

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden, (in Vertr.).

96. Jahrgang

1. März 1941

Heft 5

Versuchsdrehgestell für Schnelltriebwagen.

Von Regierungsbaurat Rößling, Berlin.

Mit der starken Zunahme des Triebwagenverkehrs bei der Deutschen Reichsbahn und der Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit ist auch das Problem des Wagenlaufs der Triebwagen stark in Erscheinung getreten. Dabei hat sich gezeigt, daß es bei den Triebwagen schwieriger ist, gute Laufeigenschaften zu erzielen und diese auch nach längerer Laufleistung beizubehalten als bei den Personenwagen. Ursachen hierfür sind höherer Achsdruck, große unabgefederte Massen der Triebachsen, hohes Drehstellgewicht im Vergleich zum Wagenkastengewicht sowie vom Antrieb herrührende Einflüsse; oft ist der Konstrukteur gezwungen, bei der Ausbildung der Drehgestelle auf Maschinen- und Antriebsanlagen Rücksicht zu nehmen, so daß Bauarten entstehen, welche kaum noch mit denen der Personenwagendrehgestelle zu vergleichen sind. Im Personenwagenbau bewährte Konstruktionen können vielfach nicht übernommen werden, und neue sind zu entwickeln und zu erproben. Der Bau der Schnelltriebwagen stellt den Konstrukteur vor besonders schwierige Aufgaben, da auch bei den hohen Geschwindigkeiten bis zu 160 km/h ein einwandfreier Wagenlauf gefordert werden muß.

Es ist bei den meisten Triebwagenbauarten gelungen, trotz konstruktiver Schwierigkeiten zufriedenstellende Laufeigenschaften zu erreichen, so daß sie bei gutem Unterhaltungszustand des Laufwerks den Personenwagen in keiner Weise nachstehen. Wo der Wagenlauf zu wünschen übrig ließ, wurden durch Versuchsfahrten die Ursachen des schlechten Laufs ermittelt und soweit als möglich beseitigt. Die hierbei gewonnenen Erkenntnisse wurden bei Neukonstruktionen verwertet.

Ein besonders hartnäckiger Fall von schlechtem Wagenlauf zeigte sich bei drei elektrischen zweiteiligen Schnelltriebwagen der Reihe 19, welche in den Jahren 1935 und 1936 für den Schnellverkehr Berchtesgaden—München—Stuttgart gebaut wurden und deren Wagenlauf trotz gutem Unterhaltungszustand und verschiedener Verbesserungsmaßnahmen dauernd zu Klagen Anlaß gab. Schlechter seitlicher Wagenlauf mit starken Wiegenanschlägen, Längszuckungen des Wagenkastens und Empfindlichkeit gegen schlechte Gleislage waren die Mängel, welche auch durch verschiedentliche Änderungen am Drehgestell nicht beseitigt werden konnten.

So ergab sich schließlich als einzige Möglichkeit einer grundlegenden Verbesserung die Entwicklung eines Ersatzdrehgestells, bei welchem alle in den letzten Jahren gesammelten Erfahrungen auf dem Gebiete des Drehstellbaus verwertet werden konnten und das gleichzeitig in gewissem Umfang als Versuchsdrehgestell zur Untersuchung verschiedener Probleme des Triebwagenlaufs dienen sollte. In erster Linie war dabei die Frage zu prüfen, ob es bei den Triebwagen zweckmäßig ist, die Bewegungen des Drehgestells gegenüber dem Wagenkasten zu dämpfen und seine Bewegungsmöglichkeit so zu beschränken, daß die Entstehung großer Massenkkräfte und deren Einwirkung auf den Wagenkasten soweit wie möglich vermieden wird. Die Konstruktion wurde deshalb in der Hauptsache darauf abgestellt, die Drehgestellbewegungen zu dämpfen und gegeneinander bewegliche Teile so zu führen,

daß ihre Spiele nicht zu einem unruhigen Lauf des Wagens führen können.

Die drei elektrischen Schnelltriebwagen sind in dem Fachheft „Lokomotiven und Triebwagen“ der Elektrischen Bahnen vom November 1938 eingehend beschrieben*). Es genügt deshalb hier ein kurzer Hinweis auf die bisherige Bauart der Drehgestelle: Trieb- und Laufdrehgestell sind in der Görlitzer Bauart ausgebildet (Bild 1). Während der Achsstand des Laufdrehgestells mit 3 m ausgeführt ist, mußte bei dem Triebdrehgestell wegen des Einbaus der Antriebsmotoren und des in das Triebdrehgestell hineinragenden Umspanners ein Achsstand von 3,6 m gewählt werden. Bemerkenswert ist die durch den Umspanner bedingte hohe Lage des Wiegenträgers beim Triebdrehgestell. Die Drehgestelle sind in der geschweißten Blechträgerbauweise und bei allen drei Wagen im großen und

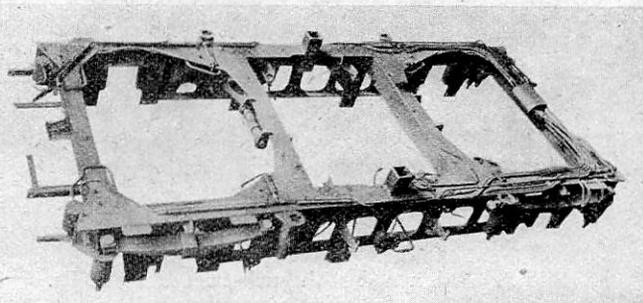


Bild 1. Triebdrehgestellrahmen (bisherige Bauart).

ganzen gleich ausgeführt, jedoch bedingten die verschiedenen Antriebsarten (Tatzenlagermotor, BBC, Buchli- und AEG, Kleinowantrieb) einige Abweichungen in der Querträgeranordnung der einzelnen Triebdrehgestelle voneinander.

Für den Bau der neuen Versuchsdrehgestelle kam als erster der mit Tatzenlagerantrieb ausgerüstete Schnelltriebwagen in Frage, da dieser Antrieb bei den Triebwagen der Deutschen Reichsbahn am häufigsten vertreten ist und somit auch der Versuch für eine größere Zahl von Triebwagen von Bedeutung sein konnte. Die hohe Lage der Wiege über den Umspanner mußte beibehalten werden. An der elektrischen Ausrüstung des Triebdrehgestells wurde nichts geändert. Die Achsstände beider Drehgestelle wurden mit 3 und 3,6 m belassen.

Triebdrehgestell.

Vorbedingung für einen guten Wagenlauf ist ein vollkommen verwindungssteifer Drehgestellrahmen. Es muß also Wert darauf gelegt werden, den Rahmen so auszubilden, daß er in allen seinen Teilen die im Betrieb auftretenden Beanspruchungen möglichst ohne elastische Formänderung aufnehmen kann. Der aus St 37 in geschweißter Bauart entwickelte Rahmen des Triebdrehgestells wird von den 680 mm hohen Seitenwangen, den ebenso hohen Kopfträgern und zwei

*) Zweiteilige Wechselstrom-Schnelltriebwagen für 160 km/h der Deutschen Reichsbahn von Oberreichsbahnrat O. Taschinger, München.

Querträgern gebildet (Bild 2). Die Seitenwangenträger bestehen aus einem 15 mm starkem Stegblech und den je 12 mm starken Ober- und Untergurten. Die Breite des Obergurtes beträgt 193 mm, die des Untergurtes 95 mm. Als mittlere Querverbindung zu beiden Seiten des in das Drehgestell hineinragenden Umspanners dienen zwei kastenförmige Träger, welche aus dem Obergurtblech des Rahmens, zwei 10 mm starken und 16 mm hohen Seitenblechen sowie einem 12 mm starken unteren Gurt gebildet werden. Sie sind zur besseren Versteifung der Drehgestellwangen an den beiden Seiten bis an den Untergurt des Drehgestells heruntergeführt. An den Querverbindungen ist gleichzeitig die Motoraufhängung befestigt. Da auch der Seitenwangenträger zwischen den beiden Querverbindungen durch einen 100 mm hohen, am Obergurt angeschweißten Gegensteg kastenförmig ausgebildet ist, ergeben Lang- und Querträger zusammen trotz ungünstiger Platzverhältnisse einen sehr steifen mittleren Rahmenteil. Der in die Langträgerkonstruktion einbezogene Achshalterauschnitt wird durch einen 18 mm starken Einfaßgurt verstärkt und durch ein vom mittleren Querträger bis zum Kopfträger reichendes innen aufgeschweißtes Γ -Profil gegen seitliches Ausbiegen versteift. Die Kopfträger bestehen aus 10 mm starkem Blech mit Ober- und Untergurt. Soweit es die Beanspruchung des Materials zuließ, wurden zur Gewichtserleichterung Ausschnitte vorgesehen und die Wangen durch Rippen gegen Aus-

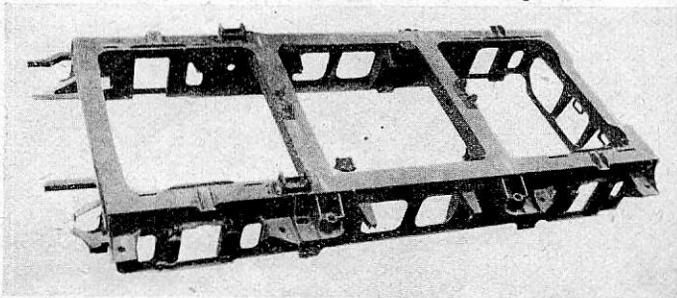


Bild 2. Rahmen des Versuchstriebdrehgestells.

knicen gesichert. Da die Seitenwangen durch die an den Federböcken angreifenden senkrechten Kräfte auf Verdrehung beansprucht werden, wurden die Kopfträger in die senkrechte Ebene der äußeren Federböcke gelegt, um so eine Ausbiegung der Seitenwangen zu vermeiden. Die nach der Mitte des Drehgestells zu gelegenen Federböcke wurden mit dem Lenkerfestpunkt und dem Aufhängebock für die Wiegenfederung vereinigt; sie sind zusammen mit diesen durch die inneren Querträger versteift, so daß auch an dieser Stelle die Verdrehungskräfte keinen wesentlichen Einfluß auf die Seitenwangen haben. Hiermit wurde gleichzeitig eine kräftige Versteifung des Rahmens zur Aufnahme der Lenkerkräfte geschaffen. Die Achshalter Schlüssel sind mit Paß-Schrauben befestigt und als Winkel ausgebildet, um dem äußeren Achshalter eine zusätzliche Steifigkeit gegen seitliches Spreizen zu geben. Im mittleren Rahmenteil sind ferner die Mitnehmer und die Auflageböcke der Hubzylinder für die Magnetschienenbremse angeschweißt. Das Gewicht des Triebdrehgestellrahmens beträgt 2,25 t.

Achslenker.

Bei den im Drehgestellbau üblichen Achshalterführungen ist die Einhaltung eines bestimmten Achshalterlängs- und Querspiels für den Wagenlauf von größter Bedeutung. Die Laufeigenschaften sind um so besser, je kleiner das Längsspiel des Achslagers in seiner Führung ist. Erwünscht ist also, das Achslager überhaupt ohne Längsspiel in seiner Führung gleiten zu lassen. Erfahrungsgemäß soll es jedoch nicht weniger als 0,5 mm und nicht mehr als 1,0 mm betragen. Ist es zu

groß, führt der Sinuslauf der Achse im Gleis zu großen seitlichen Bewegungen des Drehgestells und des Wagenkastens; ist es zu klein, besteht die Möglichkeit, daß die Federung der Achse gegen den Drehgestellrahmen durch große Reibungskräfte in den Führungen bis zu einem gewissen Grade ausschaltet und somit der senkrechte Wagenlauf ungünstig beeinflusst wird. Die Größe des Querspiels ist von geringerem Einfluß auf den Wagenlauf. Es wird im allgemeinen mit 1 bis 3 mm bemessen, um ein Klemmen der Achsbuchse beim Spreizen der Achshalter zu vermeiden. Der Größtwert des Querspiels ist durch die Wagenbegrenzung bestimmt. Die Erhaltung so eng begrenzter Achshalterspiele ist nicht leicht. Ist der Drehgestellrahmen nicht steif genug ausgebildet, führt die senkrechte Durchbiegung des Rahmens zu einem Aufweiten des Achsausschnitts und zu einer Vergrößerung der Längsspiele; weiterhin hat dann die Verdrehungsbeanspruchung durch die außerhalb der Rahmenwange angreifende Achsbuchsfederung ein Spreizen der Achshalter quer zur Fahrtrichtung und damit ein Klemmen des Achslagers in seiner Führung zur Folge*). Wenn auch durch eine genügend steife Ausbildung der Achshalterpartie diese Mängel vermieden werden können, so verursacht doch die dauernde Abnutzung der Gleitflächen im Betriebe eine unerwünschte Vergrößerung der Achslagerspiele. Bei den schweren Triebwagendrehgestellen, bei denen die Abnutzung der aufeinander gleitenden Teile sehr rasch zunimmt, hat man deshalb die Achslagergleitbacken meistens nachstellbar angeordnet, um so die Möglichkeit zu geben, das richtige Längsspiel durch Nachstellen der Keile je nach Bedarf wieder herzustellen. Wird jedoch das Nachstellen der Stellkeile im Betriebe vernachlässigt oder nicht sachgemäß vorgenommen, ist auch hier ein schlechter Wagenlauf nicht zu vermeiden. Die Berichtigung der Querspiele bleibt in allen Fällen der Werkstatt überlassen und kann somit nur in größeren Zeitabständen vorgenommen werden.

Diese Unzulänglichkeiten einer Parallelführung lassen sich vermeiden, wenn das Achslager durch einen Lenkerarm fest in Fahrtrichtung geführt wird. Da die durch die Federung gegebene senkrechte Bewegungsmöglichkeit der Achse erhalten bleiben muß, ist der Lenkerarm gelenkig am Drehgestellrahmen zu lagern und möglichst lang zu machen, damit die Kreisbewegung der Achse beim Durchfedern so klein wie möglich gehalten wird. Einige Versuchsausführungen solcher Achslenker laufen seit längerer Zeit im Betriebe an D-Zugwagen und haben sich bestens bewährt. So wurde auch bei den Versuchsdrehgestellen des elektrischen Schnelltriebwagens die Gleitführung der Achslager durch eine Lenkerführung ersetzt, um dadurch den ungünstigen Einfluß zu großer oder zu kleiner Achshalterlängsspiele auszuschalten. Während die bisher im Versuchsbetrieb laufenden Achslenker für Gleitlager bestimmt und nur behelfsmäßig am Lagergehäuse angebracht waren, wurde hier für die Rollenlagergehäuse eine einfache und allen betrieblichen Anforderungen gerecht werdende Konstruktion entwickelt, bei der die bestehende Form des Achslagergehäuses nur wenig geändert zu werden brauchte. Die beiden Achslager einer Achse werden durch je einen Lenker gehalten, welcher fest mit dem Achslager verbunden und gelenkig am Drehgestellrahmen gelagert ist. Der Lenker besteht aus einem 12 mm starkem mit Einfaßgurt versehenen Blech, welches an einem Ende für die Befestigung am Achslager ringförmig ausläuft und am anderen Ende mit einer Buchse zur Aufnahme der Lenkerlagerung verschweißt ist. Die Lenkerlänge vom Gelenkpunkt bis Achslagermitte beträgt 750 mm. Die Art der Befestigung des Lenkers am Achslager ist aus den Bildern 3 und 5 zu ersehen. Der ringförmige Teil des Lenkers

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1939, Heft 11, „Festigkeitsversuche mit besonders leicht gebauten Drehgestellen“ von Oberreichsbahnrat O. Taschinger, München.

befindet sich zwischen Achslagergehäuse und Achslagerdeckel, sitzt genau passend in einer 15 mm tiefen Ausdrehung des Achslagergehäuses und ist mit acht versenkten Schrauben mit diesem befestigt. Der Achslagerdeckel ist wie üblich mit sechs durch den Lenker hindurchgehenden Schrauben am Achslagergehäuse angeschraubt und liegt mit seiner Dichtung teils auf dem Lagergehäuse teils auf dem Lenker auf. Durch die Trennung von Lenkerbefestigung und Deckelbefestigung wurde erreicht, daß der Lagerdeckel abgenommen werden kann, ohne daß die kraftschlüssige Verbindung des Lenkers mit dem Lager gelöst zu werden braucht.

