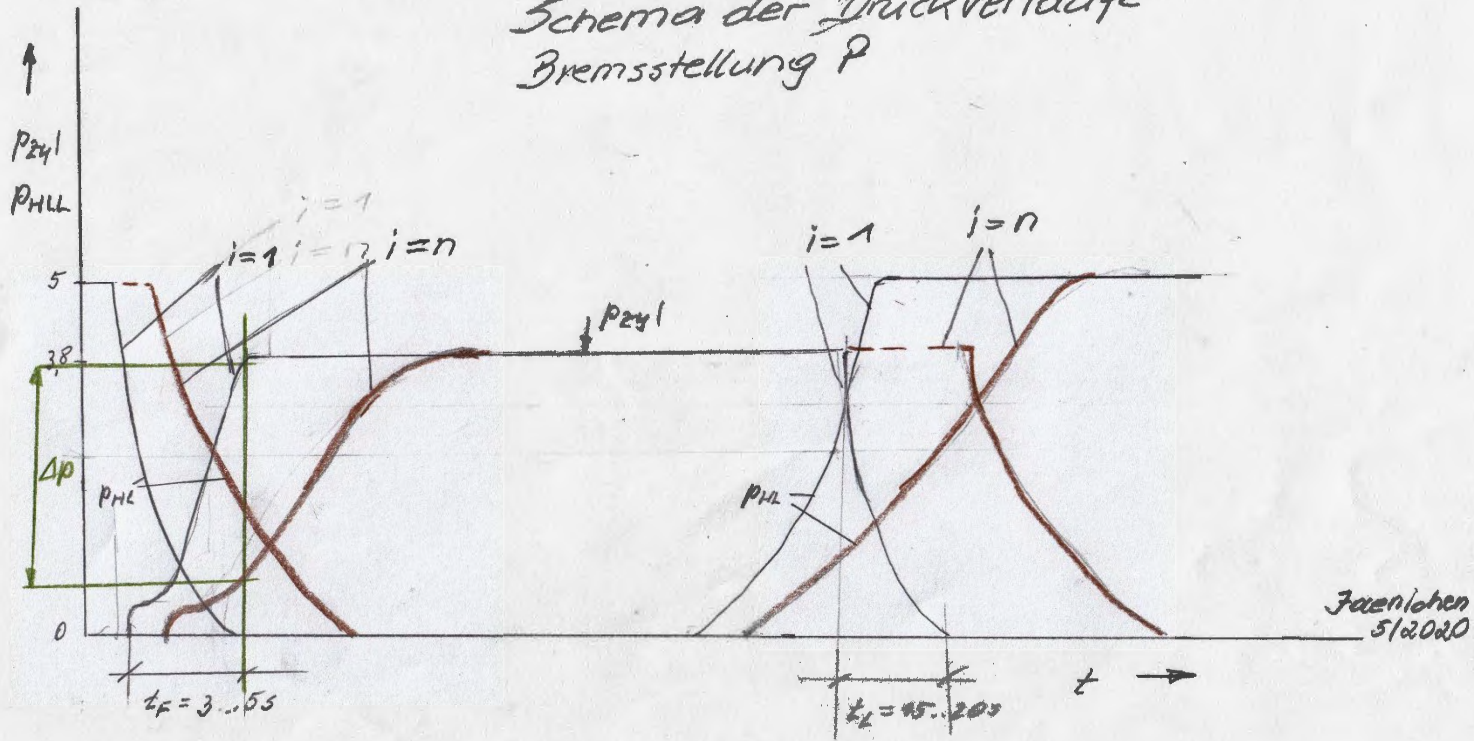
Quelle Jaenichen



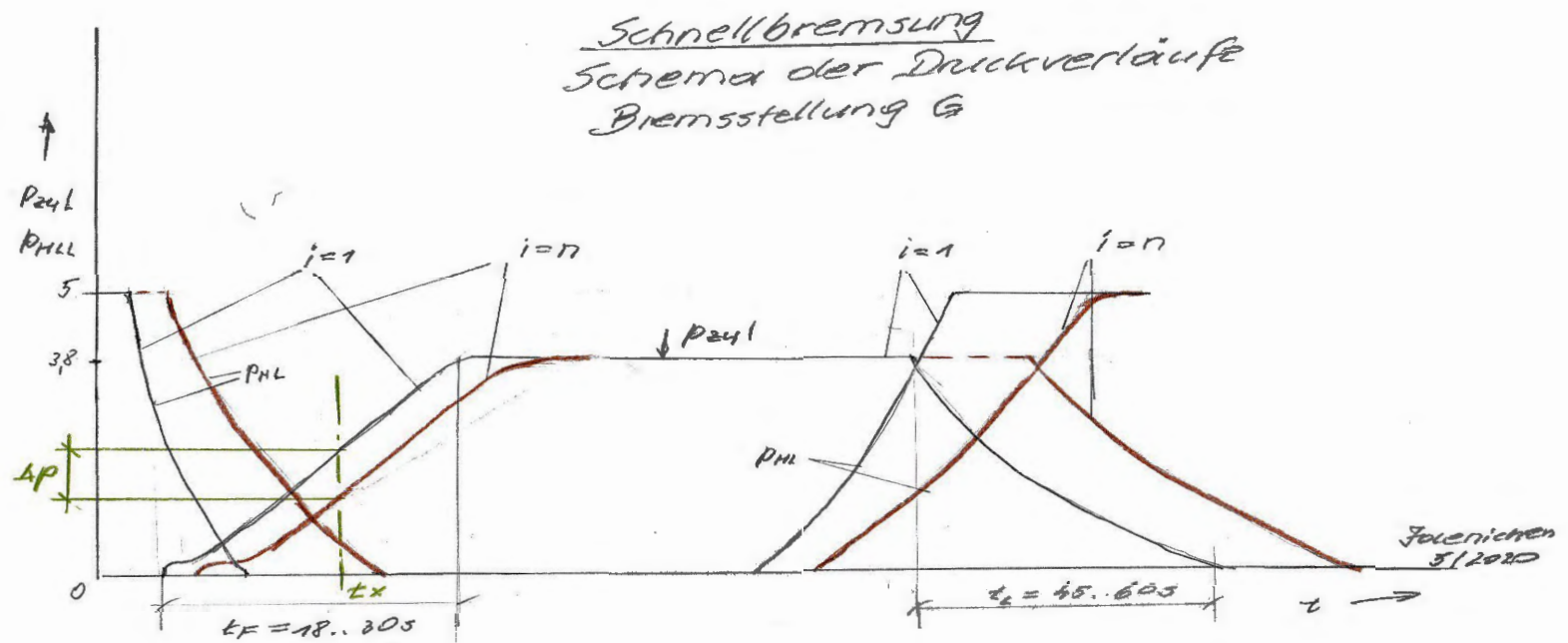
4.1.2 Ausführungen (Teil 2)

Schematische Darstellung der Druckverläufe am 1. und am n-ten Fahrzeug eines Zuges

Schnellbremsung
Schema der Druckverläufe
Bremsstellung P

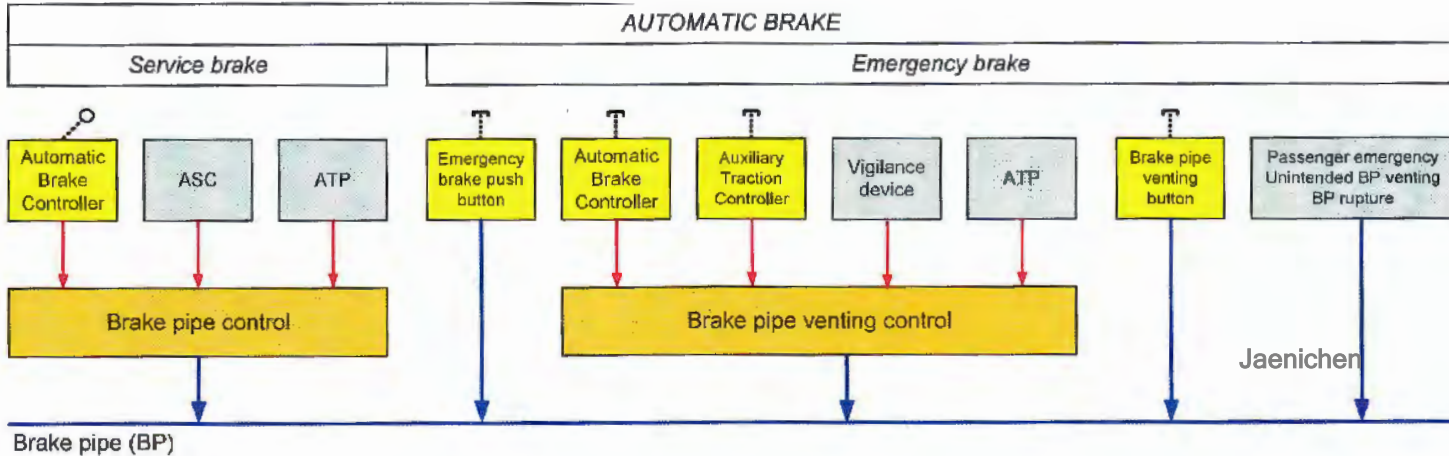


Schematische Darstellung der Druckverläufe am 1. und am n-ten Fahrzeug eines Zuges



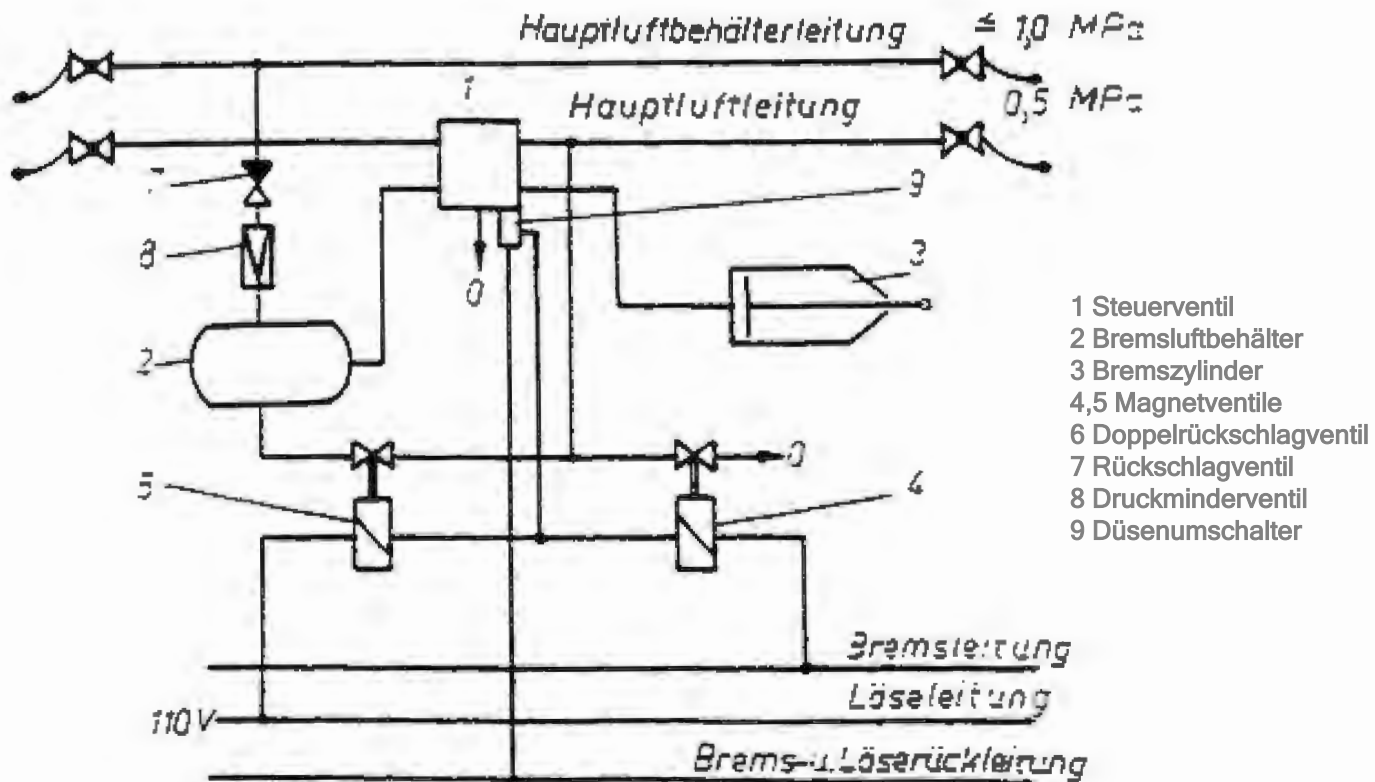
Indirekte Bremse auf Zugebene

- Steuerfunktion zur Regelung des HI-Druckes Betriebsbremsungen
- HI Entlüftung bei Gefahrenbremsung