Für die Lenkerlagerung am Drehgestellrahmen kam ein Lager in Frage, das sowohl eine der Durchfederung entsprechende Drehbewegung als auch eine geringe Seitenbeweglichkeit des Lenkers zulassen mußte, da versuchsweise das Seitenspiel des Achslagers in geringen Grenzen verstellbar sein sollte. Hierfür wurde eine Lagerung mittels Gummibuchse (Silent-Block) verwendet, welche für den vorliegenden Zweck zur Aufnahme wechselnder Zug- und Druckkräfte bei geringer Dreh- und Seitenbewegung geeigneter schien, als eine kugelige Lagerung. Um gleichzeitig die Möglichkeit zu haben, eine genaue Einstellung der Achsen zueinander und zum Gleis noch

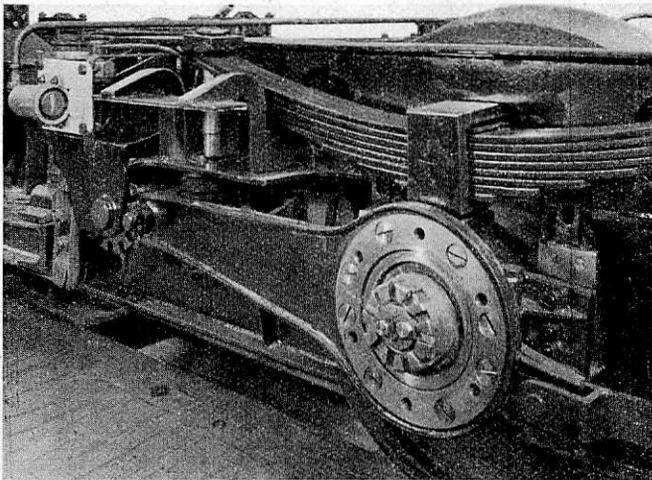


Bild 3. Anordnung des Achslenkers.

nach ihrem Einbau zu erreichen, wurde das Silent-Lager in eine Exzenterbuchse eingebaut, so daß beim Drehen des Exzenters der Lagermittelpunkt des Lenkers verschoben wird. Eine Anzahl auf dem Umfange des Exzenterbundes verteilter Einschnitte erlauben das Festlegen des eingestellten Exzenters durch eine Schraube. Die gesamte Länge des Lenkers zwischen Achsmittelpunkt und Lenkerdrehpunkt kann sechsmal um je $\frac{2}{3}$ mm, insgesamt um 4 mm verlängert oder verkürzt werden, so daß durch die Regelung beider Lenkerlängen jede durch ungenaue Fertigung der Drehgestelle verursachte Schiefstellung der Achse beseitigt werden kann. Zur Kontrolle der Paralleleinrichtung der Achse dient dabei der Körner an der Stirnseite des Achsschenkels, nach welchem bei abgenommenem Achslagerdeckel die Achse eingerichtet werden kann, da ja der Lenker kraftschlüssig mit dem Lager verbunden bleibt. Eine solche Einstellmöglichkeit der Achse ist besonders dann von Vorteil, wenn man dazu übergeht, die Radreifenprofile unter dem Wagen durch Schleifen zu berichtigen, um hierdurch die Laufleistung bis zum Abdrehen des Radreifens zu erhöhen. Durch die genaue Einstellmöglichkeit wird dabei erreicht, daß die Achse beim Abschleifen genau senkrecht zum Gleis zu stehen kommt, und das Einschleifen eines falschen Radreifenprofils vermieden wird.

Der Lenker bildet infolge der genauen Passung im Achslagergehäuse einen rechten Winkel mit der Achse und kann

sich somit zusammen mit dem Achslager nur seitlich verschieben. Da das Silent-Lager jedoch keine seitlichen Bewegungen zuläßt, sondern nur eine geringe Schiefstellung des Lenkers erlaubt, muß dieser so elastisch sein, daß er dem seitlichen Spiel der Achse folgen kann. Ein besonderes Gelenk am Achslager oder im Lenker wurde nicht vorgesehen, um das unabgefederte Gewicht so klein wie möglich zu halten und auch weitere bewegliche Teile zu vermeiden. Der Lenker wurde deshalb so berechnet, daß er bei genügender Knicksicherheit elastisch genug ist, den geringen seitlichen Bewegungen der Achse folgen zu können. Um den Einfluß des seitlichen Achshalterspiels auf Lenker und Wagenlauf prüfen zu können, wurden an der Außenseite der Achshalter verstellbare Achslagergleitbacken vorgesehen, so daß das Seitenspiel der Achse im Drehgestellrahmen nach jeder Seite von 0 bis auf 5 mm verändert werden kann. Somit ist die Möglichkeit gegeben, Lenker und Wagenlauf unter verschiedenen Bedingungen zu untersuchen.

Federung.

Die Federung der bisherigen Drehgestelle entsprach der aus dem Personenwagenbau bekannten Bauart Görlitz III leicht. Sie wurde für die Achsfederung beibehalten. Bei der Wiegenfederung jedoch wurde die bisherige Blattfeder durch ölgedämpfte Schraubenfedern ersetzt. Diese Art der Federung wurde versuchsweise bereits bei D-Zugwagen mit Erfolg angewendet. Während die Blattfeder infolge der

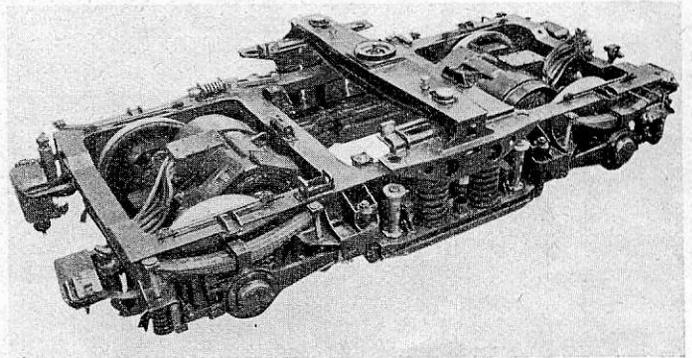


Bild 4. Versuchstriebdrehgestell (unbelastet).

inneren Reibung des Federpakets kleinere Stoßkräfte nicht verarbeiten kann, und diese auf den Wagenkasten überträgt, hat die Schraubenfederung zwischen Wagenkasten und Drehgestell den Vorteil einer besseren Aufnahmefähigkeit für senkrechte Stöße und des feineren Ansprechens, so daß kleine senkrechte Bewegungen des Drehgestells überhaupt nicht auf den Wagenkasten übertragen werden. Um das Aufschaukeln des Wagenkastens zu verhindern, wird sie mit einer Öldämpfung vereinigt und ergibt mit dieser zusammen erfahrungsgemäß bessere Feder- und Dämpfungseigenschaften als die lange Wiegenblattfeder mit Eigendämpfung. Ein weiterer Vorteil ist durch die kürzere Baulänge der Wiegenschraubenfeder gegeben, welche die Ausbildung von genügend langen Lenkerarmen gestattet.

Auf jeder Drehgestellseite befinden sich zwischen Wiege und Drehgestell zwei große Schraubenfedern, in welchen wegen der großen Belastung noch je zwei weitere kleinere Federn untergebracht sind (Bild 4). Parallel zu den Schraubenfedern sind die Stoßdämpfer geschaltet. Die Wiege ist an den beiden Seiten zur Aufnahme der Federn und Stoßdämpfer mit einem Querhaupt versehen. Federn und Stoßdämpfer stützen sich auf einem Balken ab, der in Schaken am Drehgestell aufgehängt ist. Die Öldämpfer sind am Querhaupt der Wiege und am Balken durch Gummigelenke befestigt, die eine geringe Verlagerung der Befestigungspunkte gegeneinander zulassen.

Um Bewegungen des Balkens gegen die Wiege zu vermeiden, ist eine zylindrische Gleitführung zwischen beiden vorgesehen. Eine Fangvorrichtung verhindert das Herunterfallen des Balkens bei Schakenbruch. Der Anteil der Wiegenfederung an der Gesamtfederung beträgt 65%, die Durchfederung vom leeren bis beladenem Wagen 63 mm, bis zum Aufsitzen aller Federn 92 mm.

Längsführung der Wiege.

Als besonders auffallende Erscheinung zeigten sich Längszuckungen des Wagens mit einer Frequenz von etwa 6 Hertz. Sie entstanden durch Nickbewegungen der Triebdrehgestelle, welche durch die Schienenstöße eingeleitet wurden und sich als Längszuckungen über die Wiegenführung auf Wiege und

und dabei ständig an den Wiegenführungsböcken anschlug. Eine Vergrößerung des Spiels zwischen Führungsbock und Wiege in Wagenlängsrichtung bis auf 7,5 mm nach beiden Seiten sowie eine Schrägerstellung der Wiegenblattfederschaken zur Vergrößerung der Rückstellkraft der Wiege waren ohne Erfolg geblieben. Es wurde deshalb bei dem neuen Drehgestell in Anlehnung an eine Ausführung der ehemals österreichischen Verbrennungstriebwagen der Reihe 44 eine Lenkerführung der Wiege gewählt, deren Anlenkung versuchsweise am Drehgestellrahmen federnd in Längsrichtung angeordnet wurde. Hierdurch sollte erreicht werden, daß die Nickbewegungen des Drehgestells und damit die Längszuckungen durch diese Federung aufgenommen werden, um sie so von dem Lenker und der Wiege bzw. dem Wagenkasten fernzuhalten. Die

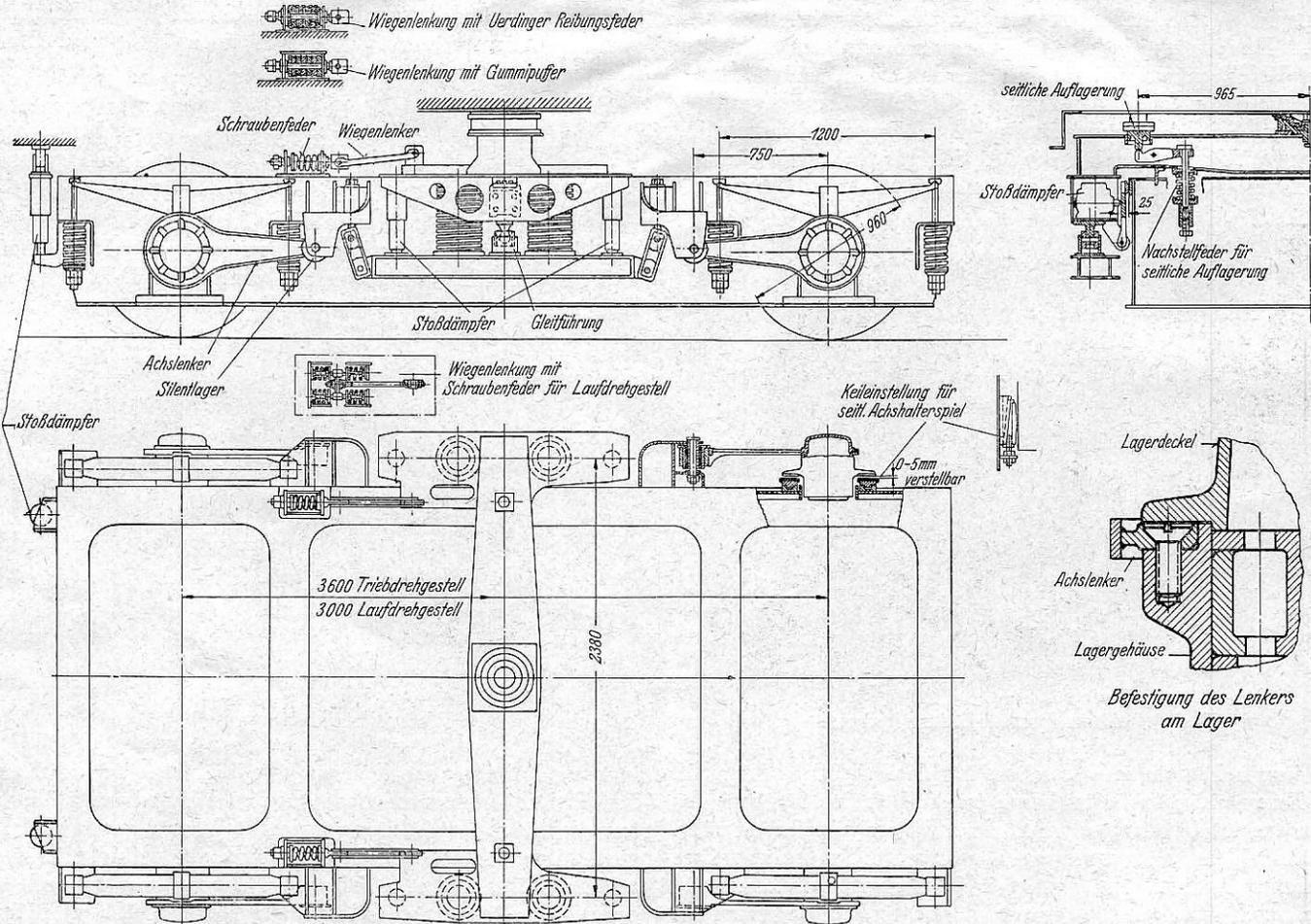


Bild 5. Versuchsdrehgestell für elektrische Schnelltriebwagen.

Wagenkasten übertragen. Die wechselseitigen Auf- und Abwärtsbewegungen der Drehgestellen beim Nicken wurden dabei in der Mitte des Drehgestells über den durch die hohe Lage der Wiege gegebenen langen Hebelarm in Längsbewegungen umgewandelt. Die Führung der Wiege war bisher als Gleitführung ausgebildet, und zwar so, daß auf dem Drehgestellrahmen beiderseits ein rechteckiger Bock aufgeschweißt war, der in einen entsprechenden Ausschnitt der Wiege hineinragte und so Anfahr- und Bremskräfte über die Wiege und die Drehpfanne auf den Wagenkasten übertrug (Bild 1). Da die Wiegenführungsböcke bei eingeschalteten Motoren ständig an der Wiege anlagen, wurden auch die Nickbewegungen des Drehgestells über die Wiegenführung auf den Wagenkasten übergeleitet, zumal die hohe Lage der Wiege den Einfluß dieser Bewegungen besonders verstärkte. Aber auch bei ausgeschalteten Motoren zeigten sich Längszuckungen, da die Wiege mangels genügender Rückstellkräfte frei hin und her pendelte

Wiege wird mit je einem Lenker auf beiden Seiten der Drehgestelle geführt (Bild 5). Der Lenker selbst besteht aus zwei Laschen, welche an beiden Enden, also an der Wiege und am Drehgestell wegen der räumlichen Wiegenbewegung kugelig gelagert sind. Der Lenkerfestpunkt am Drehgestell ist in einer Gleitführung verschiebbar gelagert und mittels einer Feder so gegen das Drehgestell abgestützt, daß sowohl Zug- als auch Druckkräfte federnd über den Lenker auf Wiege und Wagenkasten übergeleitet werden. Mit dieser Feder sollen gleichzeitig die durch die Nickbewegungen des Drehgestells hervorgerufenen Längszuckungen so aufgenommen werden, daß sie sich nicht auf den Wagenkasten übertragen. Für die Aufnahme der Längszuckungen sind verschiedene Federungsarten zum Versuch vorgesehen, und zwar Schraubenfedern, Uerdinger Reibungsfedern und eine Gummifederung. Es besteht somit die Möglichkeit, das Verhalten verschiedenartig dämpfender Federelemente bezüglich der Aufnahme der Stoß-

bewegungen zu untersuchen. Die senkrechte Bewegungsmöglichkeit der Wiege beim Durchfedern des Wagenkastens bleibt bei der Lenkerführung erhalten, Anfahr- und Bremskräfte werden nur über den Lenker übertragen.

Querführung der Wiege.

Die seitlichen Bewegungen des Wagenkastens führten bei schlechter Gleislage des öfteren zu harten Anschlägen der Wiege an den Wiegenführungsböcken des Drehgestells. Da das Fehlen genügend großer Rückstellkräfte das seitliche Aufschaukeln des Wagenkastens begünstigte, erschien es zweckmäßig, diese Bewegungen des Wagenkastens durch eine kraftverzehrende Öldämpfung zu hemmen, so daß die Entstehung starker Seitenausschläge und Drücke von vornherein unterbunden wurde. Besonders hier mußte sich die Überlegenheit einer Öldämpfung gegenüber anderen Rückstellrichtungen zeigen, da sie langsamen Seitenbewegungen keinen großen Widerstand entgegensetzt, während schnelle Stöße auch durch entsprechend hohe Gegendrucke arbeitsmäßig verzehrt werden.

In den beiden seitlichen Querhäupten, mit denen sich die Wiege auf den Schraubenfedern und den Stoßdämpfern der Wiegenfederung abstützt, ist zwischen den Federn je ein Stoßdämpfer fest mit der Wiege verbunden eingebaut (Bild 5).

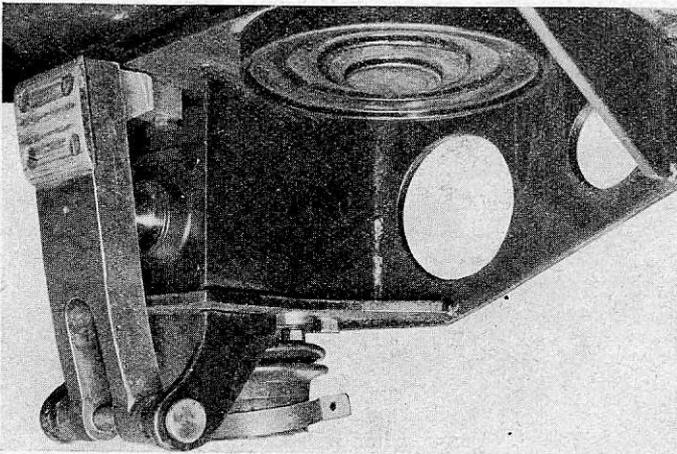


Bild 6. Stoßdämpfer am Wiegenquerhaupt.