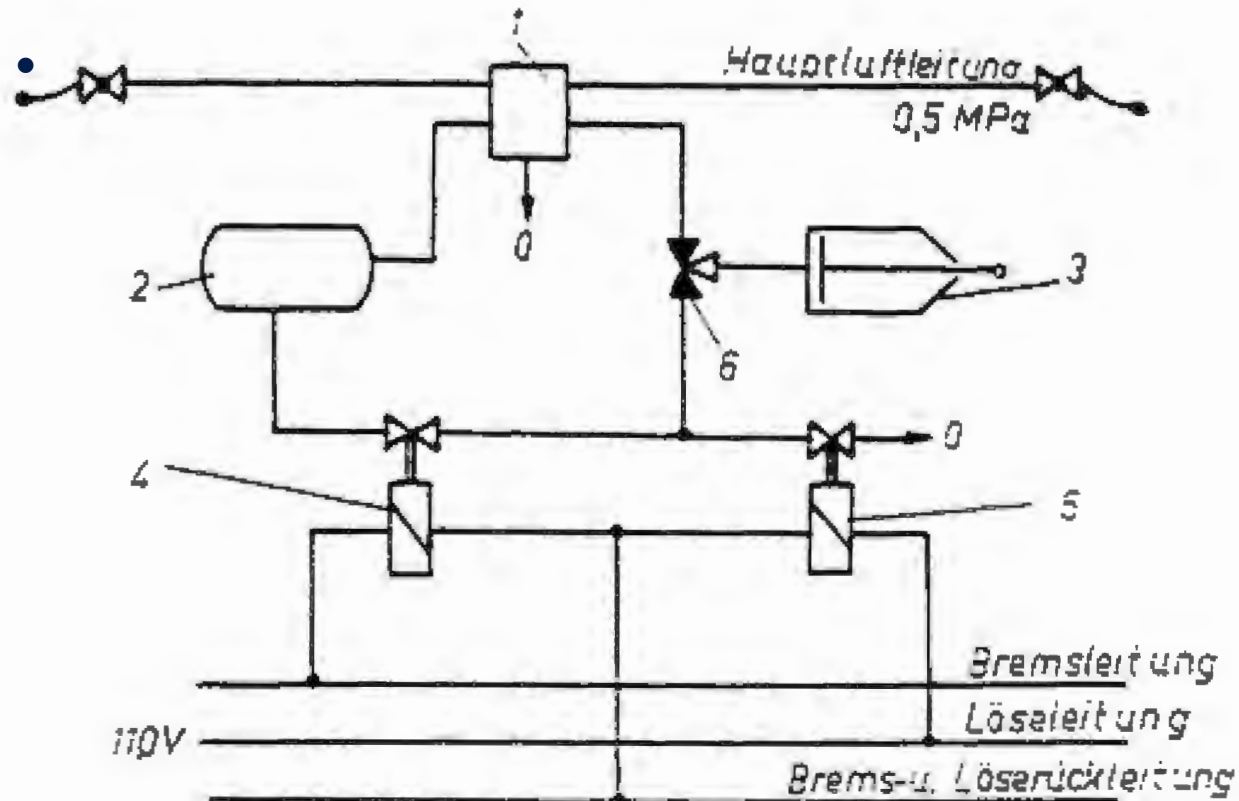


4.2.1 Wirkprinzipien

ep Bremse indirekter Bauart



ep Bremse direkter Bauart



Definitionen nach DIN EN 16185-1 (Triebzüge, 2020 August)

- **Schnellbremsschleife** :EBL, eng. Emergency brake loop, spez. Schnellbremsschleife , die der Auslösung einer Schnellbremsung dient

- **Sicherheitsschleife**

festverlegte elektrische Schleife nach dem „energize to release“-Prinzip (Ruhestrom-Prinzip)

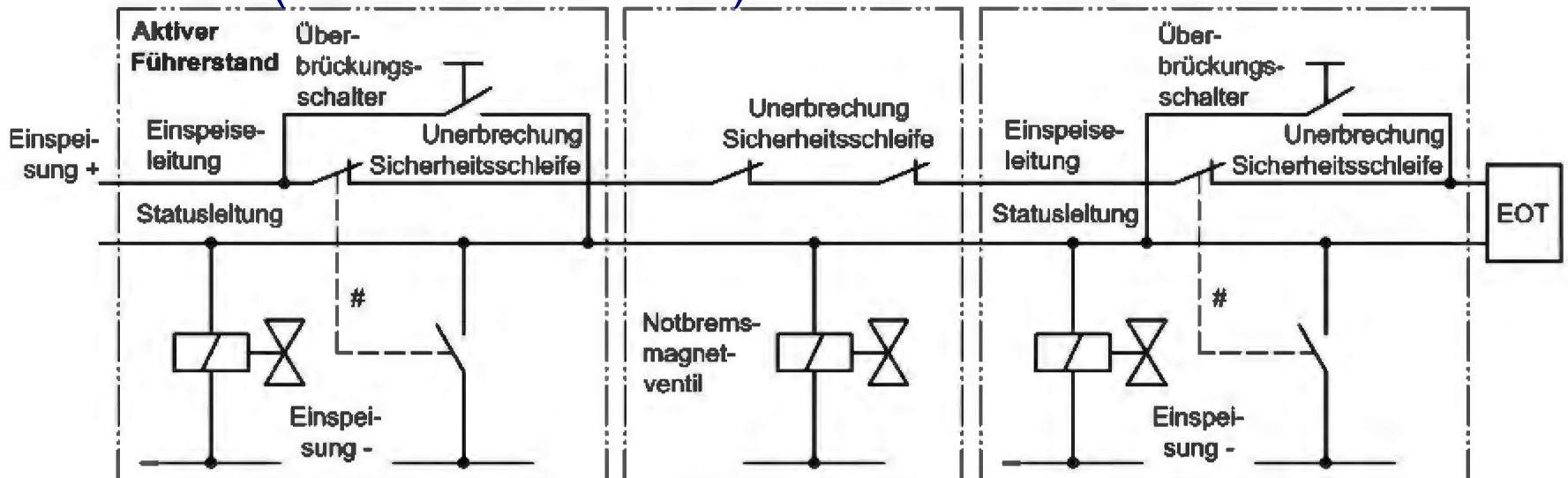
Anmerkung 1 zum Begriff: Eine Sicherheitsschleife darf sowohl auf der Fahrzeugebene als auch auf der Zugebene angewendet werden. Diese Europäische Norm legt eine zugweite Funktionalität zugrunde. Beispiele für Sicherheitsschleifen sind:

- Schnellbremsschleife;
- Fahrgastalarmgriff;
- Traktionssperre in Abhängigkeit vom Türstatus.

- **ep-Bremse** ep-Zusatzbremse elektrisch gesteuertes Zusatzsystem zum lokalen entlüften und füllen der Hauptluftleitung
- **Direkt wirkende ep-Bremse** durchgehendes Bremssystem, das durch elektrische Befehlssignale direkt die Bremsen anlegt und löst



Grundprinzip einer SBS (Schnellbremsschleife)



- # Bremshebel/Schlagtaster für den Triebfahrzeugführer — mit Notfall-Anzeige im aktiven Führerstand
- EOT Zugende (en: End of Train)

Elektronisches Bremssystem ist kompakt aufgebaut

- Führungskomponenten für die Steuerung der Bremse (Masterkomponenten)
- Kanal für Datenbus als Kommunikationsleitung zur zyklischen Übertragung der Nachrichten
- Teilsysteme dezentrale Komponenten in den Fahrzeugen, die durch einen Bus verbunden sind (z. B. CAN, LON, MVBo oder spezielles Bussystem)(Slave-Komponenten)
- Energieversorgungsleitung
- Sicherheitsschleifen zur Überwachung der Funktionen

Beachte: Datenrate für die Kommunizierung

Klassischer WTB nur für 32 Busteilnehmern anwendbar

WTB mit Can Bus ist also nicht ausreichend (IEC 61375)

4.3.1 Wirkprinzipien

Daten der zentralen Steuereinheit über den Zugbus (z. B. CAN, MVB, LON) zu den lokalen Steuereinheiten (Fahrzeugmanager, Segmentmanager)

Auswahl des max. Wertes für die Erzeugung der Bremskraft

Empfängt Rückmeldungen von den Aktoren

Verwendete Bus-Arten im Zusammenhang Bremse

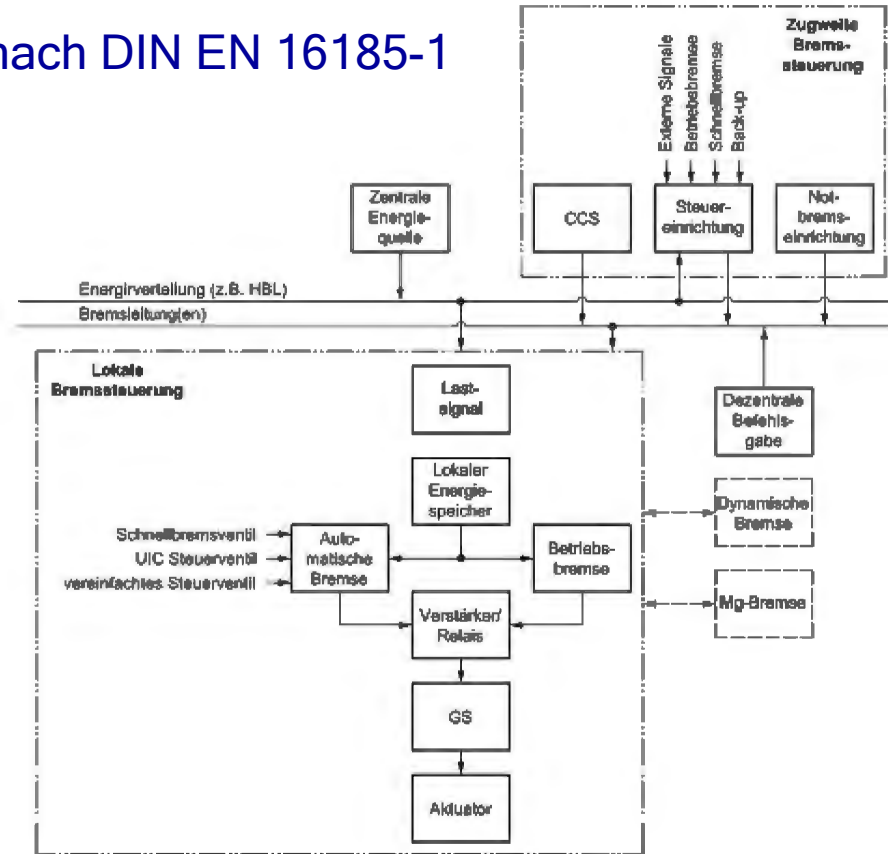
WTB (wired train bus) drahtgebundener Zugbus für die Steuerung des Zuges

MVB (multi vehicle bus) universeller Fahrzeugbus für operative Steuerungsaufgaben innerhalb des Zuges

IPBus fahrzeuginterner Bus Komfort- und Anzeige Funktionen

Train-IP auch IP Basis für Konfortfunktionen im Zugverband

Basis Architektur nach DIN EN 16185-1



Legende

- Aktuator Bremszylinder
- CCS Control, command and signalling
- Mg-Bremse Magnetschienenbremse

EP-Compact - System Struktur

Zentrale
Anordnung

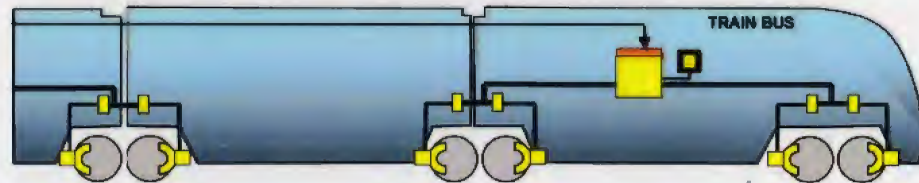
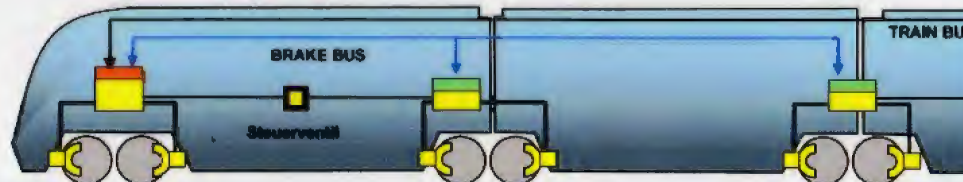


Bild KNORR-Bremse



-  Gateway Modul
-  Steuer Modul
-  Steuerventil

Dezentrale
Anordnung



Bilder Knorr-Bremse

Module von EP Compact für Triebzüge, Metros KNORR-Bremse

Basiseinheit

Pneumatik Steuereinheit PU

oder Elektronik Steuereinheit CU/GU, untereinander kompatibel

- **Pneumatikeinheit PU**

Pneumatische Aktuatoren und Sensoren

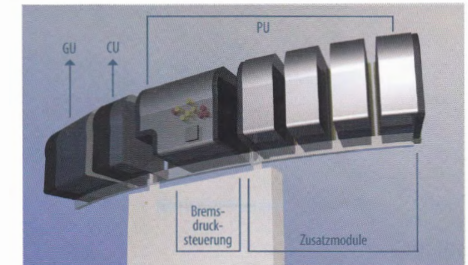
Bremsdrucksteuerung PU-C Gleitschutzsteuerung PU-W, Parkbremssteuerung PU-P, Magnetbremssteuerung PU-M und Steuerventil KKL/STV für die indirekte Bremse

- **Steuereinheit CU**

Elektronische Steuerung und Überwachung der PU, insbesondere Drucksteuerung Gleitschutz und Diagnose weitere Zugsteuerungssignale können verarbeitet werden

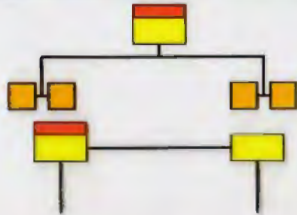
- **Gatewayeinheit GU**

Erweiterte Schnittstelle zwischen dem Brems- und dem Zugsteuerungssystem, also Bremsmanagementsystem, Koordination der Bremsfunktionen



EP-Compact - Funktionen & Features - einige Beispiele

Druckregelung



•Lastkorrektur

- pneumatisch
- über den kompl. Lastbereich korrigierend

•Gleitschutz

- pro Achse
- pro Drehgestell

Modular Erweiterbar



• Parkbremse

- Überlastsicherung
- Funktionsdiagnose
- Handbetätigung
- Impulsfunktion
- Druckminderung

•Magnetschienenbremse

- Ansteuerung
- Funktionsdiagnose
- Druckminderung

•El. Zusatzmodule

- GSM, GPS etc
- ESRA Applikationen

Unterflureinbau



•Steuer-Module

- kompl. Unterfur

•Gateway

- opt. Indoor

Bild KNORR-Bremse

4.3.2 Ausführungen

Einbindung der Bremse in die Leitebene eines Triebzuges

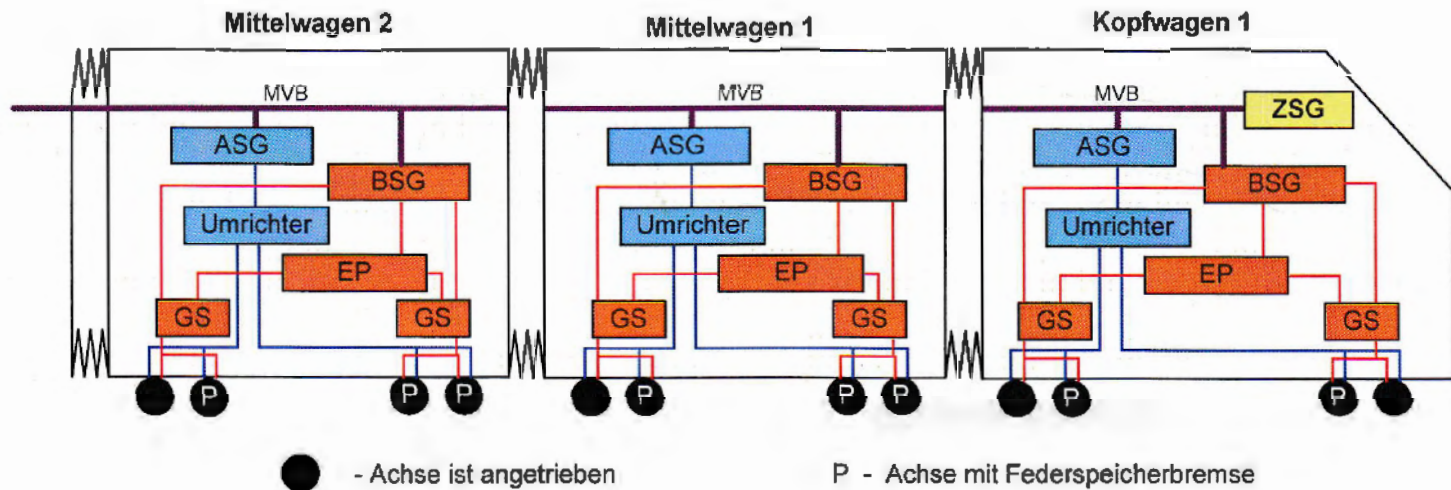
ZSG Zentrales Steuergerät Zugsteuerung

ASG Antriebssteuergerät

BSG Bremssteuergerät

EP Ep-Bremse

GS pneumatisches Bremsen



Selbststudium in Vorbereitung der Prüfung

zum Erwerb von Kenntnissen der hier eingegrenzten Thematik
„Anforderungen an die Bremssteuerung in EU-Regelwerken“

- **DIN EN 161895-1 Bremsysteme für Triebzüge**
Teil 1:Anforderungen und Definitionen, August 2020, Kap. 5.1-5.9
- **DIN EN 14198 Anforderungen an die Bremsausrüstung
lokbespannter Züge** März 2017, Kap 5.1-5.5
- **DIN EN 15734-1 Hochgeschwindigkeitszüge Teil1 Anforderungen
und Definitionen** Sept. 2013, Kap 5.4.2, 5.8, 5.9
- **DIN EN 15179 Anforderungen an die Bremsausrüstung von
Reisezugwagen** 2007, Kap 5.3

Grundsätzlicher Aufbau eines modernen Gleitschutzes (Druckluftgeräte)

- **Drehzahlgeber** wird Radgeschwindigkeit ermittelt und gegebenenfalls ein Gleitschutzeingriff durchgeführt
- **GS Regler** (Ventile, *pneumatische Steuergerät* sendet Befehle an die GS-Ventile, um die Bremskraft teilweise oder vollständig zu reduzieren, konstant oder wiederherzustellen
- **Gleitschutzventil** regelt den Bremszylinderdruck auf den vom BSG errechneten zulässigen Bremszylinderdruck und verhindert so ein Blockieren der Radsätze.

Zusätzlich

Sicherheitsarchitektur verhindert ein dauerhaftes Ansteuern der Gleitschutzventile Druckgeber ermitteln den tatsächlichen Bremszylinderdruck und Fehlfunktionen werden diagnostiziert.

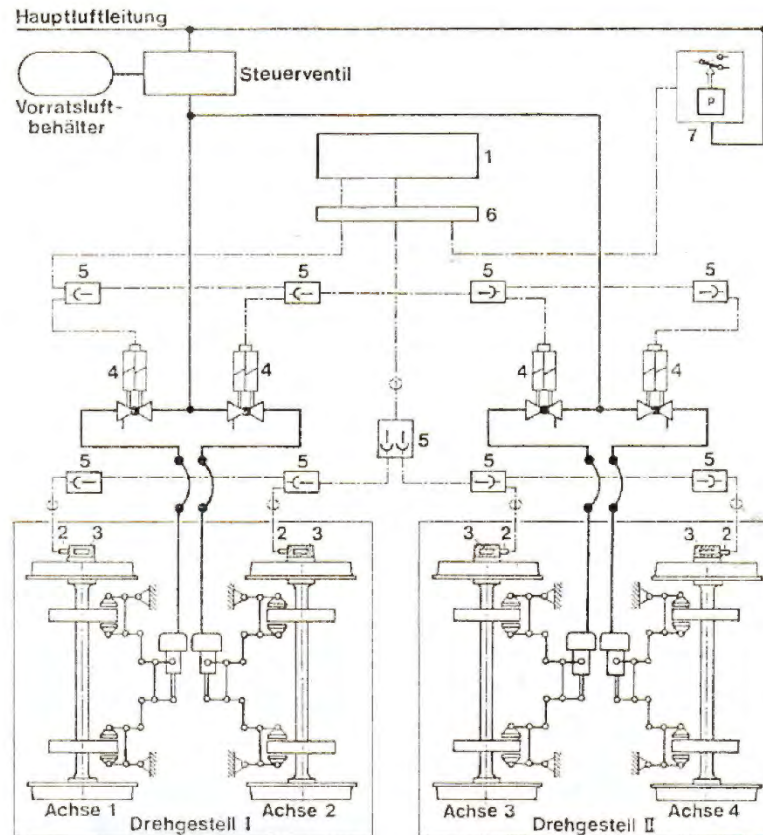


Bild 1. Schema des Mikroprozessor-Antigleitsystems.

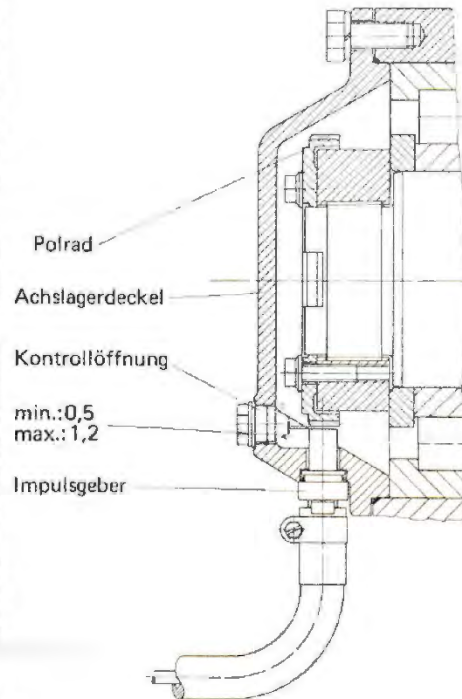
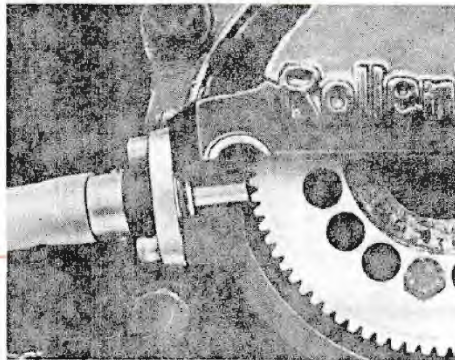
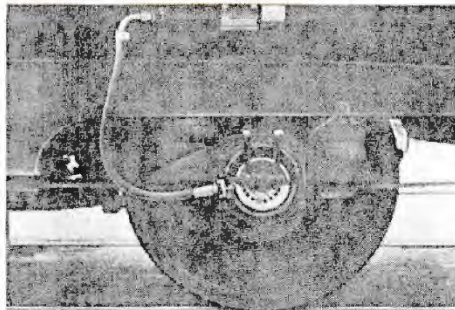
- | | | |
|------------------|-------------------|-----------------|
| 1 Antigleitgerät | 4 Antigleitventil | 6 Klemmleiste |
| 2 Impulsgeber | 5 Klemmkasten | 7 Druckschalter |
| 3 Polrad | | |

Elektronischer Gleitschutz

Die Auswerteinheit wertet die Radumfangsgeschwindigkeit der einzelnen Räder aus und gibt Schaltsignale an die Auslassventile zum Reduzieren des Bremszylinderdruckes. Die Magnetventile 4 sind für den ungehinderten Durchfluss des Bremszylinderdruckes stromlos. Bei Bestromung findet eine Entlüftung statt.

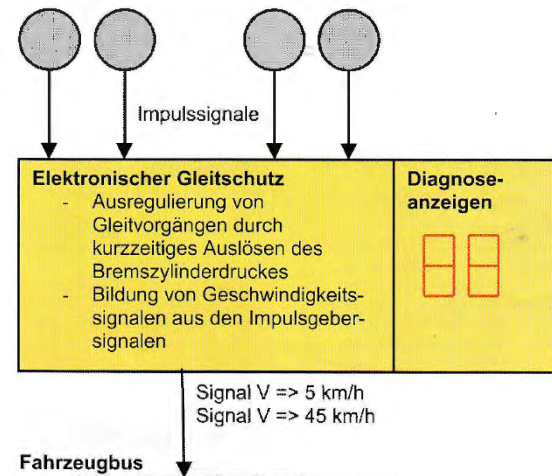
4.4 Gleitschutz

Geschwindigkeitsgeber mit Polrad und Impulsgeber

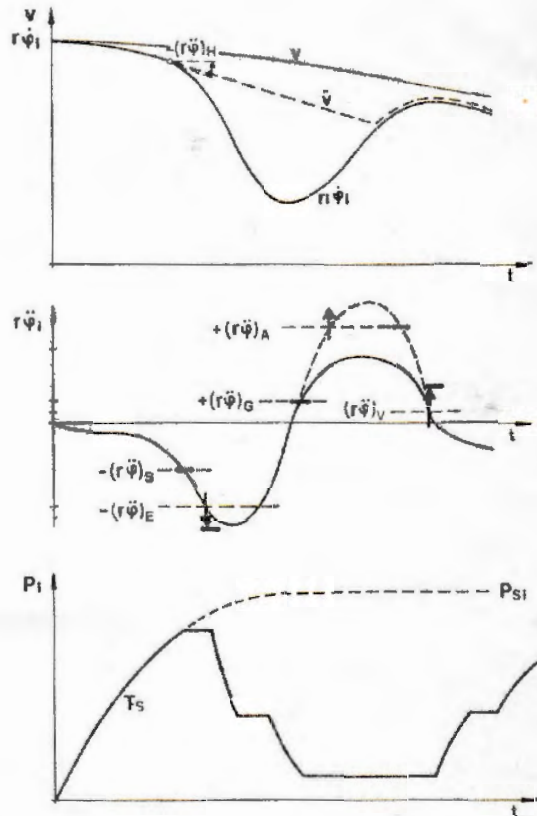


Zähnezahl zwischen 80-120
Im Impulsgeber wird bei Drehung des Rades eine Wechselfrequenz erzeugt, die der Radumfanggeschwindigkeit entspricht.