Die Kolbenstange des Stoßdämpfers stützt sich gegen den Drehgestellrahmen ab und überträgt somit die Seitenausschläge zwischen Wagenkasten und Drehgestell auf die Stoßdämpferflüssigkeit. Sie liegt jedoch nicht direkt an der Seitenwange des Drehgestells an, sondern es ist ein einseitig belasteter Hebel zwischengeschaltet. Auf der einen Seite dieses Hebels ruht die Kolbenstange des Stoßdämpfers in einer Pfanne, während auf seiner anderen Seite eine Gleitplatte angeschraubt ist, welche an der am Drehgestellrahmen befestigten Grundplatte anliegt (Bild 6). Die Gleitplatten müssen auswechselbar sein, da sie wegen der Federungsbewegung der Wiege gegenüber dem Drehgestell aufeinander gleiten und der Abnutzung unterliegen. In dem Stoßdämpfer selbst ist eine Feder eingebaut, die auch in den Endstellungen unter Spannung bleibt, so daß er in jeder Lage kraftschlüssig über den Hebel mit dem Drehgestell verbunden bleibt. Die Zwischenschaltung eines Hebels zwischen Stoßdämpfer und Drehgestell war aus werkstattstechnischen Gründen erforderlich. Da nämlich der in das Drehgestell hineinragende Umspanner am Wagenkasten befestigt ist und sich die Wiege über dem Umspanner befindet, muß der Wagenkasten zusammen mit der Wiege auf das Drehgestell aufgesetzt werden. Beim Aufsetzen des Wagenkastens wird dann der Hebel zusammen mit dem unter Vorspannung stehenden Stoßdämpferkolben von selbst in seine Mittellage zurückgeschoben, so daß sich eine besondere Festlegung des

Kolbens beim Aufsetzen des Wagenkastens erübrigt. Das Seitenspiel der Wiege beträgt 25 mm nach jeder Seite, insgesamt also 50 mm, der Hub des Stoßdämpferkolbens entsprechend der Übersetzung durch den Hebel 36 mm. Für die Bemessung des Stoßdämpfers wurde eine Seitenkraft von 5000 kg angenommen. Die Stoßdämpferwirkung kann durch Einstellen einer Ventillfeder nach Bedarf reguliert werden.

Die Lastverteilung auf der Wiege.

Als weiterer Versuch, durch Dämpfung der Drehgestellbewegungen eine größere Laufruhe zu erreichen, wurde die Auflagerung des Wagenkastens auf der Wiege so durchgebildet, daß nicht nur die Drehpfanne sondern auch die seitlichen Gleitstücke in veränderlichen Grenzen belastet werden können. Mit Ausnahme einiger weniger Triebwagenbauarten ist bei den Drehgestellwagen der Deutschen Reichsbahn die Zweipunktauflagerung des Wagenkastens auf den Drehgestellen üblich, d. h. der Wagenkasten ruht nur auf den Drehpannen der beiden Drehgestelle, während die seitlichen Wiegenleitstücke normalerweise unbelastet sind. Diese Lastverteilung hat sich auf Grund langjähriger Erfahrungen im Personenwagenbau als zweckmäßig erwiesen. Es schien jedoch angebracht, bei diesen Versuchsdrehgestellen die Frage der Lastverteilung auch für Triebwagen zu klären, zumal die seitliche Auflagerung bei einigen Triebwagenbauarten des In- und Auslandes schon mit Erfolg angewendet worden war.

Mit zunehmender seitlicher Wiegenbelastung wächst die Dämpfung der Drehbewegungen des Drehgestells durch die Reibung der seitlichen Gleitflächen aufeinander. Drehbewegungen, die etwa durch den Sinuslauf der Achsen im Gleis eingeleitet werden und zur Laufruhe führen, können also gedämpft oder gegebenenfalls überhaupt verhindert werden, so daß hierdurch auch eine größere Laufruhe erreicht werden dürfte. Da es sich jedoch in vorliegenden Falle nur um einen Versuch handelt, wurde die Einrichtung so getroffen, daß sowohl die bisherige Zweipunkt Lagerung des Wagenkastens beibehalten werden kann, als auch die Möglichkeit besteht, entweder die Drehpfanne und die seitlichen Gleitstücke oder die seitlichen Gleitstücke allein zu belasten. Schließlich kann auch eine Dreipunktauflagerung des Wagenkastens auf den Drehgestellen gewählt werden.

Die Drehpfanne ist als normale Stufendrehpfanne ausgeführt. Die seitlichen Gleitstücke sind so in den Wiegebalken eingebaut, daß sie mittels Schraubenfedern gegen den Wagenkasten gepreßt werden können und damit je nach Vorspannung der Federn die Drehpannenaullagerung entlasten (Bild 5). Der seitliche Stützdruck kann durch Vorspannen der Federn mittels Einstellschrauben in den Grenzen von 0 bis 100% des darauf lastenden Wagenkastengewichts verändert werden. Die Federn wurden vor dem Einbau geeicht, so daß die Werte der Lastverteilung bei den Versuchsfahrten bekannt sind. Ob und wie weit die Elastizität des Wiegebalkens und die Federung der seitlichen Auflagerung die Meßergebnisse beeinflussen, wird bei den Versuchsfahrten festgestellt werden.

Stoßdämpfer am Kopfträger des Triebdrehgestells.

Zu erwähnen ist noch der Einbau von zwei Ölstoßdämpfern am führerstandsseitigen Kopfträger des Triebdrehgestells, mit denen der Versuch gemacht werden soll, die Nickbewegungen des Drehgestells an der Stelle zu bekämpfen, an der sie am größten sind. Die Stoßdämpfer sind zwischen Drehgestell und Wagenkasten geschaltet (Bild 7). Sie sollen die kurzen Auf- und Abwärtsbewegungen beim Nicken dämpfen, während sie die langsameren Drehbewegungen des Drehgestells nicht behindern.

Die beiden Stoßdämpfer stützen sich in kugeligen Lagern am Drehgestellkopfträger und einem Querträger des Wagen-

kastens ab. Sie können also den Drehbewegungen des Drehgestells ohne Widerstand folgen. Ihr Höchstdruck wurde auf 500 kg eingestellt. Sie können bei Nichtbewährung leicht entfernt werden. Die Versuchsfahrten werden zeigen, ob sie an dieser Stelle wirksam sind oder entbehrt werden können.

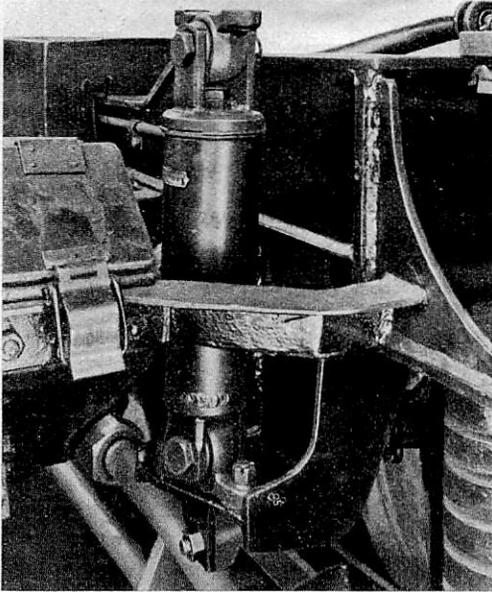


Bild 7. Stoßdämpfer am Kopfträger des Triebdrehgestells.

Laufdrehgestell (Bild 9).

Der Rahmen des Laufdrehgestells ist ähnlich wie der des Triebdrehgestells ausgebildet (Bild 8). Die Stegbleche der 660 mm hohen Seitenwangen sind 12 mm stark und mit Ober- und Untergurt versehen. Die Stärke des Obergurts beträgt 10 mm; er ist in Drehgestellmitte zwischen den Querträgern sehr breit gehalten, um dadurch die Diagonalsteifigkeit des Rahmens zu erhöhen, und wegen der darüber befindlichen Wiege nach unten durchgekröpft. Der Untergurt ist ebenfalls 10 mm stark und hat eine durchschnittliche Breite von 70 mm. Die Kopfträger haben die gleiche Höhe wie die Seitenwangen und bestehen aus 8 mm starkem Blech mit Ober- und Untergurt. Die mittleren Querverbindungen sind wie beim Triebdrehgestell als kastenförmige Träger ausgebildet, welche bei einer Breite von 400 mm und einer Höhe von 210 mm eine

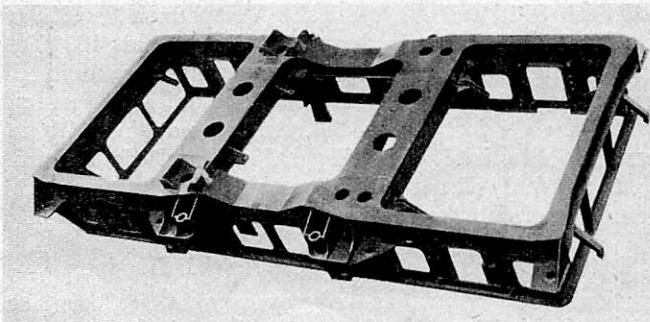


Bild 8. Rahmen des Laufdrehgestells.

sehr gute Versteifung des Rahmens ergeben. Zur Verstärkung des Rahmens über dem Achsausschnitt wurden die Seitenwangen zwischen mittlerem Querträger und dem Kopfträger durch ein zusätzliches 6 mm starkes Rahmenblech an dieser Stelle kastenförmig ausgebildet. Die Federböcke wurden in die senkrechte Ebene der Quer- und Kopfträger gelegt, während Lenkerfestpunkt und Wiegenaufhängepunkt durch die mittleren

Querverbindungen gut abgesteift sind. Zur Gewichtsverminderung sind Ausschnitte vorgesehen, die Wangen sind durch aufgeschweißte Rippen gegen Ausknicken gesichert. Das Gewicht des Laufdrehgestellrahmens beträgt 1,65 t.

Die Federung der Achse gegen den Rahmen besteht aus Blatt- und Schraubenfedern. Die Wiege ist wie beim Triebdrehgestell durch Schraubenfedern mit Öldämpfung gegen das Drehgestell abgefedert. Auf jeder Drehgestellseite befinden sich zwei große Schraubenfedern, in welchen noch je eine kleinere Feder untergebracht ist. Der Anteil der Wiegenfederung an der Gesamtfederung beträgt 62%.

Achslenker, Wiegenlenker, Wiegenquerdämpfung und Lastverteilung auf der Wiege sind wie beim Triebdrehgestell angeordnet. Die Stoßdämpfer der Wiegenquerdämpfung sind wegen der geringeren Massenkräfte beim Laufdrehgestell für eine Seitenkraft von 3000 kg bemessen. Eine Öldämpfung der Nickbewegungen des Drehgestells durch Stoßdämpfer am Drehgestellkopfträger wurde beim Laufdrehgestell nicht vorgesehen, da bei diesem Drehgestell keine starken Nickbewegungen aufgetreten waren.

Bremse.

An der Bremsenrichtung der Trieb- und Laufdrehgestelle wurden einige Verbesserungen vorgenommen. Die Trommelbremse konnte dadurch vereinfacht werden, daß an Stelle der

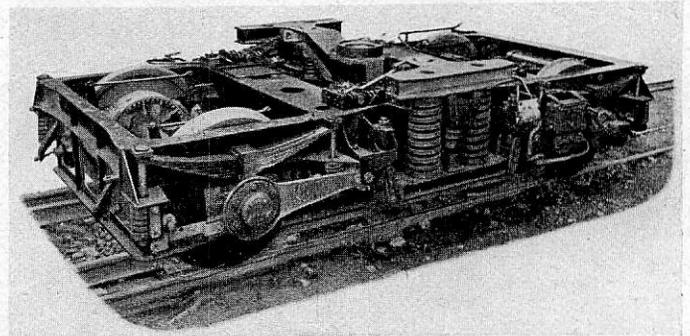


Bild 9. Versuchslaufdrehgestell (unbelastet).

bisher acht kleinen Druckluftbremszylinder ein großer Bremszylinder am Kopfträger des Drehgestells angeordnet wurde, welcher über ein Ausgleichsgestänge auf alle acht Bremsbacken des Drehgestells wirkt. Hierdurch ergab sich auch eine Vereinfachung der Öldruckhandbremse, deren acht Ölzyylinder durch einen einzigen am gleichen Gestänge angreifenden Zylinder ersetzt wurden. Die Bremsbacken sind aus Stahlblech zusammengeschweißt; ihre Steuerung, welche die Bewegungen zwischen Achse und Bremsbackenaufhängung ausgleicht, wurde durch eine bewährte Kugelgelenkführung verbessert. Die Magnetschienenbremse wurde in der bisherigen Bauart übernommen.

Allgemeines.

Das Gesamtgewicht des Triebdrehgestells ohne Umspanner, jedoch mit Wiege beträgt 14,6 t, das des Laufdrehgestells 7,4 t.

Die beiden Trieb- und Laufdrehgestelle des elektrischen Schnelltriebwagens wurden kurz vor dem Kriege fertiggestellt. Sie wurden von der Maschinenfabrik Eßlingen im Auftrag des Reichsbahn-Zentralamts München gebaut. Die Stoßdämpfer wurden von der Firma Fichtel & Sachs, Schweinfurt, geliefert.

Schon die ersten Probefahrten zeigten, daß durch die Ersatzdrehgestelle eine wesentliche Laufverbesserung erzielt worden ist. Es besteht nunmehr die Aufgabe, durch eingehende Versuchsfahrten festzustellen, in welchem Maße die Versuchseinrichtungen an der Laufverbesserung beteiligt sind. Da sie

sich im einzelnen einstellen lassen, oder zum Teil ganz ausgeschaltet werden können, ist es möglich, den Einfluß einer jeden Einrichtung auf die Laufeigenschaften des Wagens zu ermitteln und ihre Wirkung auch unter verschiedenen Bedingungen zu prüfen. Dabei wird festzustellen sein, ob und in welchem Maße einzelne Einrichtungen übernommen, entbehrt oder auch vereinfacht werden können, so daß sie nicht nur als

Vorbild für die Ersatzdrehgestelle der beiden übrigen elektrischen Schnelltriebwagen, sondern auch für alle Triebwagen-drehgestelle allgemein zu verwenden sind.

Über das Ergebnis der Versuche und die daraus zu schließenden Folgerungen für den Drehgestellbau wird in dieser Zeitschrift von Oberreichsbahnrat O. Taschinger eingehend berichtet werden.

Die Entwicklung der Güterzugbremse in den Vereinigten Staaten und in Europa unter dem Einfluß der Betriebsverhältnisse.

Von Dr.-Ing. Friedrich Hildebrand, VDI, Berlin.

Betrachtet man die modernsten Formen der Druckluftbremsen für Güterzüge in Europa und in den Vereinigten Staaten von Amerika, so fällt auf, daß sich die Endprodukte einer Entwicklung, die den gleichen Ursprung haben, nämlich die indirekte Einkammerbremse von Westinghouse, heute grundsätzlich unterscheiden. Die verbreitetsten europäischen Bremsen sind charakterisiert durch die „Mehrlösigkeit“ und die „Lastabbremung“. Zur beschleunigten Fortpflanzung der Bremswirkung im Zuge werden Übertragungskammern benutzt, die auch bei Betriebsbremsungen in Tätigkeit treten. Besondere Schnellbremsbeschleuniger sind nicht vorhanden. Die amerikanischen Bremsen sind einlösige, Lastabbremung wird nur in besonderen Fällen vorgesehen. Dafür ist ein durchgebildetes Schnellbremsorgan vorhanden und es sind Mittel angewandt, die das Lösen von besonders langen Zügen sicherstellen. Die Gründe der verschiedenartigen Entwicklung sollen hier untersucht werden, und es soll die Entwicklung selbst beschrieben werden, die schließlich zu den beiden verschiedenen Endformen geführt hat. Zuerst einige Grundbegriffe:

1. Einlösige und mehrlösige Bremsen.

Einlösige Bremsen sind solche, die zwar ein stufenweises Anziehen der Bremse gestatten, die sich jedoch beim Einleiten des Lösens sofort ganz lösen, bei denen es also nicht möglich ist, den Lösevorgang zu unterbrechen. Mehrlösige Bremsen dagegen lassen sich nicht nur stufenweise anziehen, sondern auch stufenweise lösen.

Schon der Laie kann erkennen, welche von beiden Arten die vollkommener ist, nämlich die mehrlösige Bremse, denn sie kann besser geregelt werden. Besonders bei Gefällefahrten auf kurvenreichen Strecken macht sich die bessere Regelbarkeit bemerkbar. Da nämlich die Klotzbremse wegen der geschwindigkeitsabhängigen Reibungsverhältnisse zwischen Klotz und Rad eine „unstabile“ Bremse ist, d. h. eine Bremse, bei der sich die Bremswirkung mit sinkender Geschwindigkeit erhöht, im Gegensatz etwa zur Wirbelstrombremse oder zur Belagbremse, so muß die Bremskraft vom Führer durch Regeln sorgfältig der Geschwindigkeit angepaßt werden. Besonders verlangen aber die häufigen Änderungen der Fahrwiderstände durch Kurven und Gefällewechsel während der Fahrt im Gefälle ein ständiges Regeln durch Erhöhen und Senken der Bremskraft. Kann man die Bremse in Stufen lösen, so ist dies leicht durchführbar, da man durch eine Lösestufe die Bremskraft ebenso erniedrigen kann, wie sie sich durch eine Bremsstufe vergrößern läßt; die Geschwindigkeit läßt sich also leicht gleichmäßig halten. Löst sich die Bremse im Gefälle jedoch gleich ganz, so steigt die Geschwindigkeit in Kürze stark an, und man muß bald wieder umso stärker anbremsen. Da nun zum Wiederauffüllen der Vorratsbehälter an den Wagen über die Hauptluftleitung eine gewisse Zeit verbraucht wird, so kann es vorkommen, daß der Druckluftvorrat in den Behältern im Augenblick des Wiederanbremsens nicht genügt, um bei einer folgenden Bremsung den vollen Bremsdruck zu erhalten. Die Brems-

fähigkeit sinkt also herab, möglicherweise bis zu einem gefährlichen Zustand. Um das zu vermeiden, benutzt man zur Bedienung der einlösigen Bremsen die „Kreismethode (cycling)“. Diese besteht darin, daß man beim Bremsen im Gefälle die Bremse stärker anzieht, als es zum Einhalten der gewünschten Geschwindigkeit notwendig ist und erst löst, wenn diese Geschwindigkeit weit unterschritten ist. Die Zeit des Wiederbeschleunigens auf die zulässige Höchstgeschwindigkeit wird nun benutzt, um die Bremse aufzuladen, so daß spätestens beim Erreichen dieser Geschwindigkeit der volle Vorratsbehälterdruck im Zuge verfügbar ist. Man bewegt sich also dauernd im Kreis zwischen Überbremsen und Überlösen. Die Zahl und Dauer der Kreisvorgänge und die Geschwindigkeitsschwankungen richten sich nach der Stärke des Gefälles und der Länge des Zuges. Für stärkere Gefälle werden in den Ausströmungen der Steuerventile bei einlösigen Bremsen sogar „Rückhaltventile“ oder Drosselbohrungen vorgesehen, die bei Beginn des Gefälles an jedem Wagen von Hand eingeschaltet werden müssen und die entweder einen bestimmten Mindestdruck im Bremszylinder festhalten oder das Lösen sehr verlangsamen. Bei stark wechselnden Gefällen können diese Zusatzeinrichtungen allerdings sehr störend wirken. Besonders bei Benutzung von Rückhaltventilen kann es leicht vorkommen, daß der Zug bei schwächer werdendem Gefälle zum Stehen kommt und daß man die Rückhaltventile ausschalten muß oder warten muß, bis die Bremszylinder durch zufällige Undichtheiten entlüftet sind bevor man wieder anfahren kann. Die Kreismethode ist übrigens bei Benutzung dieser Hilfsmittel nicht überflüssig, sondern es wird dem Führer nur das Wiederaladen des Zuges erleichtert, da er mehr Zeit zur Verfügung hat.

Bild 1 zeigt ein klassisches Bild der Kreismethode, nämlich den Geschwindigkeitsverlauf und den Verlauf des Druckes in der Hauptluftleitung am Anfang des Zuges bei einer Gefällefahrt mit einem schweren Zug von 11000 t mit Rückhaltventilen auf einem Gefälle von 1,8% (Alleghanies)¹⁾.

Die Kreismethode verlangt vom Führer große Urteilsfähigkeit und Geschicklichkeit, da er den Verlauf der Kreise dem Zuggewicht, der Länge des Zuges und den Streckenverhältnissen anpassen muß. Der Luftverbrauch bei dieser Methode ist beträchtlich, da die Bremszylinderdrücke im ganzen Zug stets zwischen zu hohen und zu niedrigen Werten hin und her schwanken. Da sich die Geschwindigkeit auch zwischen dem Höchstwert und einem beträchtlich niedrigeren ständig ändert, so liegt die mittlere Reisegeschwindigkeit stets unter dem zulässigen Höchstwert.

Eine in Europa übliche Abart der amerikanischen Kreismethode, die Schnellbrems- oder „Spick“-Methode der Schweiz, gibt zwar die Möglichkeit, die Geschwindigkeit besser konstant zu halten, sie verlangt vom Führer aber noch viel mehr Aufmerksamkeit und ein noch umständ-

¹⁾ Demonstration of Heavy Tonnage Train Handling. Virginian Railway Co. and Westinghouse Air Brake Co. Mai 1921.

licheres Manövrieren mit dem Führerbremseventil. Im Gegensatz dazu läßt sich mit mehrlösigem Bremsen die Höchstgeschwindigkeit durch geringe Änderungen der Bremskraft leicht und sicher einhalten.

erforderlich, alle 15 Sek. einen Kreisvorgang durchzuführen, d. h. eine Schnellbremsung und ein Lösen, um die Geschwindigkeit mit der einlösigem Bremse einigermaßen konstant zu halten. Bei der mehrlösigem Bremse sind die Schwankungen

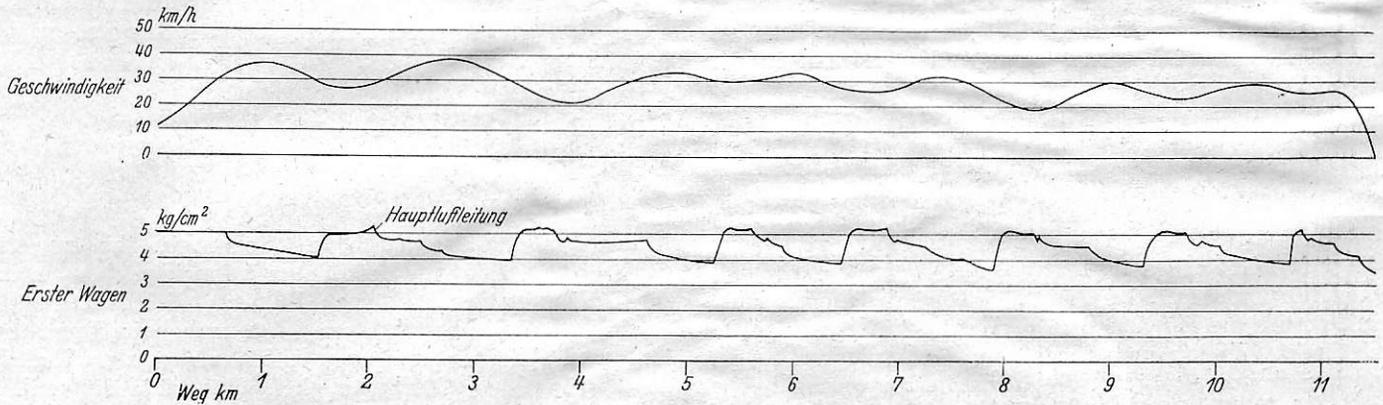


Bild 1. Gefällebremsung mit einlösigem Bremsen bei Benutzung der amerikanischen Kreismethode (Cycling).

Bild 2 zeigt den Verlauf der Drücke und Geschwindigkeiten bei einer Talfahrt auf einem Stück der Gotthardstrecke mit einlösigem²⁾ und mehrlösigem Bremsen³⁾. Bei der Fahrt mit der einlösigem Bremse sieht man bei der Betrachtung des Druckverlaufs in der Hauptluftleitung die europäische Kreismethode, die aus kurzen Schnellbremsungen

im Hauptleitungsdruck ganz gering. Die kurzen Füllstöße, z. B. bei km 89, ersetzen zumeist Undichtigkeitsverluste und sind durch das Führerbremseventil bedingt, das nicht die Eigenschaften besaß, die von einem Führerventil für mehrlösigem Bremsen zu fordern sind, nämlich selbsttätiges Einhalten eines bestimmten Leitungsdruckes. Bei Benutzung

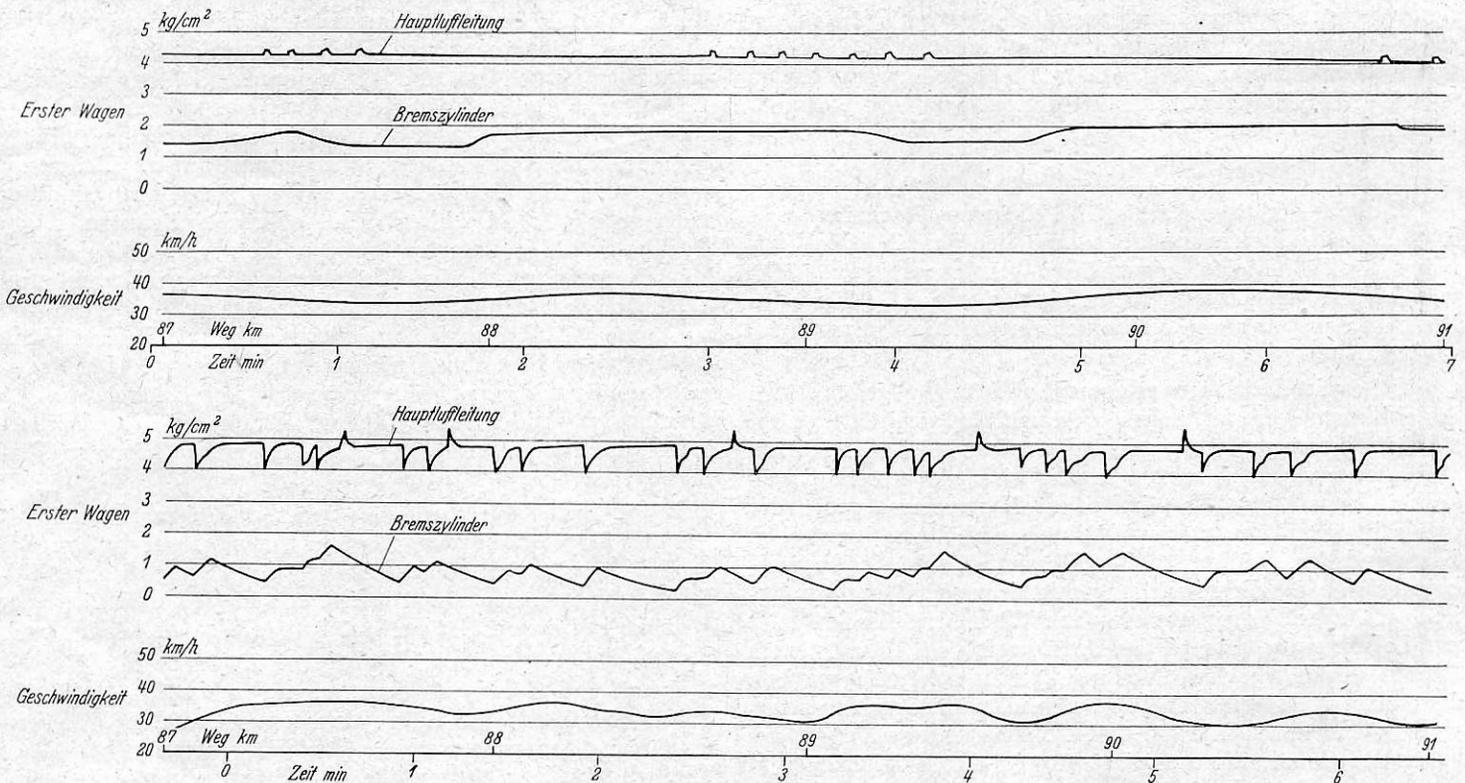


Bild 2. Druckschaulinien und Geschwindigkeitsverlauf bei einer mehrlösigem Güterzugbremse (oben) und einer einlösigem Güterzugbremse (unten) auf dem Gefälle der Gotthard-Bahn bei einer mittleren Geschwindigkeit von 35 km/h.

mit sofort anschließendem Füllen und Lösen besteht. Bei der dargestellten Talfahrt kommen bei dieser Methode durchschnittlich vier Kreisvorgänge in der Minute vor. Es ist also

²⁾ IEV. Bericht des Unterausschusses für die durchgehende Güterzugbremse, Bd. II, September 1926. Bedingungen für die durchgehende Güterzugbremse und Ergebnisse der Versuche mit der Kunze-Knorr- und Westinghouse-Bremse.

³⁾ IEV. Bericht des Unterausschusses für die durchgehende Güterzugbremse. Ergebnisse der Versuche mit der Hildebrand-Knorr-Bremse (Bauarten Hikg und Hikg₁). August 1935.

selbstabschließender und druckerhaltender Führerbremseventile⁴⁾ wird der Druckverlauf noch einfacher. Mehrlösigem Bremsen mit selbstabschließendem Führerventil gestatten eine geradezu ideale Regelung der Geschwindigkeit im Gefälle.

Aus dem Verlauf des Druckes der Bremszylinder in Bild 2 lassen sich auch Rückschlüsse auf den Luftverbrauch

⁴⁾ „Ein selbsttätiges Führerbremseventil für Druckluftbremsen“ von Dr. F. Hildebrand und Dr. E. Möller, Org. Fortsch. Eisenbahnwes. Heft 8, 15. April 1938.

der mehrlösigem gegenüber der einlösigem Bremse ziehen. Durch das ständige Füllen und Entlüften der Bremszylinder ergibt sich bei der einlösigem Bremse bei Gefällefahrten der mehrfache Verbrauch an Luft gegenüber der mehrlösigem.

Die einlösigem Bremsen sind erschöpfbar, und nur die mehr oder weniger große Fertigkeit des Lokführers vermeidet die Gefahr des Durchgehens des Zuges im Gefälle. Im Gegensatz dazu sind die mehrlösigem Bremsen selbst bei mangelhafter Bedienung unerschöpfbar.

Die Sicherheit ist bei mehrlösigem unerschöpflichen Bremsen besonders auch dadurch verbürgt, daß der Führer erst anfahren kann, wenn die Bremsapparate voll aufgeladen sind. Wenn dies nicht der Fall ist, so ist die Bremse nicht gelöst, da der volle Druck in der Hauptluftleitung noch nicht erreicht ist. Bei einlösigem Bremsen, bei denen der Lösezustand des Zuges keine Beziehung zum Hauptleitungsdruck hat, kann der Führer schon anfahren, wenn durch eine geringe Erhöhung des Hauptleitungsdruckes alle Bremsen gelöst sind, ohne daß er einen Überblick darüber hat, ob sie tatsächlich wieder voll bremsbereit sind. Dies spielt natürlich beim Wiederanfahren im Gefälle eine besonders große Rolle. Um sicher zu gehen, daß der Zug wieder voll bremsbereit ist, muß der Führer den Zug bei einlösigem Bremsen möglichst mit der Lokomotivbremse oder Handbremse noch eine Zeitlang halten, bis er glaubt, daß der Zug wieder bremsbereit ist, andernfalls bestünde die Gefahr, daß er ohne die erforderliche Bremskraft im Gefälle ist. Die Wartezeit aber ist ganz seinem Ermessen überlassen. Die stufenlösende Bremse hingegen gestattet das Wiederanfahren erst, wenn die Bremsbereitschaft voll vorhanden ist. Die mehrlösigem unerschöpfliche Bremse gewährleistet daher eine Sicherheit, die die einlösigem Bremse nie bieten kann.

2. Lastabbremung.

Es ist selbstverständlich, daß man, um das Höchste an Bremswirkung herauszuholen, den beladenen Wagen im Verhältnis der Ladung stärker abbremmen muß als den leeren Wagen. Bei Fahrten in der Ebene und in schwachen Gefällen tritt die Forderung nach Lastabbremung nicht so sehr hervor, wie beim Befahren von langen, starken Gefällen; für diese wird die Lastabbremung zum Zwang, da schwerbeladene Wagen, die nur mit der Kraft des leeren Wagens abgebremmt sind, starke Gefälle überhaupt nicht gefahrlos befahren können.

3. Schnellbremung.

Die Schnellbremung dient dazu, die volle Bremswirkung so schnell wie möglich im Zuge fortzupflanzen. Man bedient sich an langen Zügen dazu besonderer Schnellbremsstellungen im Steuerventil oder zusätzlicher Schnellbremsorgane. Solche Einrichtungen werden erst nötig, wenn der Druckabfall in der Leitung am letzten Wagen nicht mit dem möglichen Druckanstieg im Bremszylinder Schritt hält. Dann besteht nämlich ohne Schnellbremsorgane die Gefahr, daß der zeitliche Druckanstieg am letzten Wagen (Bild 3) gegenüber dem am ersten sehr schleppend erfolgt, wodurch starke Stöße und Zerrungen im Zug entstehen können. Durch die Schnellbremswirkung (Bild 4) wird ein schneller Druckabfall in der Leitung auch am letzten Wagen sichergestellt, so daß der Druckanstieg im Bremszylinder entsprechend schnell folgen kann. Schnellbremsorgane sind daher besonders für lange Züge mit verhältnismäßig raschem Druckanstieg im Bremszylinder unumgänglich notwendig. Außerdem fördern Schnellbremsorgane wegen des kräftigen Luftabzapfens auch das erste Ansprechen der Bremse (Durchschlagsgeschwindigkeit).