Impulsgeber Gleitschutz an den Radsätzen



Grundprinzip der Beschleunigungsregelung

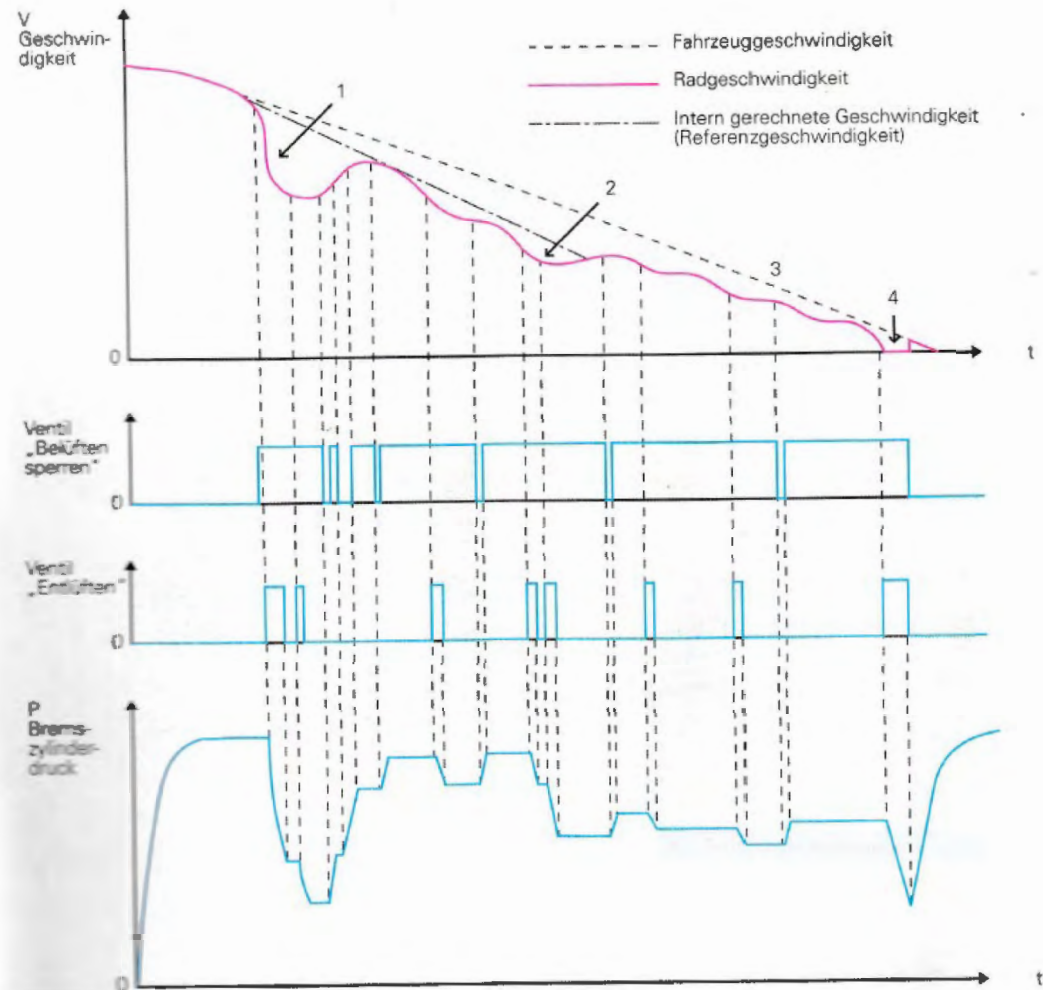


Grundprinzip der Regelung
 aus Radsatzgeschw. $r \cdot \dot{\varphi}$
 \rightarrow " beschl. $r \cdot \dot{\varphi}$
 beim Blockiervorgang $r \cdot \dot{\varphi} \downarrow$ und $r \cdot \ddot{\varphi} \uparrow$
 überschreitet $a_{max}(r \cdot \ddot{\varphi})_s \rightarrow P_{reg} = const.$
 danach $r \cdot \dot{\varphi} \downarrow$

jeden Zeitpunkt $\sum M = 0$

- $\sum M_i \cdot \ddot{\varphi} = \mu_H \cdot F_i - c \cdot P_i$
 J_i - Massenträgheitsmoment
 $\ddot{\varphi}$ - Winkelbeschleunigung
 μ_H - Kräfteschluss Rad / Schiene
 r - Radradius
 p_i - Bremszylinderdruck
 c - Konstante

Charakteristischer idealisierter Gleitvorgang mit Dreipunktregelung



Regelkriterien sind Bauart abhängig

- Relativgeschwindigkeiten zwischen den Radsätzen
- Vergleich mit max. Verzögerung Vergleich mit Referenzgeschwindigkeiten
- Vergleich mit translatorisch gemessenen Geschwindigkeiten
- Vergleich mit max. Ruckwerten

Bei Stoppbremungen unter schlechten Kraftschlussbedingungen darf die Referenzgeschwindigkeit gegenüber der Geschwindigkeit über Grund (Translationsgeschwindigkeit) höchstens wie folgt abweichen

5 km/h, wenn die Referenzgeschwindigkeit höher als die tatsächliche Geschwindigkeit ist, ist die Referenzgeschwindigkeit niedriger als die Translationsgeschwindigkeit dann tatsächliche Geschwindigkeit:

- : 10 km/h, wenn die Translationsgeschwindigkeit tatsächliche Geschwindigkeit kleiner als 200 km/h ist,
- : 15 km/h, wenn die Translationsgeschwindigkeit tatsächliche Geschwindigkeit größer als 200 km/h ist'

Aufgabe der Bremsarbeitssysteme für Schienenfahrzeuge

Bewegungsenergie in eine andere Energieform umzuwandeln

Bewegungsenergie ist eine Art der mechanischen Energie

Anforderungen an die Bremsarbeitssysteme für Schienenfahrzeuge

- Hohe Funktionssicherheit und Zuverlässigkeit unter allen Witterungsbedingungen
- Geringe Beschaffungskosten
- Geringe Betriebs- und Instandhaltungskosten
- Keine Schädigung der Umwelt

Energieumwandlung in elektrische Energie

Dynamische Bremsen (mechanische Energie in elektrische Energie)

Energieumwandlungsmaschinen mit unterschiedlichen Wirkungsgraden, Bewegungsenergie wird in elektrische Energie umgewandelt

Entscheidend beim technischen Einsatz ist der Wirkungsgrad der Wandlung, da bei realen Systemen nicht 100 % einer Energieform in eine andere überführt werden kann. Es treten dort immer Verluste in andere Kanäle auf, meist in Form von nicht genutzter Wärme, also thermischer Energie.

Probleme der Speicherung

Anwendung

Elektrodynamische Bremse

5.1 Wirkprinzipien zur Energieumwandlung

- Wirbelstrombremsen (mechanische Energie in Joulesche Wärme)

funktionieren nach der Lenzschen Regel mittels Magnetfelder

Das bedeutet, daß die Umwandlung kinetischer Energie des Fahrzeugs nicht durch erfolgt,

sondern es entsteht Joulesche Wärme der Wirbelströme in den Polschuhen und im Schienenkopf.

Voraussetzung ist eine Strom durchflossene Metallplatte

- Hydrodynamische Bremsen (mechanische Energie in Wärme)

Reibung der Moleküle untereinander durch Verwirbelung eines flüssigen Mediums, Strömungsenergie, Energieinhalt einer Strömung (innere Reibung)

Strömungsmaschine, bei der die Leistungsübertragung durch Massenkräfte der strömenden Flüssigkeit vorgenommen wird. Bremskraft wird durch Beschleunigen und Verwirbeln einer Ölflüssigkeit erzeugt (starke Beschleunigung und starke Umlenkung des Mediums), kinetische Energie wird in Wärmeenergie umgewandelt

Frage: Gibt es nicht andere Möglichkeiten der Energieumwandlung?

Können wir nicht andere Wirkprinzipien für die Energieumwandlung nutzen?

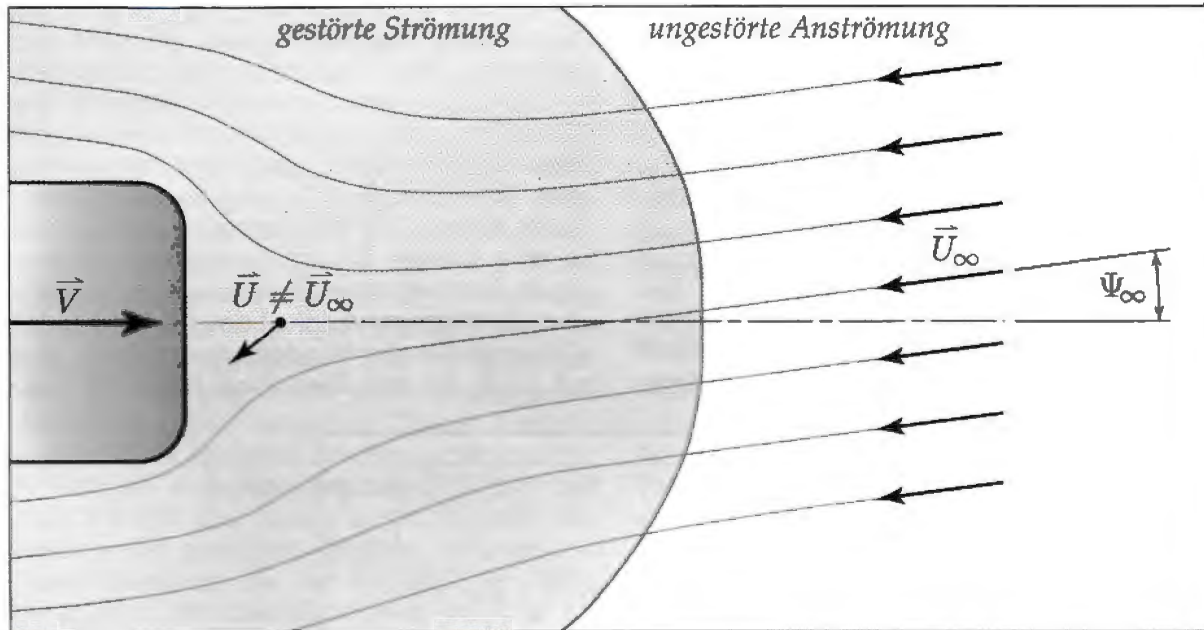
Priorität hat das Wirkprinzip kinetische Energie in elektrische Energie umzuwandeln. Im Zeitalter der Umweltfreundlichkeiten wollen wir beispielhaft die aerodynamische Bremse diskutieren.

Sie ist eine in den Luftstrom ausfahrbare Klappe an einem Fahrzeug, die dessen Strömungswiderstand erhöht und so zu einer Verringerung der Geschwindigkeit beiträgt (2 Wirkprinzipien)

- Durch Vergrößern der Stirnfläche eines Fahrzeugs kann der Widerstand erhöht werden
- Durch Verändern der Mikrogeometrie der Außenhaut eines Fahrzeugs (Grenzschichtströmung), Verwendung neuzeitlicher

5.1 Wirkprinzipien zur Energieumwandlung

Wind weht fast immer aber in unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Richtungen



Windgeschwindigkeitssensor
siehe rechts im Bild



mit D = Luftwiderstandskraft
 q_x = dynamischer Druck
 $C_D = 0$ Gegenwind

$$C_D(\psi_\infty) = \frac{D}{A q_x} \text{ mit } q_\infty = \frac{1}{2} \rho U_\infty^2$$

5.1 Wirkprinzipien zur Energieumwandlung

Bremskraft $\hat{=}$ Druckwiderstandskraft

$$F_D = c_w \cdot A_{KL} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [N] \quad \text{für 1 Paneel}$$

c_w - Luftwiderstandsbeiwert

A_{KL} - Klappfläche des Paneels

ρ - Luftdichte

v - Geschwindigkeit [km/h]

Zu c_w aus der Literatur!
Annahme $c_w = f(a/b)$ für Rechteck und senkr. Anströmung

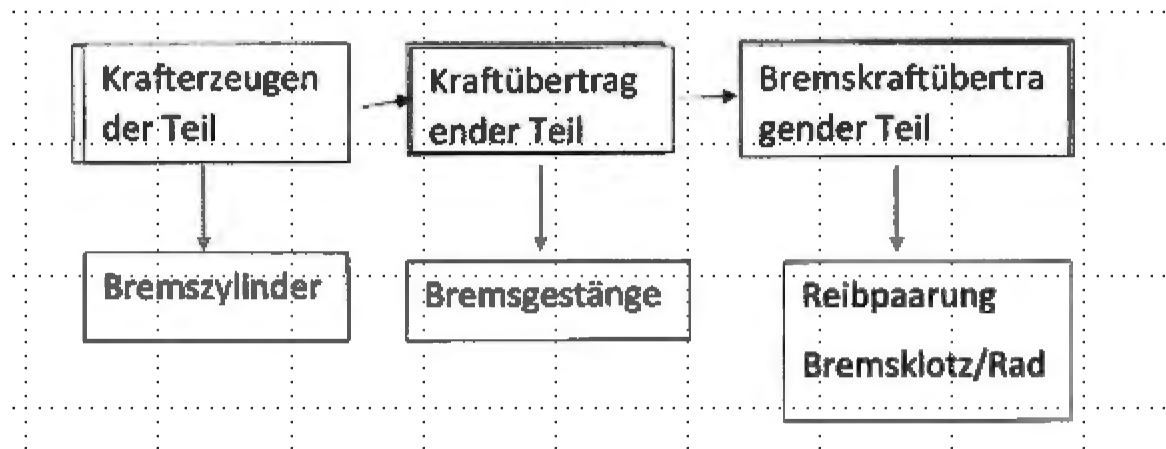


| a/b | 1 | 2 | 4 | 10 | 18 |
|-------|-----|------|------|------|------|
| c_w | 1,1 | 1,17 | 1,19 | 1,29 | 1,40 |

- Beispiel:
- $a = 0,7 \text{ m}$, $b = 0,7 \text{ m} \rightarrow c_w = 1,1$
 - Anzahl $n = 2$ Paneele auf dem Dach
 - $A_{KL} = 0,49 \text{ m}^2$ $\Sigma A_{KL} = 2 \cdot 0,49 = 0,98 \text{ m}^2$
 - $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$
- $$\Sigma F_D = 0,052 \cdot v^2$$



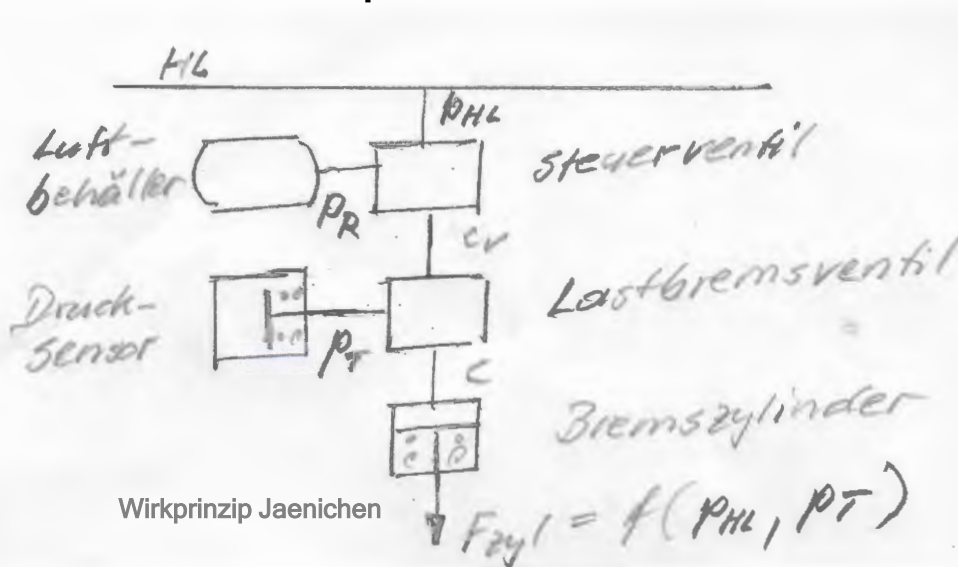
Bremsarbeitssystem Klotzbremse , der **Modulaufbau**



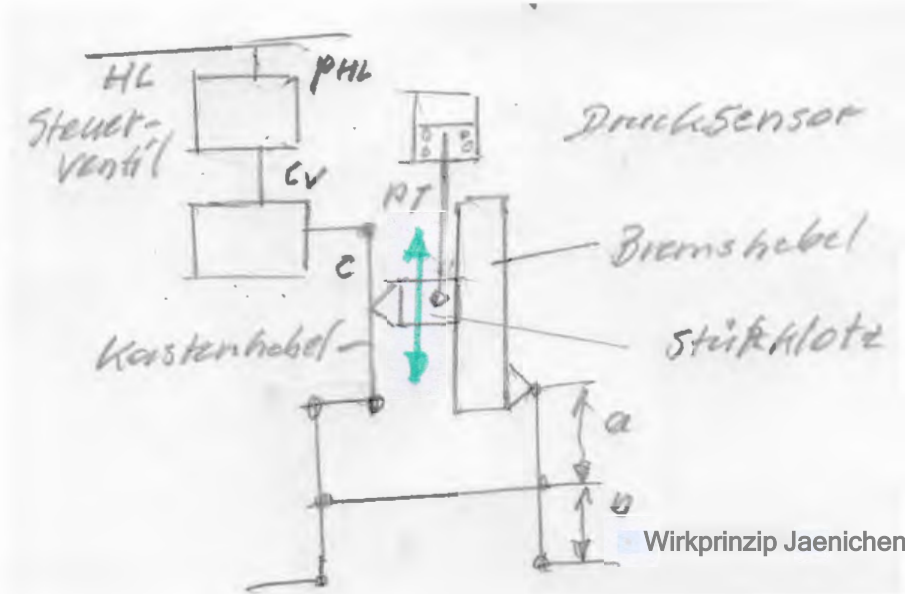
5.2.5 Technik zur Lastabbremmung

Zwei Wirkprinzipien der masseabhängigen Regelung der Bremskraft
 (kontinuierliche Erzeugung eines lastabhängigen Signals für das Bremssteuergerät)

pneumatisch

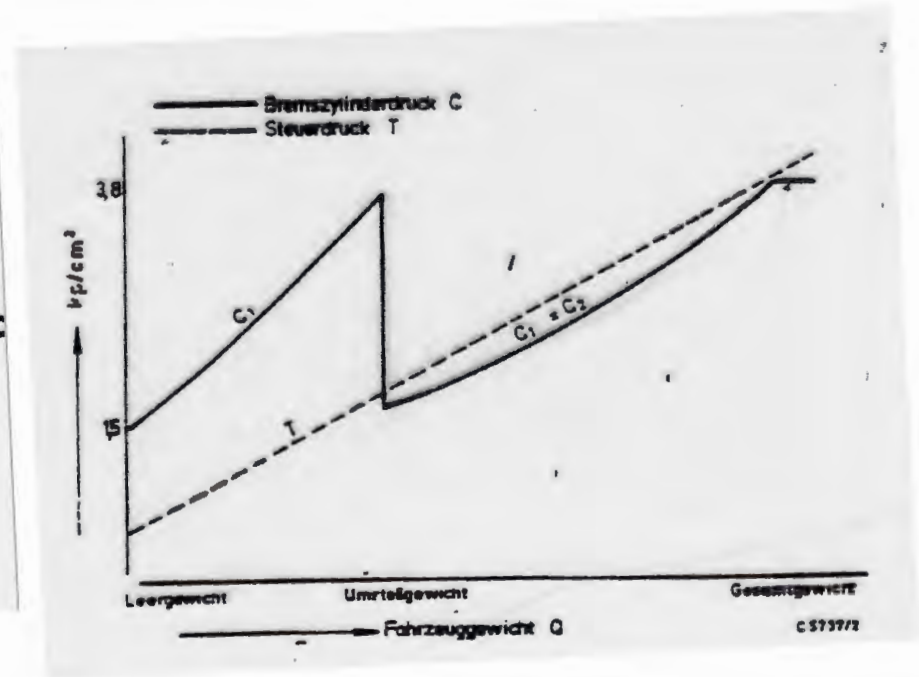
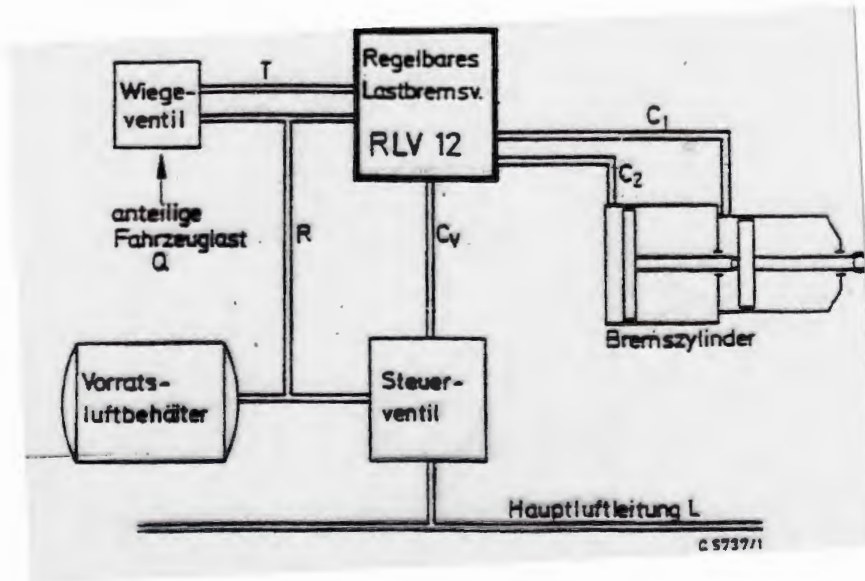


mechanisch



5.2.5 Technik zur Lastabbremung

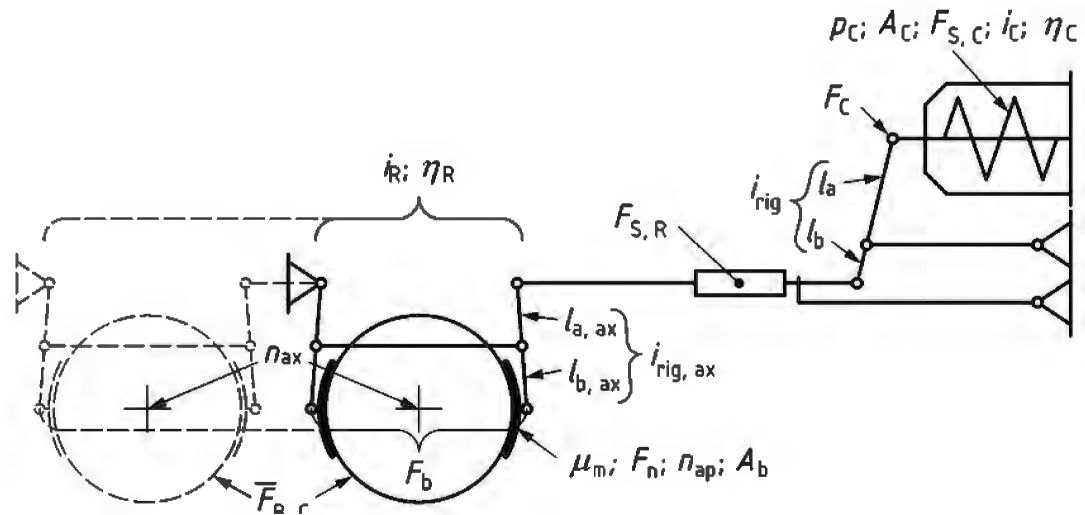
Wirkprinzip der pneumatischen automatischen Lastabbremung mit Doppelbremszylinder (Ausführung Knorr-Bremse)



DIN EN 14531-1:2015+A1:2018

Verfahren zur Berechnung der Anhalte- und Verzögerungsbremswege und der Feststellbremse – Teil 1: Allgemeine Algorithmen für Einzelfahrzeuge und Fahrzeugverbände unter Berücksichtigung von Durchschnittswerten;

Klotzbremse



Bremszylinderkraft

$$F_C = p_C \cdot A_C \cdot i_C \cdot \eta_C + F_{S,C}$$

Gesamtkraft an den Kraftangriffspunkten

$$F_b = (F_C \cdot i_{\text{rig}} + F_{S,R}) \cdot i_R \cdot \eta_R$$

mit den Übersetzungen

$$i_{\text{rig}} = l_a / l_b$$

$$i_R = n_{\text{ax}} \cdot n_{\text{ap}} \cdot i_{\text{rig,ax}}$$

mit

$$i_{\text{rig,ax}} = l_{a,\text{ax}} / l_{b,\text{ax}}$$

Mittlere Bremskraft je komplette Klotzbremsanordnung

$$\bar{F}_{B,C} = F_b \cdot \mu_m$$

Kraft je Kraftangriffspunkt

$$F_n = \frac{F_b}{2 \cdot n_{\text{ax}} \cdot n_{\text{ap}}}$$

Flächenpressung je Kraftangriffspunkt

$$p_{\text{ap}} = \frac{F_n}{A_b}$$

| | |
|---------------------|--|
| p_C | Bremszylinderdruck, in Pa; |
| A_C | Bremszylinderfläche, in m^2 ; |
| η_C | interner Wirkungsgrad der Bremseinheit; |
| i_C | interne Bremszylinderübersetzung; Der Wert der Übersetzung oder des Faktors beträgt üblicherweise 1; dieser Wert kann jedoch im Fall einer inneren Zylinderübersetzung hiervon abweichen. Das Vorzeichen der Übersetzung oder des Faktors hängt von der Art der Bremseinrichtung ab; d. h. dieser ist im Fall einer druckbetätigten Bremseinrichtung positiv und im Fall einer Federspeicherbremseinrichtung negativ . |
| $F_{S,C}$ | Summe der internen Bremszylinderfederkräfte, in N; |
| $F_{S,R}$ | Kraft des Gestängestellers; wird üblicherweise als negativer Wert angenommen, in N; |
| i_{rig} | Übersetzung des Mittenbremsgestänges (falls eine Umstelllast definiert wurde, muss die Übersetzung in Bezug auf die betreffende Last berechnet werden); |
| l_a | Hebellänge des Mittenbremsgestänges – BC-Verbindung zur Drehachse, in m; |
| l_b | Hebellänge des Mittenbremsgestänges – Drehachse zum Ausgangsanschluss, in m; |
| i_R | Gesamtgestängeübersetzung nach dem Gestängesteller; z. B. $i_R = 4$ für einen konventionellen Güterwagen mit 2 Radsätzen mit 4 Kraftangriffspunkten (siehe n_{ap}) je Radsatz; |
| η_R | Gesamtwirkungsgrad des Gestänges; |
| $i_{\text{rig,ax}}$ | Radsatzgestängeübersetzung je Kraftangriffspunkt; üblicherweise beträgt der Faktor $l_{a,\text{ax}} / l_{b,\text{ax}} = 1$; |
| $l_{a,\text{ax}}$ | Hebellänge des Radsatzgestänges – BC-Verbindung zur Drehachse, in m; |
| $l_{b,\text{ax}}$ | Hebellänge des Radsatzgestänges – Drehachse zum Ausgangsanschluss, in m; |
| μ_m | mittlerer Reibwert des Bremsklotzes; |
| n_{ap} | Anzahl der Kraftangriffspunkte je Rad; Bei zweiseitiger Klotzbremsanordnung $n_{\text{ap}} = 2$ und im Falle, dass lediglich ein Kraftangriffspunkt je Rad vorhanden ist (einseitig) $n_{\text{ap}} = 1$. |
| n_{ax} | Anzahl der gebremsten Radsätze; |
| A_b | Gesamtfläche der Reibfläche je Kraftangriffspunkt, in m^2 . |