Im folgenden sollen nun die Gründe untersucht werden, aus denen die Bremsentwicklung in Amerika und Europa,

besonders in bezug auf die eben geschilderten Eigenschaften, verschiedene Wege eingeschlagen hat, vor allem, warum man in Amerika bei der einlösigem Bremse blieb, während sich in Europa die mehrlösigem Bremse durchgesetzt hat.

Zuerst soll eine Schilderung der Betriebsverhältnisse in den Vereinigten Staaten und in Europa gegeben werden, weil diese von maßgeblichem Einfluß waren. Die Schilderung beginnt mit den Vereinigten Staaten, da von dort die Entwicklung der Druckluftbremse ausging.

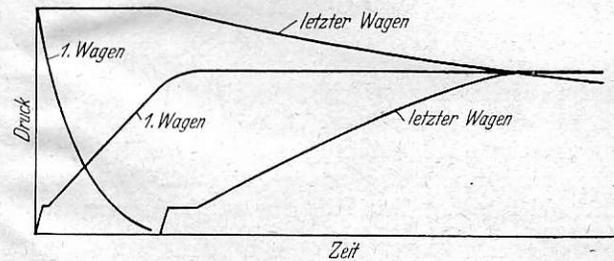


Bild 3. Druckverlauf in der Hauptluftleitung und im Bremszylinder am ersten und letzten Wagen ohne Schnellbremsorgane.

Die Vereinigten Staaten sind ein großer geschlossener Komplex ohne politische Grenzen und Zollgrenzen. Ein starker wirtschaftlicher Verkehr zwischen Industrie- und Landwirtschaftszentren geht über sehr weite Strecken und kann ohne Unterbrechung durchgeführt werden. Im mittleren Westen gibt es zahlreiche Strecken, die über viele hundert Kilometer ganz gerade und eben durch dünnbesiedeltes Land laufen. Die Hauptversorgungs- und Verbrauchszentren liegen geballt an bestimmten Stellen des Landes. Diese Verhältnisse begünstigen, ja erfordern die Beförderung von Massengütern in großen Einheiten. Dies hat bald zur Verwendung sehr großer Güterwagen in außergewöhnlich langen Zügen geführt. Man fährt in Nordamerika heute Züge, die 150 vierachsige Wagen und mehr haben, mit Zuggewichten von über 15000 t.

Die Großräumigkeit des Landes gestattete es auch, die Bahnhofs- und Rangieranlagen diesen großen Zuglängen anzupassen.

Europa dagegen ist ein im ganzen ziemlich dichtbesiedelter Raum mit zahlreichen Verkehrsunterbrechungen

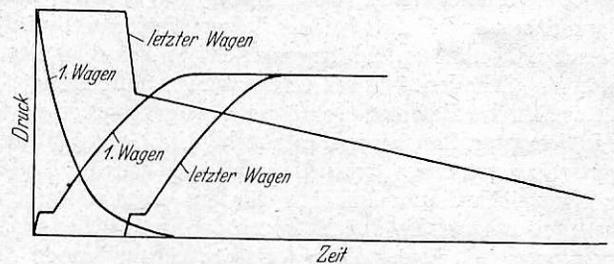


Bild 4. Druckverlauf in der Hauptluftleitung und im Bremszylinder am ersten und letzten Wagen mit Schnellbremsorgane.

durch Landesgrenzen. Die Entfernungen vom Verbraucher zum Erzeuger sind nur selten sehr groß, ja es ist in vielen Fällen bei den besonders dichtbesiedelten Ländern Mitteleuropas so, daß Industriegebiete inmitten landwirtschaftlicher Gebiete liegen, so daß die Wege noch kürzer sind. Es haben sich daher nie derartige Anforderungen an die Beförderung ganz großer Massen in einer Einheit herausgestellt, wie in Amerika. Die Engräumigkeit des Landes, die dichte Folge der Stationen und das Fehlen langer Abstellgleise verboten andererseits die Handhabung sehr langer Züge. So ist in Europa im allgemeinen die größte Zuglänge 100 zweiachsige Wagen mit einem Zuggewicht von ungefähr 2000 t.

Auch geographisch betrachtet hat Amerika weit einfachere Verhältnisse als Europa. Wirklich starke Gefälle sind ver-

hältnismäßig selten⁵⁾. Außerdem sind sie mehr an der Peripherie des Landes gelegen, so im Nordwesten, in Oregon. Die Ost-West-Strecken über die Rocky-Mountains haben nur wenig stärkere Gefälle. Die Gebirge werden in langen Serpentinien mit meist nur 1% Steigung bewältigt — man hat ja Platz genug in dem großen Lande —, auch die bekannten Allegany-Gefälle haben im Durchschnitt nicht über 1,5 bis 1,8% und sind kaum länger als 15 km.

Europa hat dagegen auch in geographischer Hinsicht einen zerrissenen Charakter. Während die Peripherie durch Meere aufgespalten ist, wird das Zentrum durch das Alpenmassiv verkehrstechnisch beherrscht, der Rest ist durch zahlreiche regellos liegende Mittelgebirge mit beträchtlichen Gefällestrecken gekennzeichnet. Es gibt kaum eine durchgehende Strecke, auf der nicht ein oder mehrere längere Gefälle von über 2% überwunden werden müssen.

In betriebstechnischer Hinsicht ist für Amerika die frühzeitige allgemeine Einführung der starken Mittelpufferkupplungen an den Wagen zu nennen und die Einführung energiezehrender Zug- und Stoßvorrichtungen. Diese Einrichtungen begünstigen das Fahren und Bremsen langer und schwerer Züge sehr.

In Europa hat man die Schraubekupplung und die normalen Seitenpuffer beibehalten. Dies führte mit Rücksicht auf leichtes Anfahren und gute Kurvenläufigkeit zu einer losen Kupplung der Güterzüge, die wiederum wegen der Gefahr von Zugzerreißen die Zuglängen beschränkt. Die Einführung einer Mittelpufferkupplung ist in Europa in absehbarer Zeit nicht zu erwarten. Zwar können auch bei Mittelpufferkupplungen infolge der Totgänge in der Kupplung und in den Stoßvorrichtungen beträchtliche Stöße auftreten, die bei der Länge der Züge zum Teil das Vielfache der in Europa als zulässig erachteten betragen, doch verhindern die arbeitsverzehrenden Stoßvorrichtungen Zugzerreißen. Außerdem ist man in diesem Punkte in Amerika viel unempfindlicher. Man begrenzt die Stöße durch die Haltbarkeit des Wagens, nicht durch die der Ladung. Man setzt die zulässigen Bremsstöße gleich den höchstzulässigen Rangierstößen. Der Reichtum des Landes läßt diese etwas brutal erscheinende Betriebsweise zu. Die solchen Bremsungen ausgesetzten Personale der Schlußwagen (caboose) müssen sich, wenn sie das Auflaufen der Wagen bei der Bremsung knatternd nahen hören, hinlegen und fest verankern, sonst nehmen sie Schaden. Auch die Unempfindlichkeit gegen diese Rauheit des Betriebes ermöglicht lange Züge. Es wurde zwar in jüngster Zeit einmal versucht ein Gesetz durchzubringen, die sogenannte „train limit bill“, in der die Zuglängen unter Hinweis auf die Gefahren für das Personal und auf die Entgleisungsgefahr durch Zugstöße auf 70 Wagen beschränkt werden sollte. Dieses Gesetz drang jedoch nicht durch, da die Eisenbahnen ihre Lokomotivzahl und ihr Personal stark hätten vermehren müssen, und da man nachwies, daß durch die Vermehrung der Züge die Gefahren an den unüberwachten Bahnübergängen, die in Amerika in der großen Mehrzahl sind, stark vergrößert würden.

In Europa war man viel mehr auf die Schonung des kostbaren Ladeguts bedacht und begrenzte deshalb die zulässigen Bremsstöße sehr stark gegenüber den Rangierstößen. Beim Rangieren kann man ja die Wagen individuell behandeln und dadurch empfindliche Lasten schonen; beim Bremsen dagegen nicht. Auch hierdurch wurde die Zuglängen in Europa begrenzt.

In Amerika baute man schon frühzeitig die Güterwagen ausschließlich als Drehgestellwagen. Die Bauart des Dreh-

gestells als Seitenwandendrehgestell hat sich wegen seiner Einfachheit und Billigkeit bis heute erhalten. Bei diesem Drehgestell sind die Achsen nur einseitig abgebremst, so daß nur ein Klotz für jedes Rad vorhanden ist. Diese Anordnung läßt keine großen Bremskräfte zu. Der leere Wagen wird deshalb nur mit 60% abgebremst; Lastabbremmung wird nur in ganz besonderen Fällen vorgesehen und dann mit Drehgestellen, bei denen eine Anordnung von zwei Klötzen je Rad möglich ist. Die fehlende Lastabbremmung setzt natürlich die zulässige Höchstgeschwindigkeit der Güterzüge stark herab. Dadurch werden wieder, um die Leistungsfähigkeit der Strecke zu erhöhen, lange Züge notwendig.

In Europa ist die Anordnung von zwei Klötzen je Rad seit langem bei weitem vorherrschend. Außer den zweiachsigen Wagen haben auch alle neuen Vierachser diese Anordnung. Die leeren Wagen werden mit 80% abgebremst, und die Lastabbremmung wird vom europäischen Internationalen Eisenbahn-Verband (IEV.) verlangt. Dadurch können hohe Geschwindigkeiten erzielt werden, und die Strecken werden auch mit kurzen Zügen leistungsfähig.

Es schälen sich also folgende Probleme als grundsätzlich verschieden zwischen den Vereinigten Staaten und Europa heraus:

In den Vereinigten Staaten Schwierigkeiten wegen der bremstechnischen Beherrschung sehr langer und schwerer Züge und nicht wegen der Gefälleverhältnisse; in Europa dagegen Schwierigkeiten wegen der Gefälleverhältnisse und keine besonderen Forderungen aus den Zuglängen heraus.

Diese Feststellungen sind die Grundlage für das Verständnis der im folgenden beschriebenen abweichenden Entwicklung der Güterzugbremse in den beiden wichtigsten Verkehrsgebieten der Welt, Europa und Nordamerika.

Ausgangspunkt beider Entwicklungen war das einlösig Schnellbremssteuerventil, das 1873 von George Westinghouse erfunden worden war. Es setzte sich in den Vereinigten Staaten sehr bald für Personenzüge durch. 1893 wurde nach eingehenden Versuchen (Burlington und Westinghouse 1886 bis 88)⁶⁾ die Schnellbremse, die für Personenzüge angewandt worden war, von der Aufsichtsbehörde der Vereinigten Staaten (Interstate Commerce Commission) auch für Güterzüge vorgeschrieben. Die vorher eingeführten starken Mittelpufferkupplungen erlaubten das.

In Europa wurde Ende der 80er Jahre das Westinghouse-Schnellbremssteuerventil für Personenzüge eingeführt. Später kam das Schnellbremssteuerventil von Knorr dazu, das im Prinzip die gleiche Wirkung hat. Um die Jahrhundertwende erst wurde die Frage der Anwendung der durchgehenden Bremse anstatt der Handbremse auch für Güterzüge aufgeworfen. Der Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen nahm sich der Frage an, das Ziel war eine einheitliche Bremse für alle Eisenbahn-Verwaltungen. Man stellte bald fest⁷⁾, daß die amerikanische Praxis, die Güterwagen einfach mit der Personenzugbremse auszurüsten, in Europa wegen der leichteren Zug- und Stoßvorrichtungen und wegen der höheren Ansprüche an die Ruhe im Zuge nicht möglich war. Man baute dafür die einlösig Bremsen von Westinghouse und Knorr weiter aus und entwickelte eine Steuerung des Bremsdruckanstiegs, die ein stoßfreies Bremsen langer Züge gestattete. Es erwies sich dafür als zweckmäßig, den Bremsdruck zuerst schnell auf einen bestimmten Mindestdruck steigen zu lassen, um ihn dann langsamer auf den vollen

⁶⁾ Air Brake Tests, Westinghouse, Wilmerding 1904.

⁷⁾ Bericht des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen über die Frage der Einführung einer selbsttätigen durchgehenden Eisenbahnbremse für Güterzüge, München 1925.

⁵⁾ „Die bei den Bahnen der Vereinigten Staaten von Nordamerika in Gebrauch befindlichen Druckluftbremsen“. Glasers Ann. 1914, Bd. 74, Nr. 884.

Druck zu bringen. Bild 5 zeigt den Unterschied zwischen dem Druckanstieg der früheren amerikanischen und der europäischen Güterzugbremsen. Damit setzte die erste grundsätzliche Trennung der amerikanischen Praxis von der europäischen ein. Später nähern sich allerdings in diesem Punkte die Methoden einander wieder.

Auch der Internationale Eisenbahn-Verband Europas beschäftigte sich mit der Frage der Güterzugbremse und stellte das sogenannte „Berner Programm“ auf, das Bedingungen enthält, denen Güterzugbremsen entsprechen sollen. Dem Berner Programm entsprachen die Westinghouse- und Knorr-Güterzugbremsen und die Vakuumbremse. Die Vakuumbremse schied jedoch aus, weil die Druckluftbremse in Europa schon verbreitet war, und weil auch infolge der geringen Druckdifferenz, die bei der Vakuumbremse zur Verfügung steht, die Bremszylinder für schwere Wagen und hohe Abbremsungen zu groß geworden wären. Es wurde aber damals schon ausdrücklich festgestellt, daß die Vakuumbremse infolge der Möglichkeit des StufenlöSENS für Gefälle Strecken besonders geeignet sei⁸⁾.

In Amerika stellte die Verwendung längerer und schwererer Züge im Anfang des Jahrhunderts neue Anforderungen an die Bremstechnik und verlangte eine Verbesserung der Bremse.

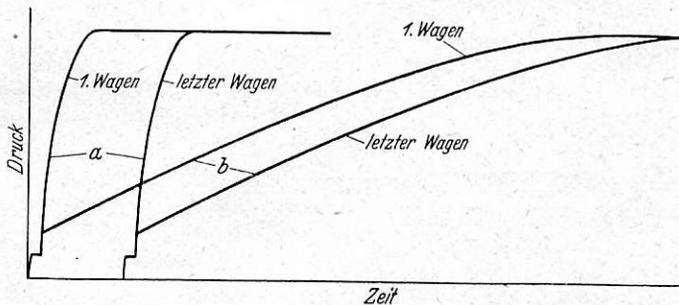


Bild 5. Druckanstieg im Bremszylinder bei älteren amerikanischen Güterzugbremsen (a) und bei europäischen Güterzugbremsen (b).

Zur beschleunigten Fortpflanzung der Bremswirkung auch bei Betriebsbremsungen und zur Verbesserung des LöSENS auch an langen Zügen wurde 1905 das K.-Ventil eingeführt. Bei diesem Steuerventil (Bild 6) wurde das Betriebsbremsen durch eine zusätzliche Entlüftung der Hauptbremsleitung in den Bremszylinder beschleunigt. Zur Verbesserung des LöSENS und Füllens langer Züge gab man dem Steuerkolben des K.-Ventils zwei LöSEstellungen. Bei großem Überdruck auf der Leitungsseite geht der Steuerkolben in eine Stellung für verzögertes LöSEN und Füllen und macht nur einen kleinen Querschnitt zur Überströmung von Druckluft in den Hilfsluftbehälter frei. Dadurch wird am vorderen Zugteil die Entnahme von Druckluft aus der Leitung beim LöSEN verringert, so daß am hinteren Zugteil der Hauptleitungsdruck schneller steigt. Das Problem des LöSENS ist, wie wir später sehen werden, eines der Hauptprobleme bei der bremstechnischen Beherrschung ganz langer Züge in den Vereinigten Staaten.

Um das sichere Befahren von Gefällen zu ermöglichen, wurde die K.-Bremse mit einem Rückhaltventil ausgerüstet, das, wie oben schon erwähnt, beim Beginn des Gefälles von Hand eingeschaltet werden mußte und das das vollkommene LöSEN verhinderte und dadurch ein Wiederaufladen der Behälter während der Gefällefahrt erleichterte.

Mit der K.-Bremse wurde die Ausrüstung der amerikanischen Güterwagen auf viele Jahre hindurch festgelegt.