4.8.4 Durch jede Bremskraft verursachte mittlere Verzögerung (a_i) hier für Bremsentyp Klotzbremse

Die durch jeden Bremstyp i verursachte mittlere Verzögerung \bar{a}_i wird anhand Gleichung (74) berechnet:

$$\bar{a}_i = \frac{\overline{F_{B,i}}}{m_{\text{dyn}}} \quad (74)$$

Dabei ist

\bar{a}_i mittlere Verzögerung des Bremstyps i , in m/s^2 ;

$\overline{F_{B,i}}$ mittlere Bremskraft des Bremstyps i , in N;

m_{dyn} dynamische Zugmasse ($= m_{\text{st}} + m_{\text{rot}}$), in kg.

$$s = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2 - v_{\text{fin}}^2}{2 \cdot a_e} \quad \text{Anhalteweg aus der mittleren Bremskraft und den externen Kräften}$$

Dabei ist

s Anhalte-/Verzögerungsbremsweg, in m;

t_e gesamte äquivalente Ansprechzeit, in s;

v_0 Ausgangsgeschwindigkeit, in m/s;

v_{fin} Endgeschwindigkeit ($= 0$ beim Anhalteweg), in m/s;

a_e äquivalente Verzögerung, in m/s^2 .

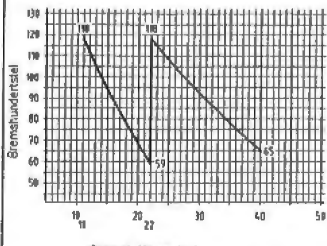
Beispiel: Musterbremsberechnungen für Güterwagen im Merkblatt UIC 544-1 (Bremsleistung)

| Handbremse | | Druckluftbremse | | leer | | beladen | |
|--|---------------|--|----------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Bremsspindelsteigung | h mm | Hebelteilung im Mittelnbremsgestänge | | $a = 350$ mm | $c = 515$ mm | $b = 350$ mm | $d = 185$ mm |
| Kraft an der Kurbel | F_K 0,50 kN | Gesamtübersetzung i | 4,00 | 4,00 | 11,14 | | |
| Handbremswirkungsgrad | η_H 0,19 | Wirksame Kolbenkraft F_t | 25,37 kN | 25,37 kN | 227,80 kN | | |
| Übersetzung | i_H | Gesamte Bremsklotzkraft $F_{dyn} = (F_t + i - 4 F_R) \cdot \eta$ | 77,58 kN | 227,80 kN | | | |
| Gesamtklotzkraft | | Einzelbremsklotzkraft F_{dyn} / B | 9,70 kN | 28,47 kN | | | |
| $F_t = F_K \cdot h \cdot \eta_H - F_P \cdot i_P \cdot \eta_P - F_R \cdot i_R \cdot \eta_R$ | kN | k - Wert | 1,692 | 1,122 | | | |
| Bremsgewicht | t | Errechnetes Personenzug Bremsgewicht $G_{dyn} \cdot k / 9,81$ | 131 | 26 t | | | |
| | | Umsatztgewicht | | 22 t | | | |

| Konstruktionsmaße | | Technische Daten | |
|---------------------------------|----------------|-------------------------------|-------------------------|
| Kolbenhub | mm | Eigenmasse des Wagens | 11,0 t bis 12,9 t |
| Klotzspielmaß | A_2 mm | Eigengewichtskraft des Wagens | 107,91 kN bis 126,55 kN |
| Einbaumaße | x mm | max. Gesamtkraft des Wagens | 40 t |
| | y mm | max. Gesamtkraft des Wagens | 392,40 kN |
| Vereinheitlichte Parameter | | Anzahl der Radsätze | 2 |
| Wirkungsgrad des Bremsgestänges | | davon luftgebrems | 2 |
| Gegenkräfte | | handgebrems | |
| Bremsgestängesrückzugfeder | $F_R = 15$ kN | Bremsbauart | GP |
| Bremsgestängesteiler | $F_R = 2$ kN | Steuerzylinder-Bauart | |
| | | Bremszylinder | |
| | | Bremsgestängesteiler-Bauart | |
| | | Bremsklotz-Bauart | |
| | | Laukreisdurchmesser | mm |

| Bremsgewicht | |
|------------------|------------------|
| Stellung $G = P$ | Handbremsgewicht |
| 13 t 26 t | t |
| 22 t | |

Bremsleistung



1) Nichtzutreffendes streichen

Weitere
Berechnungsbeispiele

- 2-achsige Güterwagen 20 t RSL, mechanisch
- 2-achsige Güterwagen 20 t RSL, pneumatisch
- 2-achsige Güterwagen 22,5 t RSL, pneumatisch
- 4-achsige Güterwagen 20 t RSL, mechanisch
- 4-achsige Güterwagen 20 t RSL, pneumatisch
- 4-achsige Güterwagen 22,5 t RSL, pneumatisch
- 2-achsige Güterwagen mit AL/S (alt SS/S)
- 2-achsige Güterwagen mit SS-Bremse
- 4-achsige Güterwagen mit AL/S (alt SS/S)
- 4-achsige Güterwagen mit SS-Bremse

Max. übertragbare Bremskraft
je Radsatz F_{Bmax}

$$F_{B,max,ax} = m_{dyn,ax} \cdot \tau_a \cdot g_n$$

Dabei ist

| | |
|----------------|--|
| $F_{B,max,ax}$ | maximale Bremskraft je Radsatz, in N |
| $m_{dyn,ax}$ | dynamische Radsatzfahrmasse, in kg |
| τ_a | Koeffizient des verfügbaren Kraftschlusses |
| g_n | Normfallbeschleunigung, in m/s^2 |

erforderlicher mittlerer Kraftschluss
je gebremsten Radsatz

$$\bar{\tau}_{req,ax} = \frac{(\sum_{ax} \bar{F}_{B,i} - m_{rot,ax} \cdot a_e)}{m_{st,ax} \cdot g_n} \cdot \sqrt{1 + i^2}$$

| | |
|-----------------------|---|
| $\bar{\tau}_{req,ax}$ | geforderter Kraftschlusswert für den Radsatz; |
| \sum_{ax} | die Summe aller beteiligten kraftschlussabhängigen Bremseinrichtungen je Radsatz; |
| $\bar{F}_{B,i}$ | mittlere Bremskraft der Art einer Bremseinrichtung i (siehe 4.8.2), in N; |
| a_e | die gesamte äquivalente Verzögerung (siehe 4.8.3) in m/s^2 ; |
| g_n | Normfallbeschleunigung, in m/s^2 ; |
| i | Neigung; |
| $m_{rot,ax}$ | rotierende Radsatzfahrmasse, in kg; |
| $m_{st,ax}$ | statische Radsatzfahrmasse, in kg. |

siehe dazu das Berechnungsbeispiel Klotzbremse
mit Klotzbremseinheiten und Klotzbremsgestänge
Anhang C DIN EN 14531-1 Seite 60 -70

Statischer Festigkeitsnachweis Zugstangenkopf und Bremshebel

$$\sigma_{\text{vorh}} = \frac{F}{2 \cdot h \cdot b} \left(1 + 0,75 \frac{h}{H} \right) \quad (3/32)$$

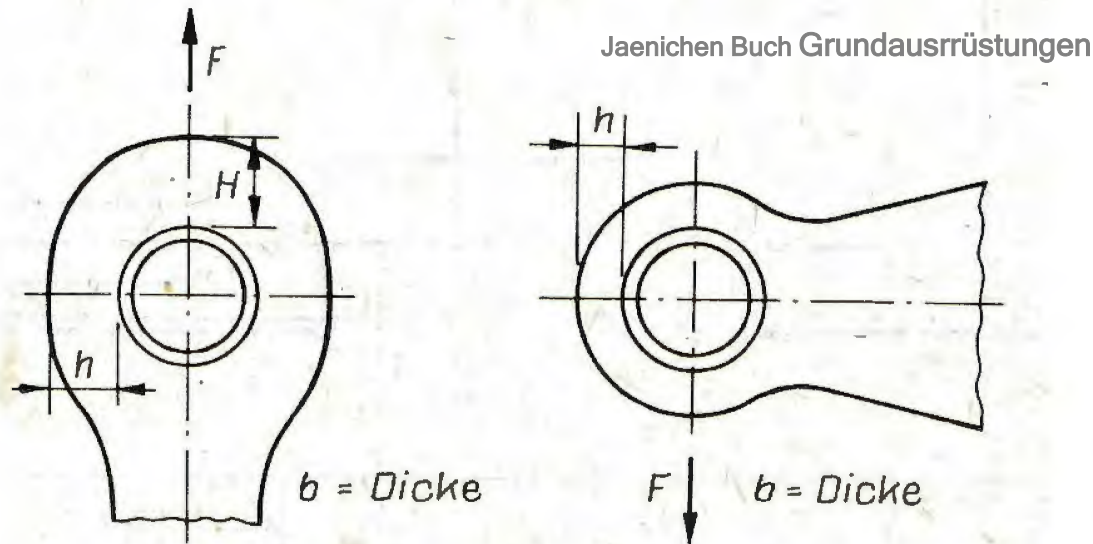
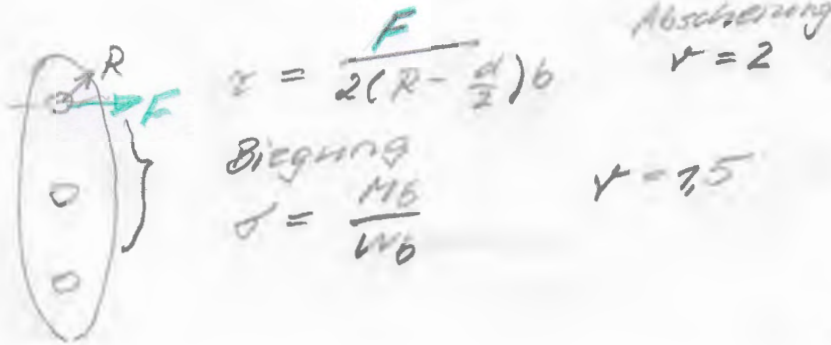


Bild 3/57 Ausschnitt eines Zugstangenkopfes (links) und eines Bremshebels (rechts)

Statischer Festigkeitsnachweis Bremshebel



Auswahl Zugstangen

DIN 27125 Zugstangen
Teil 1 Hauptmasse, Teil 2 Zugstangenköpfe

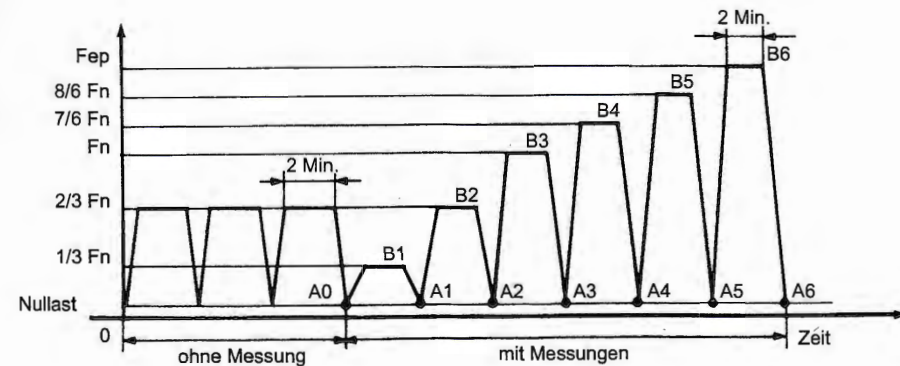
Auswahl Gelenkverbindungen

DIN 1552 / T.11 Buchsen für Schienenfahrzeuge
DIN 5526 Bolzen mit Kopf für Schienenfahrzeuge