Für Europa brachten die Jahre um 1910 eine Neuorientierung in anderer Richtung. Wie schon gesagt, war

die Vakuumbremse bei den Versuchen im Vergleich zu den einlöSigen Druckluftbremsen durch ihre gute Regelbarkeit bei Gefällefahrten aufgefallen. Dieser Vorteil und der der Unerschöpflichkeit wird in den Berichten vielfach hervorgehoben⁸⁾. Der Wunsch, eine Druckluftbremse zu bekommen, die diese guten Eigenschaften auch besitzt, war deshalb ganz selbstverständlich. Man hatte zwar die mehrlöSige Zweikammerdruckluftbremse, doch war diese für lange Züge völlig ungeeignet. Vor 1910 beschritt man noch einen Weg, die Einkammerbremse mehrlöSig zu machen, indem man einfach eine zweite Leitung durch den Zug legte, die die Auslässe der Steuerventile verband. Dadurch konnte auch in LöSEstellung der Steuerventile vom Führerstand ein bestimmter Druck eingestellt und festgehalten werden. Diese Bremse konnte sich jedoch für Güterzüge wegen der zweiten Leitung nicht durchsetzen. Kunze schlug schließlich eine Kombination der Ein- und Zweikammerbremse vor, die entsprechend

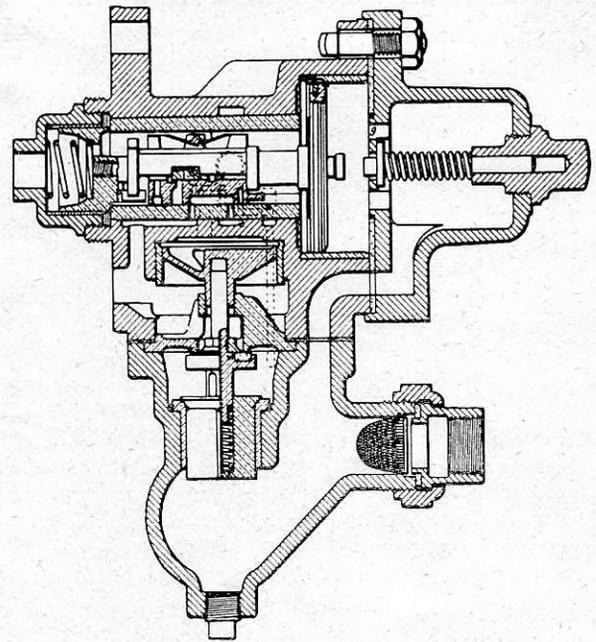


Bild 6. Amerikanisches Güterzugsteuerventil K von Westinghouse. Verzögerte Füll- und LöSEstellung.

dem Berner Programm durchgebildet wurde und als Kunze-Knorr-Bremse (Bild 7) in die Öffentlichkeit trat. Sie wurde während des Krieges 1914 bis 1918 fertig entwickelt. Die KK.-Bremse war die erste durchgebildete stufenlöSende Einkammer-Druckluftbremse für Vollbahnen. Sie hatte außerdem die Möglichkeit der Abbremsung der Last und eine Übertragungskammer zur Erhöhung der Durchschlaggeschwindigkeit beim Bremsen. Mit der Einführung der KK.-Bremse in Deutschland und Schweden wurde gleich nach dem Weltkrieg begonnen.

Es ist schon gesagt worden, daß man im Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen bei dem Studium für die Güterzugbremse von vornherein bestrebt gewesen war, eine Einheitsbremse einzuführen. Auch der Internationale Eisenbahn-Verein machte sich dieses Bestreben zu eigen. Da nun nach dem Weltkrieg die KK.-Bremse als einzige fertige Güterzugbremse da war, sahen die Franzosen die Gefahr, daß diese deutsche Bremse zur Einheitsbremse erklärt würde. Das durfte nicht sein, und so machten sie nach kurzen Vergleichsversuchen die vor dem Krieg entwickelte einlöSige Einkammerbremse von Westinghouse zu der von ihnen befürworteten. Diese Bremse hatte für das Befahren der Gefälle das Rückhaltventil von der amerikanischen Bremse übernommen. Die Franzosen kümmerten sich zunächst wenig darum, daß dieses

⁸⁾ Kunze, Die Kunze-Knorr-Bremse. Glasers Ann. 1918, Bd. 82, Nr. 977, 78, 81, 83.

Ventil sich als für europäische Verhältnisse gänzlich ungeeignet gezeigt hatte. Im Oktober 1922 sollte auf einer von den Franzosen zusammengerufenen Konferenz der Bahnverwaltungen der Alliierten über die Folgerungen des § 370 des Versailler Diktats diese Bremse als Einheitsbremse vorgeschrieben werden. Doch dies wurde aus dem eigenen Lager heraus verhindert. Der Vertreter der Jugoslawen, Bozic, legte die großen Vorteile der mehrlösigen, unerschöpflichen Bremse für das Befahren langer und schwerer Gefälle dar und wies außerdem auf die Notwendigkeit der Lastabbremmung hin. Bozic schlug dann eine eigene neue mehrlösige Konstruktion vor. Dadurch wurde der Vergewaltigungsversuch der Franzosen zu Fall gebracht, und es wurde nur verlangt, daß die Bremse, die ein Land einführt, mit der französischen Bremse zusammenarbeiten sollte.

In der ersten Zusammenkunft des Internationalen Eisenbahn-Vereins nach dem Weltkrieg, die auch im Oktober 1922 stattfand, wurde dann die Schweiz mit der Ausarbeitung

„Punkt 24 des Art. I der bestehenden Bedingungen, lautend: Die Bremse muß derart beschaffen sein, daß die längsten und stärksten auf Hauptbahnen vorkommenden Gefälle mit voller Sicherheit und mit möglichst geringen Schwankungen der vorgeschriebenen Geschwindigkeit befahren werden können, kann zwar in vollkommen befriedigender Weise wohl kaum anders als durch eine Bremse, die ein stufenweises Lösen gestattet, erfüllt werden; es würde sich aber dennoch empfehlen, die Bedingung, wonach die Bremse stufenweise muß gelöst werden können, ausdrücklich vorzuschreiben, um allfällige Zweifel zu beseitigen und um in dieser wichtigen Frage eine durchaus klare Lage zu schaffen“,

und weiterhin:

„Es geht aus Vorstehendem hervor, daß vorzugsweise die Verwaltungen, welche die Güterzugbremse im praktischen Betriebe erprobt haben, für die höhere Abbremmung der beladenen Wagen eintreten. Dies läßt darauf schließen, daß

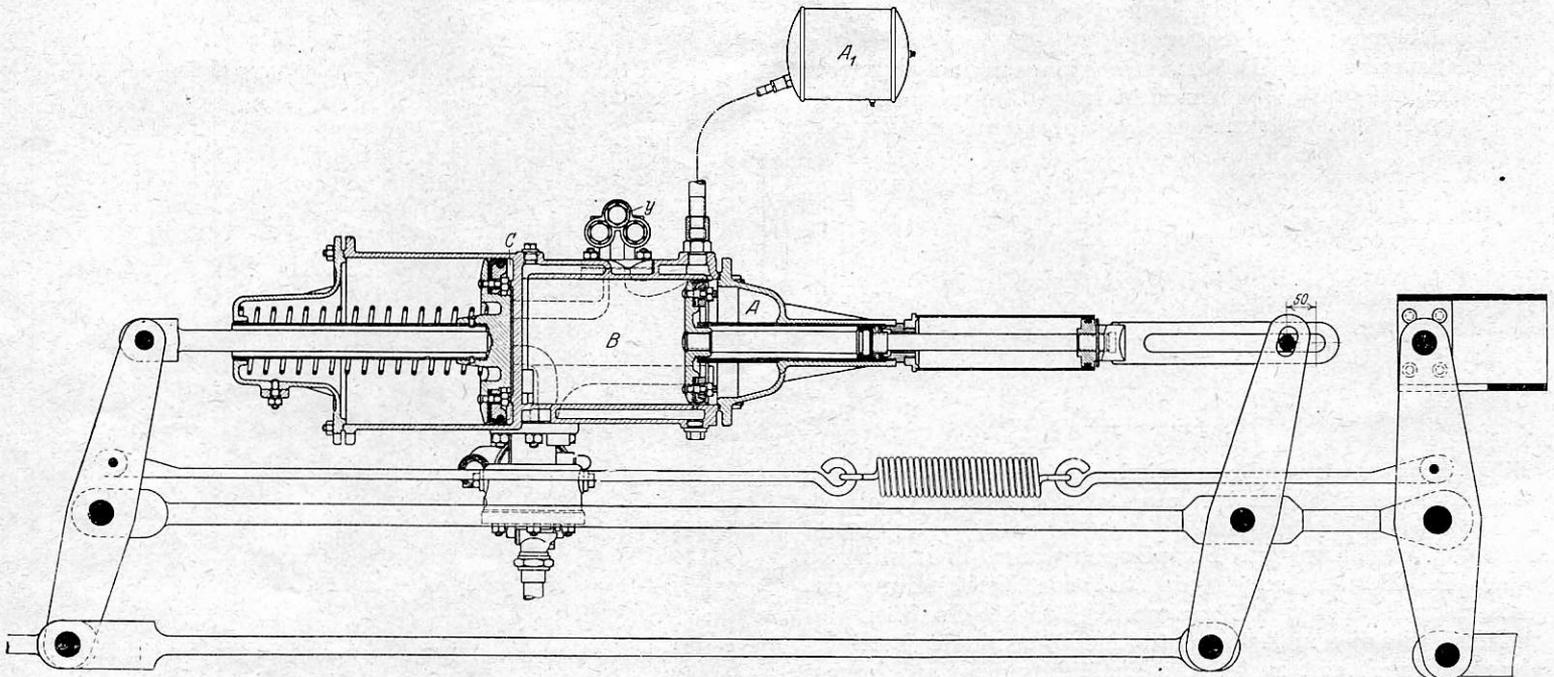


Bild 7. Anordnung der Kunze-Knorr-Bremse für Güterzüge. Kombination von Ein- und Zweikammerbremse.

eines Berichtes über die Güterzugbremsfrage beauftragt. Dieser wurde auf Grund eingehender Befragung der beteiligten Eisenbahn-Verwaltungen ausgearbeitet. In dem Bericht tauchte nun eine dritte mehrlösige, unerschöpfliche Bremse auf, die des Norwegers Drolshammer, mit der die Schweiz Versuche machte.

Als bezeichnend für die Forderungen an eine europäische Güterzugbremse sind in dem Bericht drei Punkte zu beachten:

1. Die Forderung einer mehrlösigen Bremse,
2. die Forderung der Lastabbremmung,
3. die Forderung einer zeitlichen Beeinflussung des Bremsdruckanstiegs, die Stöße und Zerrungen in langen, lose gekoppelten Zügen verhindert.

In dem Lager der Vertreter der mehrlösigen Bremse waren damals Deutschland und Schweden, die eine solche schon einführt, Österreich, Jugoslawien, die Schweiz und die Tschechoslowakei, die sie forderten. Lastabbremmung forderte außer den genannten Staaten auch Ungarn. Beide Forderungen waren besonders mit der Schwierigkeit der Gefälleverhältnisse begründet. So heißt es in dem amtlichen Schweizer Bericht einmal:

die praktischen Erfahrungen die Notwendigkeit dieser Forderung erwiesen haben; sie kann aber auch rechnerisch begründet werden, und zwar nach folgenden Gesichtspunkten...“,

ferner:

„Zusammenfassend kann gesagt werden, daß die höhere Abbremmung der beladenen Wagen folgende Vorteile bietet: Erhöhung des Bremsklotzdruckes auf das für das Befahren steiler Gefälle mit ausschließlich aus schwer beladenen Wagen bestehenden Zügen erforderliche Maß, größere Bremskraft und infolgedessen kürzere Bremswege und Vermehrung der Betriebssicherheit bei gleicher Bremswagenzahl oder Verminderung der zur Erreichung einer bestimmten Bremskraft erforderlichen Bremswagenzahl, günstiger Einfluß auf die Beanspruchung der Zug- und Stoßvorrichtungen beim Bremsen. Die beiden zuletzt genannten Vorteile sind für alle Bahnen wertvoll, da sie nicht nur auf starken Gefällen, sondern auch auf Strecken mit mittleren und kleinen Neigungen in die Erscheinung treten.“

Die Forderung nach Lastabbremmung wurde von den Franzosen bei der Weiterentwicklung ihrer einlösigen Bremse auch berücksichtigt, da sie keine grundsätzlichen Eingriffe in das gewählte System erforderte. Für das Befahren von

Gefällen wurden von Hand einstellbare Drosselbohrungen vorgesehen, durch die das Lösen stark verzögert werden konnte (Bild 8).

Mitte der 20er Jahre wurde dann die KK.-Bremsen und die französische Westinghouse-Bremse dem IEV. in eingehenden Stand- und Fahrversuchen vorgeführt, das Zusammenarbeiten beider Bauarten wurde festgestellt, und es wurden auf Grund dieser Vorführung Bedingungen für Güterzugbremsen aufgestellt, die „33 Bedingungen“⁹⁾, die in Zukunft von neuen Bremsen zu erfüllen waren. In diesen wurde zwar die Lastabbremung, jedoch nicht die Mehrlösigkeit vorgeschrieben. Der französische Einfluß machte sich eben noch stark bemerkbar. Mit der Vorführung dieser beiden Bremsen war eine gewisse Entwicklungsperiode in Europa abgeschlossen.

In Amerika dauerte die Zeit der unumschränkten Herrschaft der einlösigigen Bremse für Güterwagen ungefähr bis 1920. Für Personen- und Schnellzüge hatte man allerdings schon im Jahre 1912 eine mehrlösige Bremse eingeführt, die UC.-Bremsen. Schon daraus geht deutlich hervor, daß man in Amerika die Vorteile des Stufenlösen auch erkannt hatte und die Möglichkeit der Mehrlösigkeit zumindest für wünschenswert hielt.

Anfang der 20er Jahre tauchte dann plötzlich in Amerika eine mehrlösige, unerschöpfliche Güterzugbremse auf, die ASA.-Bremsen (Automatic Straight Air Brake). Einige Bahnen^{10) 11)} machten Versuche damit und hatten gute Erfolge. In den Berichten über diese Versuche wurde besonders die große Sicherheit der mehrlösigen Bremse für das Befahren steiler, langer Gefälle hervorgehoben. Da von zahlreichen Seiten an die Aufsichtsbehörde der amerikanischen Bahnen, die Interstate Commerce Commission, Beschwerden ergangen waren wegen Mängel der bestehenden Bremse, besonders der Unsicherheit beim Befahren von Gefällen, so wurde eine Untersuchung eingeleitet. In diese Untersuchung wurde auch die ASA.-Bremsen einbezogen. Beteiligt an der Untersuchung waren die Interstate Commerce Commission (ICC.), die staatliche Aufsichtsbehörde und die American Railway Association (ARA.), die Spitzenorganisationen der privaten amerikanischen Eisenbahnen.

Interessant ist nun der Bericht der ICC.¹²⁾ über die Untersuchung und die Schlußfolgerungen. Hierin stellt die Aufsichtsbehörde die Überlegenheit der mehrlösigen Bremse über die einlösigigen Bremse für das Befahren von Gefällen eindeutig fest. In den Schlußfolgerungen heißt es:

„Eine Druckluftbremse für Personen- und Güterzüge sollte Mittel vorsehen, durch die der Lokomotivführer das Lösen in Stufen bewirken kann, so daß er den Bremszylinderdruck ebensogut verringern wie auch erhöhen kann, wie es die Umstände erfordern, um die Geschwindigkeit der Züge einigermaßen konstant zu halten. Eine Druckluftbremse für Personen- und Güterzüge sollte das Einhalten und Aufrechterhalten der Bremszylinderdrücke innerhalb bestimmter Grenzen während der Zeit des Bremsens ermöglichen.“

Ferner geht aus dem Bericht hervor, daß sich die Spitzenorganisation der Eisenbahnen zum Teil sogar in unsachlicher

Art feindlich gegen die neue mehrlösige Bremse eingestellt hat. Diese Haltung der Vereinigung der amerikanischen Eisenbahnen läßt sich aus der Tatsache erklären, daß die ICC. als Aufsichtsbehörde das Recht hat, die Einführung von Neuerungen, die sie für die Sicherheit des Eisenbahnverkehrs als notwendig erachtet, den Eisenbahnen kurzerhand vorzuschreiben und einen Termin für die Durchführung der Einführung festzusetzen. Die Eisenbahnen hatten daher das größte Interesse daran, die neue mehrlösige Bremse zu Fall zu bringen, um sich vor den Kosten der Einführung einer neuen Bremse zu schützen. Auch die an den ASA.-Bremsen nichtbeteiligte Bremsenindustrie hatte natürlich kein Interesse an dem Auftauchen eines Neulings und konnte, da sie an der Aufstellung des Versuchsprogramms beteiligt war, ein übriges tun, der neuen Bremse das Leben schwer zu machen. Trotzdem gelangte die unabhängige ICC.-Aufsichtsbehörde zu dem Urteil, daß die Mehrlösigkeit auch für Amerika eine sehr wünschenswerte Eigenschaft sei.

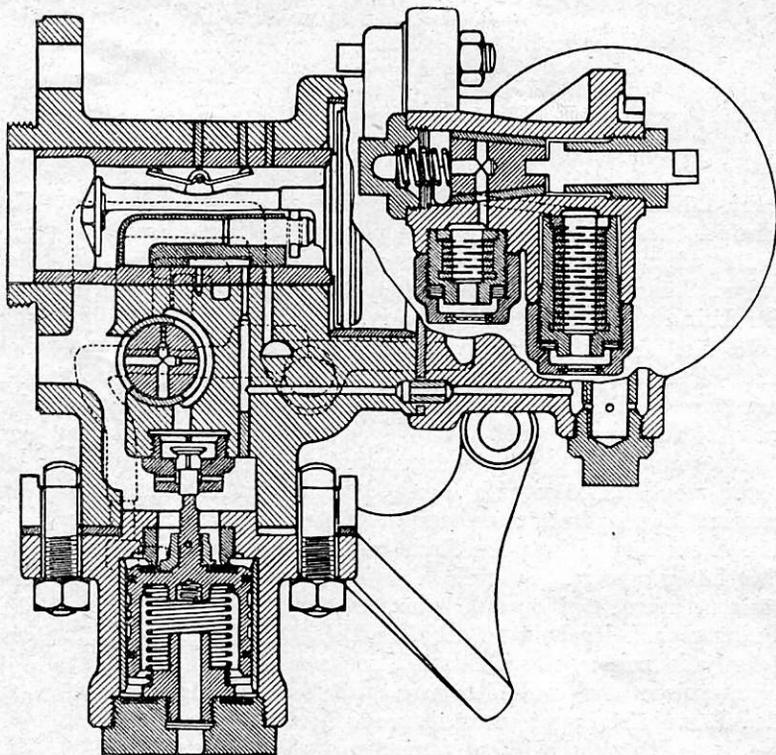


Bild 8. Französisches Güterzugsteuerventil von Westinghouse mit von Hand einstellbarer Lösedrosselung für die Gefällefahrt.

Zum Studium der Bremsfrage wurde nun eine eingehende Untersuchung durch die private ARA. und die staatliche ICC. eingeleitet. Ausgedehnte Prüfstands- und Fahrversuche wurden Ende der 20er Jahre in der Universität Perdue und in Oregon gemacht, und zwar mit verschiedenen Bremsensystemen, unter denen sich auch die ASA.-Bremsen befand. Während man sich bei Beginn der Perdue-Versuche noch auf die Untersuchung des 100-Wagenzuges beschränkte, wurde im Laufe der Zeit die Forderung laut, man solle die Bremse für Züge von 150 Wagen verwendbar machen. Diese Züge von über 2 km Länge, bei denen auch erhebliche Undichtigkeiten der Bremsapparate als betrieblich zulässig gefordert wurden, stellten die mehrlösige ASA.-Bremsen und die inzwischen von Westinghouse für die Versuche entwickelte mehrlösige FC.5-Bremsen vor eine Aufgabe, die auch bis jetzt noch von keiner mehrlösigen Bremse bewältigt worden ist. Das Stufenlösen wird bei langen Zügen schwierig, weil ja die ganze Luft, die beim Bremsen aus den Behältern verbraucht worden ist, beim Lösen über das Führerventil ersetzt werden

⁹⁾ IEV. Sammlung der Entscheidungen B 1.

¹⁰⁾ D. and S. L. Presents Difficult Operating Problem, Railway Review, Vol. 66, No. 12, 1921.

¹¹⁾ Successful Test of the Automatic Straight Air Brake on the Norfolk & Western Railway. — Railway & Locomotive Engineering, Vol. 34, No. 4, 1921.

¹²⁾ Interstate Commerce Commission, No. 13528. „Investigation of Power Brakes and Appliances for Operating Power-Brake Systems“, 18. Juli 1924.

muß. Außerdem müssen die durch Undichtheiten von Behältern und Leitungen verlorengelassenen Luftmengen nachgespeist werden. Ist die Bremse nachspeisend, d. h. ersetzt sie automatisch die Undichtheiten der Bremszylinder, so müssen die Undichtheiten der Bremszylinder auch während des Lösevorganges nachgespeist werden. Das bedeutet, daß

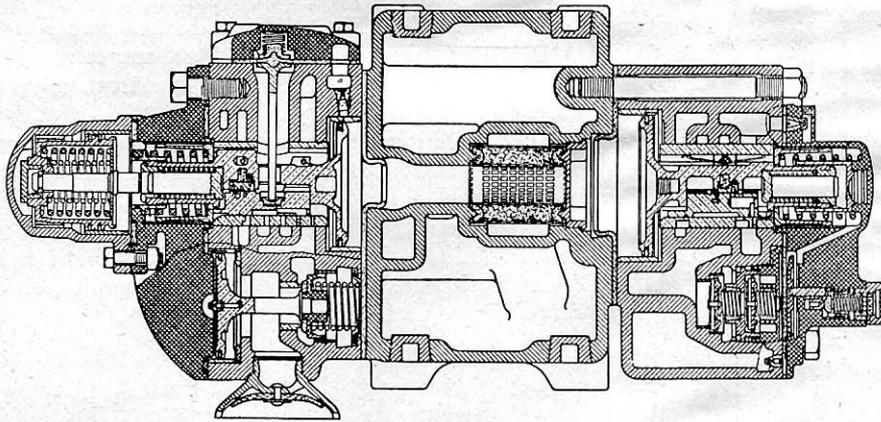


Bild 9. Amerikanisches Güterzugsteuerventil AB von Westinghouse mit Betriebsbremsventil und Schnellbremsventil.

beim Lösen eine vielfach größere Menge von Luft durch die Hauptluftleitung gefördert werden muß als beim Bremsen. Während man beim Bremsen durch örtliches Entlüften an jedem Steuerventil die Übertragung der Steuervorgänge in der Leitung gut unterstützen kann, sind für das Lösen ähnliche Mittel weit weniger wirksam. Das Führerventil muß alles allein leisten, und die Kapazität des Führerventils und der Hauptluftleitung ist beschränkt; so ist es bei einem Zuge von 150 schweren vierachsigen Wagen mit seinem ungeheuren Luftverbrauch mit den jetzigen Methoden eben gar nicht mehr möglich, Lösestufen durch den ganzen Zug zu übertragen. Man ist froh, wenn man das Lösen überhaupt von der Spitze des Zuges bis an das Ende bekommt. Jedes Verfeinern des Lösevorganges dadurch, daß man, wie das bei mehrlösigen, unerschöpflichen Bremsen geschieht, das Lösen vom Füllungsgrad der Leitung oder der Behälter abhängig macht oder jede zusätzliche Luftentnahme aus der Leitung zum Nachspeisen der Undichtheiten muß bei so langen Zügen das Lösen überhaupt unmöglich machen. Daher versagten in dieser Hinsicht bei den Versuchen in Perdue und Oregon die mehrlösigen Bremsen ASA und FC.5 lediglich wegen der abnormen Zuglängen, und es erfolgte in Amerika die endgültige Abkehr von der mehrlösigen Bremse für Güterzüge. Man verließ sie, nicht weil man das Stufenlösen als überflüssig erkannt hätte, sondern weil man es mit den vorhandenen Mitteln nicht erreichen konnte. Man begnügte sich also aus Not mit der einlösigen Bremse und nahm für die Gefällefahrten die komplizierte Bedienung mit der Kreisemethode und das vorherige Einstellen der Rückhaltventile von Hand in Kauf. Im übrigen begünstigten, wie schon gesagt, die amerikanischen Gefälleverhältnisse diese Betriebsweise.

Als Resultat dieser Entwicklung erschien die AB.-Bremse von Westinghouse auf dem Markt, die eine einlösige Bremse ist und die mit großer Sorgfalt für das Fahren ganz langer Züge durchgebildet ist. Die verschiedenen Gesichtspunkte für die Entwicklung der AB.-Bremse (Bild 9) sollen im folgenden kurz erläutert werden.

Der Bremsvorgang wird durch nachstehende Eigenschaften charakterisiert:

Während der Betriebsbremsung wird schon durch den Abstufungsschieber, also bei der ersten Bewegung des Steuer-

kolbens, die Hauptbremsleitung mit einer Übertragungskammer in Verbindung gesetzt und dadurch die Fortpflanzung der Betriebsbremsung sehr stark beschleunigt. Das unerwünschte Rücksteuern und Lösen am Anfang des Zuges, verursacht durch die Druckwelle, die beim Abschließen des Ausgleichventils am Führerventil entsteht, wird dadurch verhindert, daß der Hauptschieber in Bremsstellung die Leitung solange in den Bremszylinder entlüftet, bis in diesem ein bestimmter Druck entsteht.

Das Schnellbremsventil ist von dem Betriebsbremssteuerventil vollständig getrennt. Dadurch werden die unerwünschten Schnellbremsungen, ein vielgetadelter Fehler des K.-Ventils, vermieden. Weiter wird erreicht, daß man auch bei vorausgegangener beliebig hoher Betriebsbremsung noch eine Schnellbremsung machen kann, die sich durch den ganzen Zug fortpflanzt. Die erreichte Durchschlagsgeschwindigkeit ist sehr hoch (ungefähr 280 m/sec).

Bei Schnellbremsungen wird dem Druckanstieg im Bremszylinder — im Gegensatz zu den früheren amerikanischen Güterzugbremsen — ein bestimmter verzögerter Verlauf vorgeschrieben, da die langen Züge, selbst bei den starken

Kupplungen, einen beliebig schnellen Bremsdruckanstieg doch nicht zulassen. Im Gegensatz zur europäischen Praxis erfolgt die Steuerung aber nicht zweistufig, sondern dreistufig. Nach einem ersten schnellen Druckanstieg, der dem europäischen Mindestdruck entspricht, erfolgt ein langsamerer, der schließlich wieder durch einen schnelleren abgeschlossen wird. Bei den Versuchen in Oregon mit der Vorgängerin der AB.-Bremse, der FC.3-Bremse, und bei den späteren Vorführungsversuchen in Pennsylvanien im Jahre 1933 stellte sich heraus, daß man bei den amerikanischen Kupplungsverhältnissen und den vorgesehenen höchstzulässigen Stoßwerten nach einem ersten Druckanstieg im Bremszylinder von ungefähr 1 kg/cm² den Druck in weiteren 8 Sek. auf den vollen Druck steigen lassen kann¹³⁾. Die dritte Stufe spielt dabei, wie man aus dem Diagramm (Bild 10) ersieht, kaum noch eine Rolle und könnte wegfallen, so daß man einen Druckanstieg,

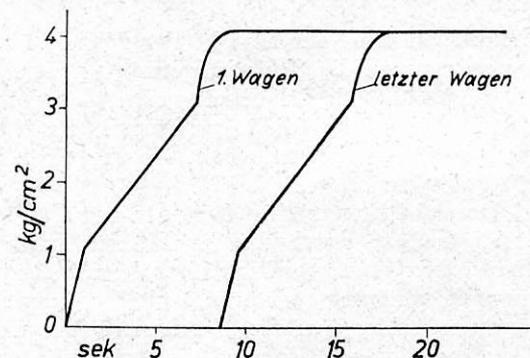


Bild 10. Entwicklung des Druckes im Bremszylinder der AB.-Bremse bei einer Schnellbremsung.

ähnlich dem europäischen, nur mit wesentlich schnellerer Druckentwicklung in der zweiten Periode erhielt. Begünstigt wird dieser Anstieg durch die große Durchschlagsgeschwindigkeit von 280 m/sec., die man durch die besonderen Beschleuniger erhält.

Die Hilfsmittel, die bei der AB.-Bremse zur Ermöglichung und Beschleunigung des LöSENS angewandt werden, sind für die Schwierigkeiten an langen Zügen kennzeichnend. Ist

¹³⁾ „Railway Mechanical Engineer“, Oktober 1933, S. 347.

bei etwas schwergängigem Steuerschieber der sich beim Füllen am Ende des Zuges aufbauende Steuerdruck auf der Leitungsseite des Steuerkolbens nicht stark genug, den Schieber in die Lösestellung zu bewegen, so öffnet sich ein besonderes Membranventil, das Luft aus dem Hilfsbehälter ins Freie abläßt, bis das Ventil umsteuert. Dadurch wird das Lösen auch am letzten Wagen des Zuges sichergestellt.

Da bei Schnellbremsungen die Leitung vollständig ins Freie entlüftet wird, so ist beim nachfolgenden Lösen der Wiederaufbau des Leitungsdruckes nicht leicht zu bewerkstelligen. Um ihn zu beschleunigen, verbindet das Schnellbremsventil, wenn es in Lösestellung gegangen ist, den Bremszylinder und Hilfsbehälter mit der Hauptbremsleitung, so daß sich diese Räume ausgleichen können. Dadurch wird die erste Füllung vom Führerventil her unterstützt. In Lösestellung des Steuerventils wird nach Betriebsbremsungen der Notbremsbehälter zur Füllung des Hilfsluftbehälters herangezogen. Im übrigen hat das Steuerventil die vom K.-Ventil her schon bekannte verzögerte Füllstellung. Man sieht also, daß man mit zahlreichen Mitteln versucht hat, die Hauptbremsleitung beim Füllvorgang zu entlasten.

Für die Gefällefahrt ist bei der AB.-Bremse das bekannte handbetätigte Rückhaltventil vorgesehen. Für Lastabbremmung besteht eine Sonderbauart der AB.-Bremse, die bei schwierigen Lastverhältnissen verwandt werden kann.

Die AB.-Bremse von Westinghouse bildet das letzte Glied in der amerikanischen Entwicklung. Sie ist entsprechend den anfangs geschilderten Bedingungen entstanden als eine sorgfältig durchgebildete, den modernsten Anforderungen entsprechende Bremse für ein Land mit außerordentlich langen Zügen und im allgemeinen einfachen Gefälleverhältnissen. 1933 wurde die Bremse durch Erklärung zum „ARA.-Standard“ zur allgemeinen Einführung vorgeschrieben¹⁴⁾. Die Tatsache, daß dabei Lastabbremmung nicht verlangt wurde, ist ein deutlicher Hinweis auf die einfachen Gefälleverhältnisse der Vereinigten Staaten. Bis 1945 sollen alle Güterwagen mit AB.-Bremse ausgerüstet sein. Die amerikanischen Eisenbahnen stehen damit vor einem gewaltigen Programm, wenn man bedenkt, daß man mit mindestens zwei Millionen Güterwagen in den Vereinigten Staaten rechnen muß.

Wir kehren nun wieder zur Entwicklung in Europa zurück. Dort waren nach der Einführung der mehrlössigen KK.-Bremse und der einlössigen französischen Westinghouse-Bremse neue Bremsen mehr in den Vordergrund getreten, deren Kennzeichen ideale Stufenlösbarkeit und volle Unererschöpflichkeit waren, die Drolshammer-Bremse und die Bozic-Bremse. Beide Bremsen beruhten auf dem sogenannten Dreidruckprinzip. Im Gegensatz zum Zweidruckprinzip der einlössigen Bremse, bei dem sich der Hauptleitungs- und der Hilfsbehälterdruck steuernd gegenüberstehen, wird bei Dreidruckbremsen der Bremszylinder zur Steuerung herangezogen und dadurch eine feste Abhängigkeit des Bremszylinderdruckes vom Druck in der Hauptleitung und damit vom Füllzustand der Bremse gewährleistet.

Zwei Länder, die besonders schwere Gefälleverhältnisse haben, beantragten die Annahme dieser Bremsen zum internationalen Verkehr beim IEV., die Schweiz und Jugoslawien. Die Mängel der beiden neuen Bremsen bestanden aber in einer schlechten Durchschlagsgeschwindigkeit und in schlechten Lösezeiten. Beim reinen Dreidruckventil hat man die Wahl zwischen schlechten Lösezeiten oder einer schlechten Durchschlagsgeschwindigkeit. Will man beide Werte erträglich haben, so muß man einen Kompromiß machen, damit die Durchschlagsgeschwindigkeit und die Lösezeiten noch an der Grenze des Erträglichen liegen.

Mit dem Auftreten der Drolshammer- und Bozic-Bremse setzte eine lebhafte Entwicklung auf dem Gebiet der mehrlössigen Bremsen ein, da die Forderung nach Mehrlösbarkeit und Unererschöpflichkeit sich mehr und mehr bei den europäischen Fachleuten durchsetzte. An reinen Dreidruckbremsen entstanden noch die Lipkowsky-Bremse in Polen und die Kasanzeff-Bremse in Rußland. Die Lipkowsky-Bremse konnte sich allerdings nirgends durchsetzen.