Lastwechseldiagramm für statische Verformung

UIC 833

Technische Lieferbedingungen für
Bremsdreiecke

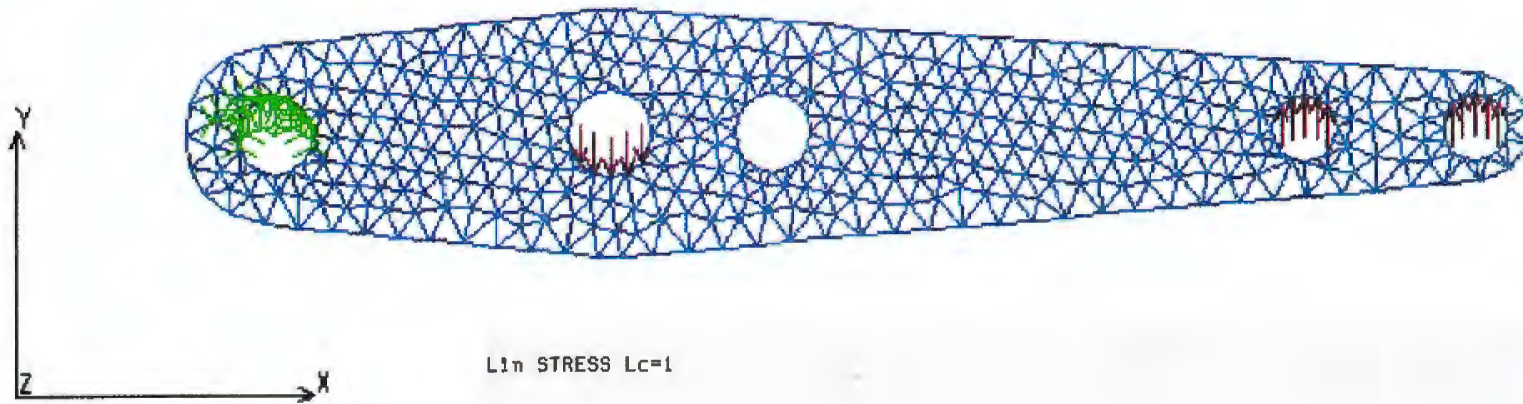


Belastungen

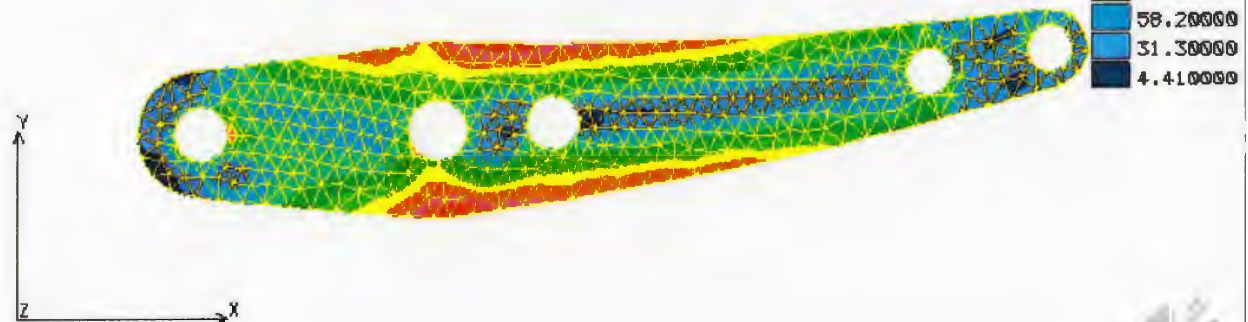
| Art der Teile | Nulllast | Nennlast (Fn) | Prüflast (Fep) | Lastwechseleigrenzwerte während der Dauerprüfung |
|---------------|----------|---------------|----------------|--|
| Dreieck 45 kN | 5 | 45 | 100 (1) | 5 bis 45 |
| Dreieck 60 kN | 5 | 60 | 90 (100) (2) | 10 bis 60 |
| Dreieck 120kN | 10 | 120 | 180 | 20 bis 120 |

5.2.7 Dimensionierung der Bauteile

Berechnungsmodell (Belastungen und Randbedingungen Bild Jaenichen)



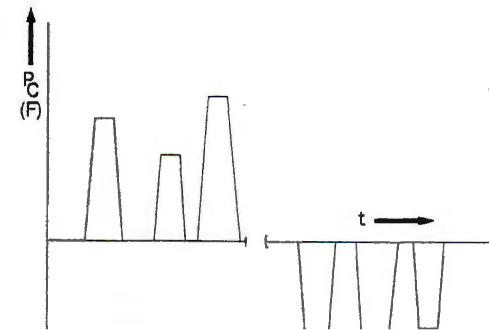
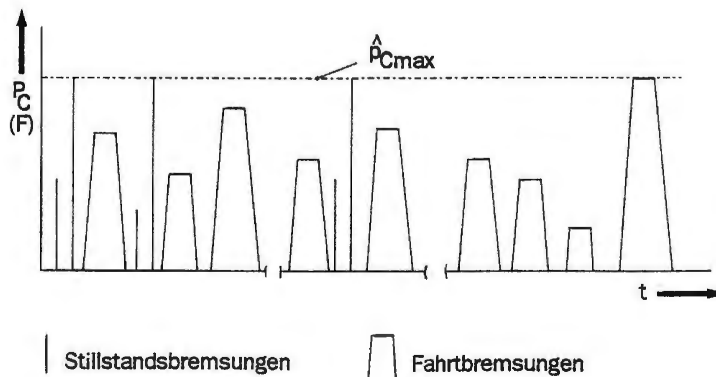
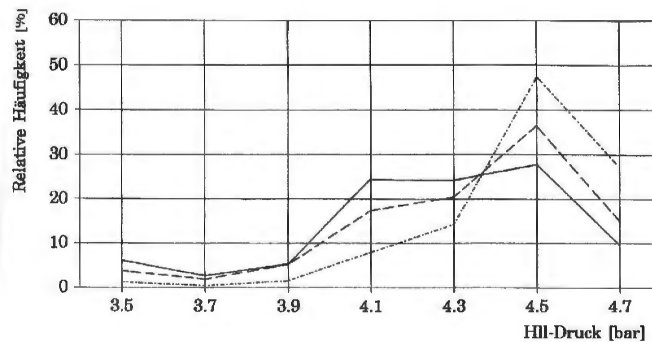
Darstellung der Spannungsverteilung (Bild Jaenichen)



Dynamischer Festigkeitsnachweis

Erstellung eines Bremslastkollektivs

Lit: Neue Lastannahmen für Schienenfahrzeuge Ehinger/Jaenichen/Jaensch
in Wiss. Zeitschrift TU Dresden 42(1993) Heft 5



$$V = \sqrt[k]{\frac{\sum n_i \cdot \left(\frac{p_{Ci}}{\hat{p}_{Cmax}}\right)^k}{n_{ges}}}$$

- k Wöhlerlinienexponent $k = 6$
- p_{Ci}/\hat{p}_{Cmax} bezogener Bremszylinderdruck in x -Stufen
- n_{ges} Gesamtzahl der Lastwechsel

Äquivalentdruck mit Kerbzahl k

$$p_{Cae} = \hat{p}_{Cmax} \cdot V \cdot \left(\frac{n_{ges}}{N_D}\right)^{1/k}$$

Auslegung Luftbehälter

Stationäre Zustandsänderung

- Annahme eines geschlossenen Systems ((Luftbehälter, Steuerventil, Bremszylinder)
- Expansion der Luft vom Luftbehälter in den Bremszylinder isotherm

$$P \cdot v = \text{const.}$$

- Annahme mehrerer Bremsungen hintereinander bis zum Ausgleichdruck, Druckausgleich bei Vollbremsung zwischen Luftbehälter und Bremszylinder

Instationäre Zustandsänderung

Mathematische Gleichungen: Energieerhaltungssatz 1. Hauptsatz, Masseerhaltungssatz, Zustandsänderungen der Luft, Vorgabe spez. Bedingungen über den Verlauf der Zustandsänderungen, Kräftebilanzen

Annahme

Luftströmung ist eindimensional

Kriterien für die konstruktive Gestaltung und Auslegung der Feststellbremse

nach DIN EN 14531-1:2019-05

- Anzahl der Radsätze;
- Anzahl der durch Feststellbremse gebremsten Radsätze für jede kraftschlussabhängige Art einer Bremseinrichtung;
- Anzahl der durch Haltebremse gebremsten Radsätze für jede kraftschlussabhängige Art einer Bremseinrichtung;
- Anzahl der kraftschlussunabhängigen Arten von Bremseinrichtungen;
- statische Radsatzfahrmasse;
- statischer Reibwert (Klotz oder Belag).

Für jede Bremsanlage ist eine gesonderte Bremsberechnung durchzuführen.

Ausgangsparameter für die Auslegung sind nach DIN EN 14531-1:

- **Statischer Reibwert**

entscheidender Wert für die Leistungsfähigkeit der Feststellbremse
(für Bremsklötze siehe EN 16452, für Bremsbeläge EN 15328)

- **Zug- und betriebsspezifische Eigenschaften**

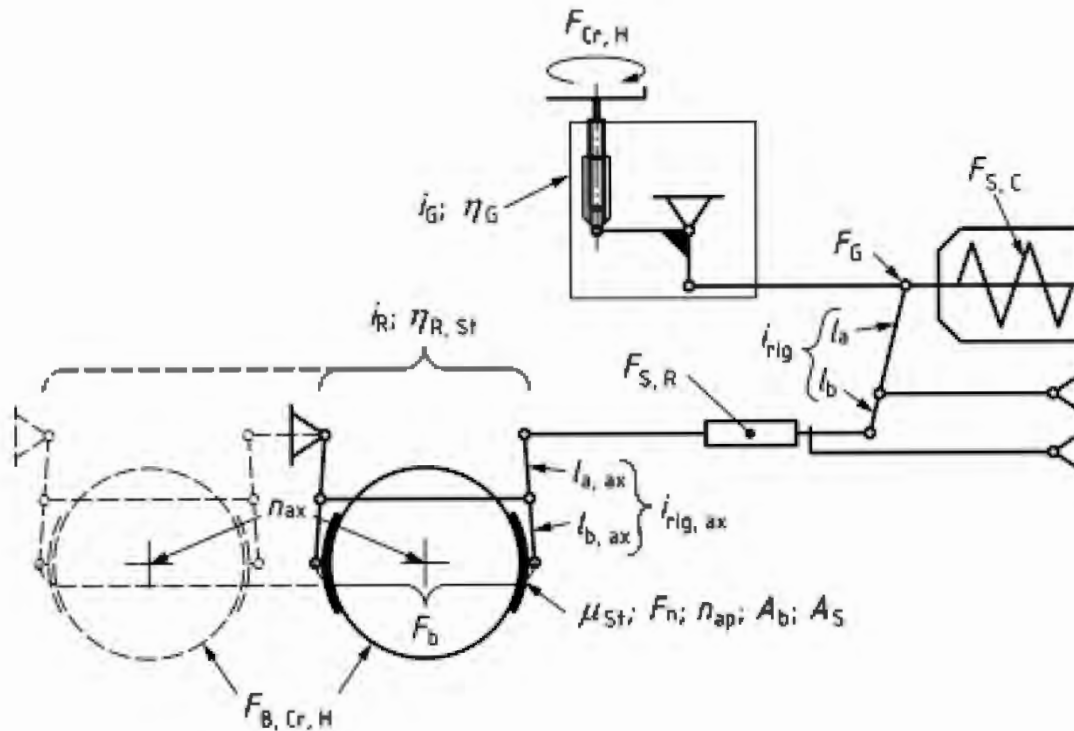
Die Leistungsfähigkeit der Feststellbremse ist unter Berücksichtigung der folgenden spezifischen Bedingungen zu berechnen:

- Neigung;
- Fahrzeugbeladung;
- Raddurchmesser;
- Wind;
- Rollwiderstand;
- abgesperrte Haltebrems-/Feststellbremseinrichtungen;
- vorhandene Kraftschlussbedingungen.

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Spindelhandbremse (Feststellbremse der Klotzbremse) DIN EN 14531-1

Ausführung : Erzeugte Kraft am Handrad oder Kurbel wirkt auf das Druckluftbremsgestänge mit dem Mittenbremsgestänge, Hauptbremszugsange , Gestängesteller, Bremshebel auf die Bremsklötze.



5.3 Hand- und Feststellbremsen

Getriebekraft

$$F_G = F_{Cr,H} \cdot i_G \cdot \eta_G + F_{S,C}$$

Gesamtkraft aller Kraftangriffspunkte

$$F_b = (F_G \cdot i_{rig} + F_{S,R}) \cdot i_R \cdot \eta_{R,st}$$

mit den Übersetzungen

$$i_{rig} = l_a/l_b$$

und

$$i_R = n_{ax} \cdot n_{ap} \cdot i_{rig,ax}$$

mit

$$i_{rig,ax} = l_{a,ax}/l_{b,ax}$$

Gesamtbremskraft je komplette Klotzbremsanordnung

$$F_{B,Cr,H} = F_b \cdot \mu_{st}$$

Kraft je Kraftangriffspunkt

$$F_n = \frac{F_b}{2 \cdot n_{ax} \cdot n_{ap}}$$

Flächenpressung je Kraftangriffspunkt

$$p_{ap} = \frac{F_n}{A_b}$$

| | | |
|---------------|--|--------------|
| $F_{Cr,H}$ | Kraft am Kurbelgriff, in N; | |
| η_G | Getriebewirkungsgrad; | |
| i_G | Getriebeübersetzung; | $i_{rig,ax}$ |
| $F_{S,C}$ | Summe der internen Bremszylinderfederkräfte, in N; | |
| $F_{S,R}$ | Gegenkraft des Gestängestellers, in N; wird üblicherweise als negativer Wert angenommen. | $l_{a,ax}$ |
| i_{rig} | Übersetzung des Mittenbremsgestänges (falls eine Umstelllast c muss die Übersetzung in Bezug auf die betreffende Last berechnen in N^1) | $l_{b,ax}$ |
| l_a | Hebellänge des Mittenbremsgestänges, in m; | μ_{st} |
| l_b | Hebellänge des Mittenbremsgestänges, in m; | n_{ap} |
| i_R | Gesamtgestängeübersetzung nach dem Gestängesteller; z. B. $i_R = 4$ für einen konventionellen Güterwagen mit 2 Radsätzen mit 4 Kraftangriffspunkten (siehe n_{ap}) je Radsatz; | n_{ax} |
| $\eta_{R,st}$ | statischer Gesamtwirkungsgrad des Gestänges; | A_b |

Radsatzgestängeübersetzung je Kraftangriffspunkt;
üblicherweise beträgt der Faktor $l_{a,ax}/l_{b,ax} = 1$

Hebellänge des Radsatzgestänges, in m;

Hebellänge des Radsatzgestänges, in m;

statischer Reibwert des Bremsklotzes;

Anzahl der Kraftangriffspunkte je Rad;

Bei zweiseitiger Klotzbremsanordnung $n_{ap} = 2$ und im Fall, wenn lediglich Kraftangriffspunkt je Rad vorhanden ist (einseitig) $n_{ap} = 1$.

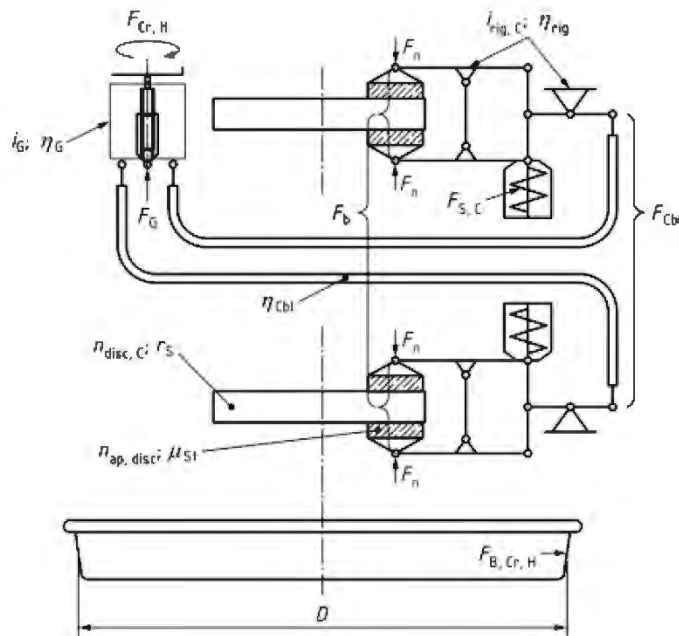
Anzahl der gebremsten Radsätze;

Gesamtfläche der Reibfläche je Kraftangriffspunkt, in m^2 .

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Spindelhandbremse (Feststellbremse für Scheibenbremse) DIN EN 14531-1

Ausführung: Erzeugte Kraft durch Handrad oder Kurbel wird durch flexible Seile auf die Bremszangen und danach mittels der Bremszangenhebel auf die Bremsbeläge übertragen



Getriebekraft

$$F_G = F_{Cr,H} \cdot i_G \cdot \eta_G$$

Gesamtkraft der Seile

$$F_{Cbl} = F_G \cdot \eta_{Cbl}$$

Gesamtkraft aller Kraftangriffspunkte

$$F_b = (F_{Cbl} + n_{disc,C} \cdot F_{S,C}) \cdot i_{rig,C} \cdot \eta_{rig}$$

Kraft je Kraftangriffspunkt

$$F_n = \frac{F_b}{n_{disc,C} \cdot n_{ap,disc}}$$

Tangentialkraft je Scheibe

$$F_t = \frac{F_b \cdot \mu_{St}}{n_{disc,C}}$$

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Gesamtbremskraft in Bezug auf das Rad je Spindelbremsanordnung nach DIN EN 14531-1:2019-05

$$F_{B,Cr,H} = F_b \cdot \mu_{St} \cdot \frac{r_s}{D/2} \quad (35)$$

Dabei ist

| | |
|---------------|---|
| $F_{Cr,H}$ | Kraft am Kurbelgriff, in N; |
| η_G | Getriebewirkungsgrad; |
| η_{Cbl} | Wirkungsgrad des Seils; |
| i_G | Getriebeübersetzung; |
| $F_{S,C}$ | Summe der internen Bremszylinderfederkräfte, in N; Positiver Wert, wenn $F_{S,C}$ den Bremsvorgang unterstützt, negativer Wert, wenn sie diesem entgegenwirkt. |
| $i_{rig,C}$ | Gestängeübersetzung je Bremszange, d. h. die Übersetzung unter Berücksichtigung der beiden Bremszangenhebel und des Gestänges zwischen Bremszange und Seil; |
| η_{rig} | Gestängewirkungsgrad; |
| $n_{disc,C}$ | Anzahl der Bremsscheiben je Bremseinheit, z. B. üblicherweise $n_{disc,C} = 1$; In einer Doppelbremszangenanordnung jedoch $n_{disc,C} = 2$. In einer Radbremsscheibenanordnung die Anzahl der Bremsscheiben je Rad $n_{disc,C} = 1$. |
| $n_{ap,disc}$ | Anzahl der Kraftangriffspunkte je Bremsscheibe, in Bremszangenanordnung $n_{ap,disc} = 2$; |
| μ_{St} | statischer Belagreibwert; |
| r_s | mittlerer Bremsradius des Bremsbelags auf der Reibfläche, in m; |
| D | Raddurchmesser, in m. |

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Feststellkraft je Radsatz = Summe der Kräfte bei Wirkung mehrerer Feststellbremsanlagen

$$F_{B,im,ax} = \left(\sum_i F_{im,i} \right)_{ax}$$

$F_{B,im,ax}$ auf den Radsatz wirkende Kraft der Feststellbremse, in N;

$F_{im,i}$ Feststellkraft der Halte-/Feststellbremse i, in N;

\sum_i Summe aller Feststellkräfte der Halte-/Feststellbremse-Einrichtungen i.

max. verfügbare Kraftschlusskraft

$$F_{im,ax} = \min (F_{B,im,ax}; \tau_a \cdot m_{st,ax} \cdot g_n \cdot i)$$

| | |
|---------------|---|
| $F_{im,ax}$ | die am Radsatz übertragbare Feststellkraft, in N; |
| $F_{B,im,ax}$ | auf den Radsatz wirkende Kraft der Feststellbremse, in N; |
| g_n | Normfallbeschleunigung, in m/s^2 ; |
| $m_{st,ax}$ | statische Radsatzfahrmasse, in kg; |
| τ_a | verfügbarer Kraftschluss; |
| i | Neigung. |

Gesamte Feststellkraft des Zuges F_{im}

Feststellkraft je Zug ist die Summe aller Feststellkräfte der kraftschlussabhängigen sowie der kraftschlussunabhängigen Arten von Bremsenrichtungen

$$F_{im} = \sum F_{B,ind} + \sum_{ax} F_{im,ax}$$

\sum_{ax} Summe aller kraftschlussabhängigen Feststellkräfte aller mit Feststellbremse abgebremsten Radsätze (ax) des Zugs;

F_{im} die Festhaltekraft des Zugs, in N;

$F_{im,ax}$ kraftschlussabhängige Feststellkraft je Radsatz (ax), in N;

$F_{B,ind}$ kraftschlussunabhängige Feststellkraft, in N.

Sicherheitskoeffizient der Feststellbremse S_{im}

Verhältnis der Feststellkräfte des gesamten Zuges zu den Kräften, die beschleunigend auf den Zug wirken

Kriterium $S_{im} > 1$
$$S_{im} = \frac{F_{im} + F_{Ra}}{F_g + F_{wind}}$$

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Dabei bedeuten:

| | |
|------------|---|
| S_{im} | Sicherheitskoeffizient der Feststellbremse; |
| F_{im} | Festhaltekraft des Zuges, in N; |
| F_g | Hangabtriebskraft des Zugs, in N; |
| F_{wind} | auf den Zug wirkende Windkraft, in N; |
| F_{Ra} | Rollwiderstand des Zugs, in N. |

Je gebremstem Radsatz erforderlicher Kraftschlusswert Verhältnis der Feststellkräfte jedes Radsatzes zur neigungsabhängigen Radsatzlast.

Motiv der Kontrollrechnung:

Ist die Verteilung der Kräfte der installierten Feststellbremsen ausreichend zu den verfügbaren Kraftschlusskräften, damit ein Abrutschen des Radsatzes verhindert wird (Grenzen des Abrutschens)

$$\tau_{\text{req,ax}} = \frac{F_{B,im,ax}}{m_{st,ax} \cdot g_n / \sqrt{i^2 + 1}}$$

5.3 Hand- und Feststellbremsen

Eine weitere Kontrollmöglichkeit ist:

$$\tau_{\text{req,ax}} = \frac{F_{\text{B,im,ax}}}{m_{\text{st,ax}} \cdot g_n}$$

| | |
|------------------------|---|
| $\tau_{\text{req,ax}}$ | für jeden mit Feststellbremse gebremsten Radsatz erforderlicher Kraftschlusswert; |
| $F_{\text{B,im,ax}}$ | gesamte je Radsatz aufgebrauchte Feststellbremskraft, in N; |
| $m_{\text{st,ax}}$ | statische Radsatzfahrmasse, in kg; |
| g_n | Normfallbeschleunigung, in m/s ² ; |
| i | Neigung. |

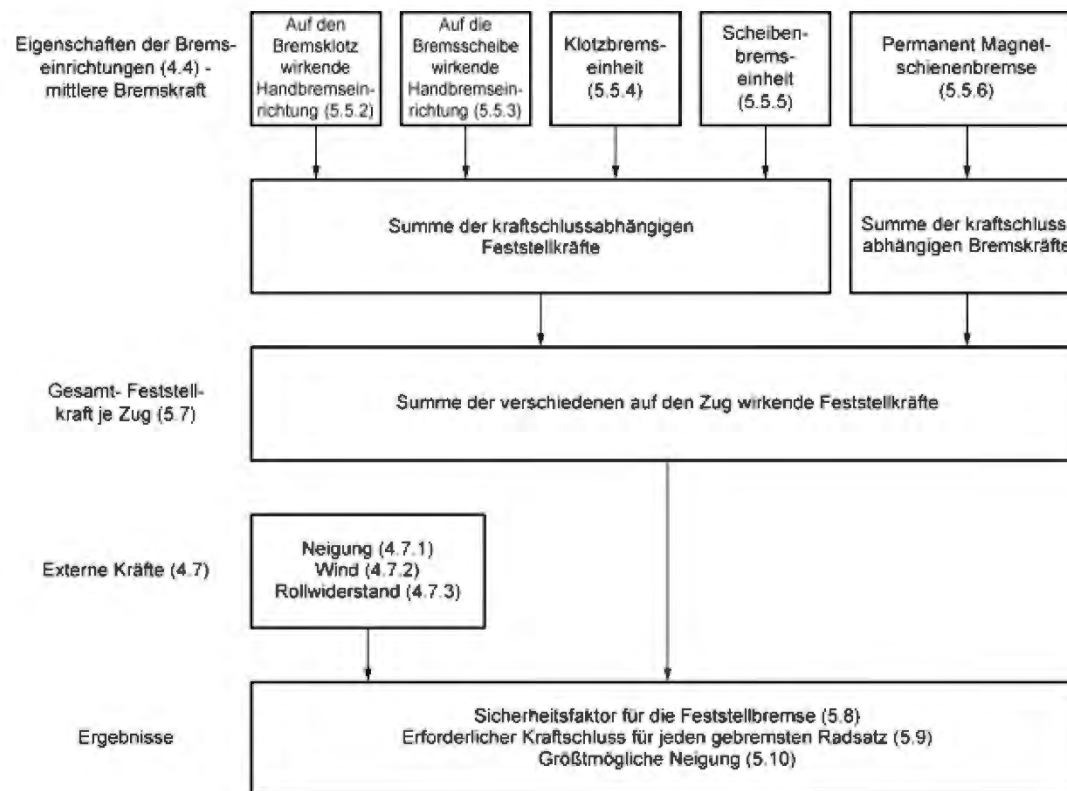
Größte mögliche Neigung

$$i_{\text{max}} = \frac{F_{\text{im}} - F_{\text{wind}} + F_{\text{Ra,im}}}{m_{\text{st}} \cdot g_n}$$

| | |
|--------------------|---|
| i_{max} | größte zu erreichende Neigung; |
| F_{im} | Festhaltekraft des Zuges, in N; |
| $F_{\text{Ra,im}}$ | Rollwiderstand des Zuges, in N; |
| F_{wind} | auf den Zug wirkende Windkraft, in N; |
| m_{st} | statische Masse, in kg; |
| g_n | Normfallbeschleunigung, in m/s ² . |

Ablaufdiagramm der Bremsberechnung Feststellbremse

nach DIN EN 14531-1 Anhang B



Dieter Jaenichen

- Email : dieter.jaenichen@tu-dresden.de



»Wissen schafft Brücken.«