1927 wurde in Deutschland die Hildebrand-Knorr-Bremse^{15) 16)} als erste europäische Kombination des Zweidruck- und Dreidruckprinzips entwickelt und die Mängel des reinen Zweidruckprinzips dadurch beseitigt. In Amerika

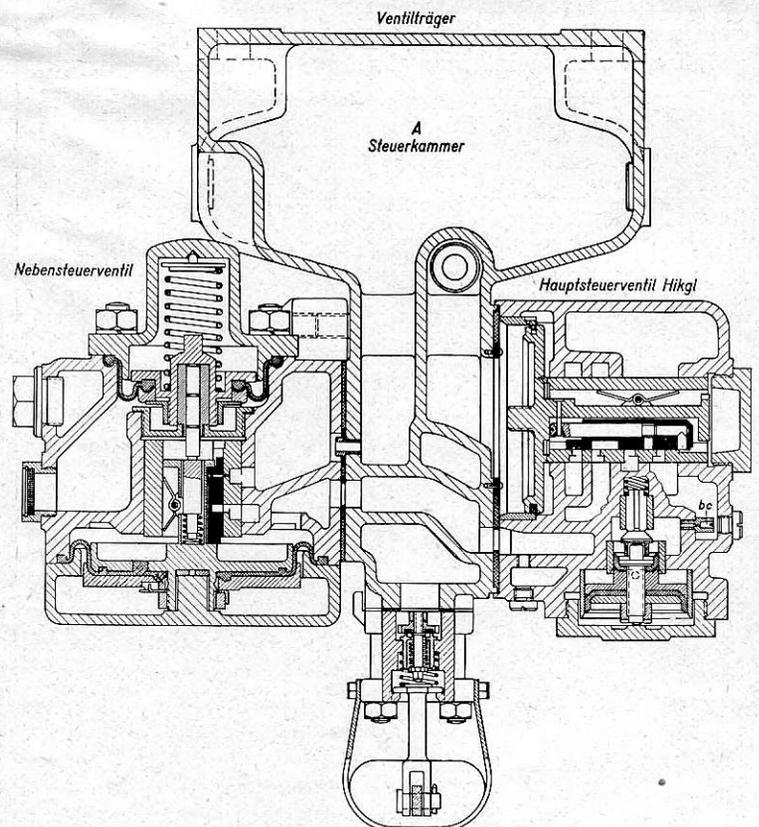


Bild 11. Güterzugsteuerventil der Hildebrand-Knorr-Bremse. Kombination von Dreidruck- und Zweidruckventil.

war schon etwas früher die bereits erwähnte ASA.- und FC.5-Bremse auf ähnlicher Basis entstanden. Doch waren diese Bremsen aus den genannten Gründen nicht aus dem Versuchszustand herausgekommen und blieben deshalb unbekannt. Die Hik.-Bremse (Bild 11) wurde auf Grund der Erfahrungen über die Erfordernisse für eine europäische Güterzugbremse durchgebildet. 1931 wurde sie vom IEV. geprüft und zum internationalen Verkehr zugelassen. Die besonderen Kennzeichen der Hik.-Bremse gegenüber den mehrlössigen Vorläufern sind hohe Durchschlagsgeschwindigkeit und kurze Lösezeiten, auch bei den längsten europäischen Zügen.

Das Hik.-Prinzip machte Schule. Als Kombination von Zwei- und Dreidruckbremse wurde in Rußland die Matrossoff-Bremse entwickelt, für Italien entwarf Westinghouse die an die amerikanische FC.5-Bremse angelehnte LGM.-Bremse. Es war jedoch in Italien inzwischen eine rein italienische Konstruktion, die Breda-Bremse entstanden, die 1934 inter-

¹⁵⁾ Dr. W. Hildebrand: Eine neue Druckluftbremse für Güterzüge, Personen- und Schnellzüge, Glasers Ann., März 1931.

¹⁶⁾ Dr. W. Hildebrand: Die Entwicklung der selbsttätigen Einkammer-Druckluftbremse bei den europäischen Vollbahnen, Ergänzungsband, Berlin 1939.

¹⁴⁾ Masters Car Builders Cyclopedia 1937, S. 1067.

national zugelassen wurde. In dem damaligen Österreich entstand schließlich die Hardy-Bremse, eine nur scheinbar reine Dreidruckbremse, da das Steuerventil in der ersten Phase des Bremsens als Zweidruckventil wirkt und also eigentlich auch eine Kombination von Zwei- und Dreidruckventil darstellt.

Über die jetzige Verbreitung der verschiedenen Bremsen in Europa ist folgendes zu sagen:

Die einlösig französische Güterzugbremse, die nach der Vorführung von 1926 in Frankreich und Belgien eingeführt worden war, wurde in der Folgezeit noch von zwei Staaten, von Litauen und Polen, gewählt. Nach dem Anschluß an die Verkehrsnetze von Ländern mit mehrlössigen Bremsen, werden sich diese allerdings wohl auch in Polen und Litauen einführen. Sonst ging man durchweg bei Neueinführungen zur mehrlössigen Bremse über. Die KK.-Bremse wurde in

nicht erforderlich ist und die ganz besondere Ansprüche an den Lokführer stellt. Es erscheint daher an der Zeit, die Bedingungen des IEV. zu ändern und die Mehrlössigkeit endgültig zu fordern. Es heißt zwar schon in dem Schweizer Bericht von 1924, daß man die geforderte Bedingung des sicheren Befahrens von Gefällen mit gleichbleibender Geschwindigkeit „in vollkommen befriedigender Weise wohl kaum anders als durch eine Bremse, die ein stufenweises Lösen gestattet“ erfüllen kann. Doch sollte man die Bedingung noch eindeutiger fassen.

Wir sind nun am vorläufigen Ende der Entwicklung der Güterzugbremse in den beiden großen Verkehrsgebieten angelangt. In Amerika wird die AB.-Bremse eingeführt. Sie bietet für amerikanische Verhältnisse die besten Möglichkeiten für die Handhabung ganz langer Züge. Den Verzicht auf die Mehrlössigkeit hat man in Kauf genommen. Da ein

weiteres Anwachsen der Zuglänge in größerem Maße wohl auch in Amerika nicht zu erwarten ist, kann man damit rechnen, daß die Entwicklung dort wirklich für längere Zeit abgeschlossen ist.

Auch in Europa ist man mit der überwiegenden Einführung der mehrlössigen Bremse zu einem gewissen Abschluß gelangt.

Man könnte nun fragen, ob diese Entscheidung der europäischen Entwicklung nicht eine gewisse Fessel auferlegt, da sie die Zuglänge zu begrenzen scheint. Dazu ist zu sagen, daß Europa zu den amerikanischen Zuglängen aus den anfangs genannten Gründen wohl nie kommen wird. Diese Gründe treffen übrigens nicht nur für Europa, sondern auch für zahlreiche außereuropäische abgeschlossene Verkehrsgebiete zu. Im übrigen ist aber die stufenlösende, unerschöpfliche Bremse bei den jetzigen Zuglängen Europas noch lange nicht an ihrer Grenze angelangt,

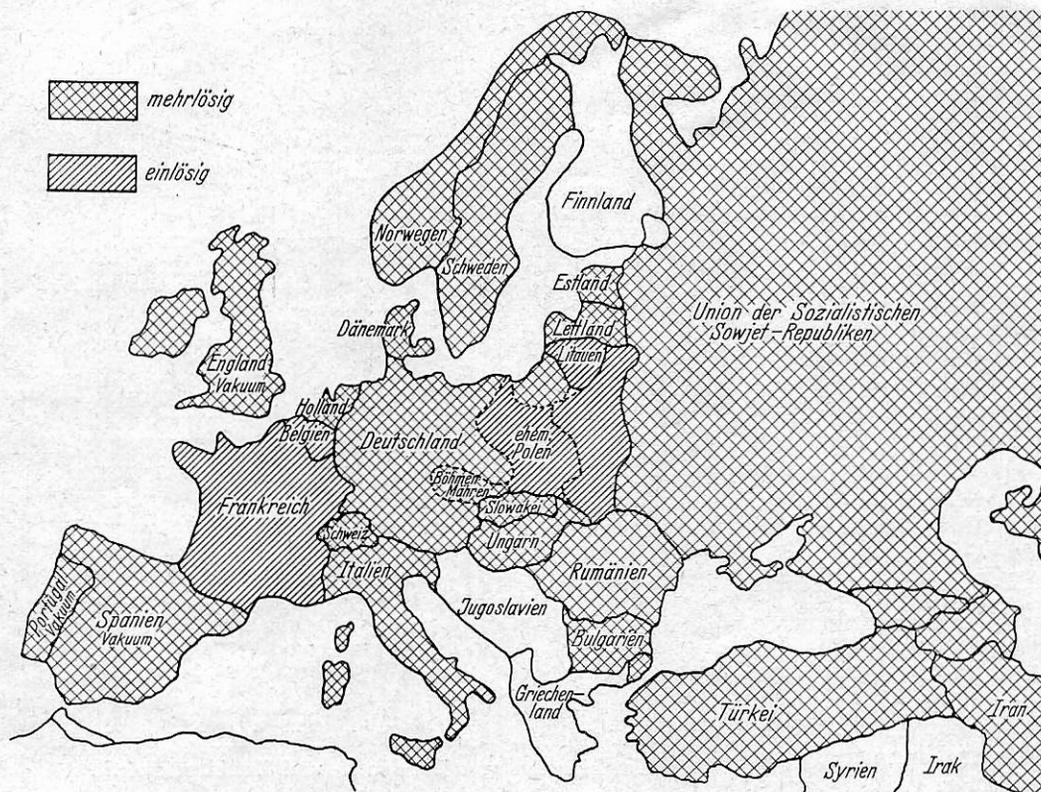


Bild 12. Verteilung der Bremssysteme in Europa.

Deutschland, Schweden, Holland, Ungarn und in der Türkei eingeführt. Als die Hik-Bremse auftauchte, wurde sie für Neueinführungen in Dänemark, Norwegen, Rumänien, Bulgarien, Estland, Lettland und Iran gewählt und für neue Wagen wird sie in Deutschland, Schweden, Ungarn und der Türkei eingebaut. Die Schweiz hatte die Drolshammer-Bremse eingeführt und die ehemalige Tschechoslowakei die Bozic-Bremse. Rußland hat in großem Maße die Matrosoff-Bremse eingebaut, und Italien ist dabei, die Breda-Bremse einzuführen. Man kann also sagen, daß sich der bei weitem größte Teil Europas der mehrlössigen Bremse zugewandt hat. Bild 12 zeigt die geographische Verteilung der mehrlössigen gegenüber der einlösig Bremsen. Die mehrlössige Bremse entspricht eben besser den besonderen Verkehrs- und Betriebsverhältnissen des europäischen Kontinents. Die einlösig Bremsen zwingen die Länder, denen die Handhabung der mehrlössigen Bremse zur Gewohnheit geworden ist, die Übergangswagen mit einlösig Bremsen beim Wechsel von Ebene auf Gefälle von Hand umzustellen und bei Vorhandensein vieler einlösig Wagen in einem Zug die Kreismethode für das Gefällebremsen anzuwenden, die bei mehrlössigen Bremsen

Zuggewichte, die um 50% über den jetzigen liegen, lassen sich bequem bewältigen. Bei der Wahl bremsstechnisch guter Drehgestellkonstruktionen können auch noch schwerere Züge mit vierachsigen Wagen beherrscht werden.

Eine große Rolle bei der Steuerung mehrlössiger Bremsen spielt, wie schon gesagt, das Führerbremsventil. Führerbremsventile der bisherigen allgemein üblichen Bauart, die vom Dreiweghahn abgeleitet ist, sind für mehrlössige Bremsen schlecht geeignet. Diese Bremsen verlangen Führerventile, bei denen jeder Stellung des Führerhebels ein bestimmter Leitungsdruck entspricht, der selbsttätig eingestellt und aufrecht erhalten wird. Ein gesteuerter Füllvorgang ist gleichfalls sehr nützlich, wenn nicht notwendig⁴⁾.

Maßnahmen zur Verringerung des Luftverbrauchs und zur Verbesserung der Luftbeschaffung sind noch denkbar, die den Verwendungsbereich der mehrlössigen Bremse sehr erweitern können. Die Verwendung von selbsttätigen Bremsgestängestellern, die den Hub des Bremskolbens konstant halten, ist ein wichtiges Mittel zur Verringerung des Luftverbrauchs, und sie ist bei europäischen Bremsen schon fast allgemein üblich.

Vergegenwärtigt man sich noch einmal die Vorteile der mehrlössigen Bremse gegenüber den einlössigen, die besonders in der hervorragenden Sicherheit und der leichten Bedienung

bestehen, so erscheint die Fortbildung dieser Bremsen auch für ganz lange „amerikanische“ Züge wohl lohnend.

Bücherschau.

Deutscher Reichsbahn-Kalender 1941. Herausgegeben vom Pressedienst des Reichsverkehrsministeriums. Verlag: Konkordia-Verlag Reinhold Rudolph, Leipzig. Preis 3.40 *R.M.*

Der bewährte Kalender hat sich trotz dem Kriege pünktlich wieder eingestellt, ja er erscheint diesmal sogar in erweitertem Umfang. Er steht in seinem 15. Jahre unter einem stolzen Losungswort: Die großdeutsche Aufgabe der Reichsbahn! Weiter spiegelt sich das große Geschehen unserer Zeit in einem Abschnitt „Reichsbahn und Wehrmacht“. Und vertraute Klänge fühlen wir wieder in den Abschnitten „Reichsbahn und Landschaft, die Eisenbahner und ihre Reichsbahn, aus der Geschichte der deutschen Eisenbahnen“. Seinen unzähligen Freunden ist der Kalender eine liebevolle Festgabe zum Jahreswechsel, ein anregender Begleiter durch das ganze Jahr.

Dr. Bl.

Der Deutsche Verkehrs-Kalender 1941. Schriftwaltung des „Deutschen Verkehrs-Kalenders“ und Konkordia-Verlag, Leipzig. Preis 2.80 *R.M.*

Schlank und rank, dabei umfassend läßt der Kalender eine Sinfonie des gesamten Verkehrslebens in ihrem machtvollen Zusammenwirken erklingen. Vom brandenden Großstadtverkehr bis zum Idyll an einem stillen Wasserwege, von der kühnen, dem Hochgebirg abgetrotzten Alpenstraße bis zur Einsamkeit des Flugzeuges hoch über dem Wolkenmeer führt uns seine Bilderfolge, die Taten der Kriegseisenbahner sind in wuchtigen Bildern dargestellt. Die Eisenbahnen, die Reichsautobahnen, der sonstige Straßenverkehr, die Binnenschifffahrt und die Seeschifffahrt, endlich der Luftverkehr treten in ihrer Eigenart vor unser Auge, geeint durch ihren gemeinsamen Dienst am Volksganzen. Fürwahr ein schönes und erhebendes, wohl abgestimmtes Gesamtbild!

Dr. Bl.

Statische Tabellen. Amtliche Vorschriften, Belastungsangaben und Formeln zur Aufstellung von Berechnungen für Baukonstruktionen. Herausgegeben von Franz Boerner, Berat. Ingenieur und Prüflingenieur für Statik. Zwölfte, nach den neuesten Bestimmungen ungearbeitete Auflage. 460 Seiten und 510 Textabbildungen. Berlin 1940. Verlag Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis geh. 10.— *R.M.*

Seit dem Erscheinen der elften Auflage (1936) sind viele amtliche Bestimmungen und Vorschriften des Hochbaues, bedingt durch den Fortschritt der Technik und Wissenschaft, wiederum geändert worden. Neue Vorschriften sind hinzugekommen. In neuer Fassung erschienen: die DIN 1050 bis 1053; 1055, Bl. 4 u. 5; die DIN 120; die VDE 0210. Hinzugekommen sind: DIN 4112; Schutzraumbestimmungen; Tribünenbauten. Alle zur Zeit für die Belastung und Berechnung der Baukonstruktionen in Stein, Holz oder Stahl gültigen Vorschriften, einschließlich der Sonderbestimmungen für Schutzräume, fliegende Bauten, Tribünenbauten, Laufkrane, freistehende Schornsteine, Fördergerüste und Maste sind in der zwölften Auflage der Statischen Tabellen im Wortlaut wiedergegeben. Die vier Abschnitte: „Mathematische Tabellen und Formeln; Angaben aus der Festigkeitslehre und Statik; Gewichts- und Belastungsangaben; Profiltabellen für den Stahlbau“ sind im wesentlichen gleich geblieben, wobei jedoch auch hier Verbesserungsvorschläge berücksichtigt worden sind. Der Ingenieur, der Baukonstruktionen zu entwerfen, zu berechnen oder zu prüfen hat, findet in den Bornerschen Statischen Tabellen ein Handbuch vor, das er, wenn einmal benutzt, nie wieder entbehren mag.

Eckner.

Reichsbahnweichen und Reichsbahnbogenweichen. Von Prof. Hartmann, Reichsbahndirektor in Berlin. Berlin 1940, Verlag Otto Elsner. 175 Seiten mit 122 Textabbildungen und 8 Tafeln. Preis geb. 6.40 *R.M.*

Der Verfasser hat in langjähriger Arbeit den einheitlichen, systematischen Aufbau der Reichsbahnweichen in leitender Stellung durchgeführt. Das vorliegende Buch ist ein schönes Bild dieser verdienstlichen Arbeit, die bleibende Werte geschaffen hat. In sieben Abschnitten führt uns das Buch in das weite Arbeitsfeld ein: Geometrische Anlage der geraden Weichen; Bogenweichen, Bogenkreuzungen und Bogenkreuzungsweichen;

Einzelheiten der baulichen Durchbildung; Weichenverbindungen und -Anschlüsse; Verwendung der Reichsbahnweichen; Einrechnung der Reichsbahnbogenweichen in Gleise und Gleisverbindungen; Berechnung der Schwellenteilung. Der Leser wandelt also an der Hand des Verfassers den Weg von der Stille des Rechen- und Entwurfsbüros in die dröhnende Weichenwerkstatt und weiter mitten in den Betrieb auf die Einbaustelle. Die leitenden Gedanken für die nunmehr abgeschlossene Riesenarbeit waren: Rücksicht auf die Steigerung der Radlasten und der Fahrgeschwindigkeit, Anpassung an die Linienführung und schließlich als wirtschaftliche Forderung die einheitliche Beschaffung und Bewirtschaftung. Wieviel Wissenschaft in das Buch Eingang gefunden hat, läßt sich dabei nur ahnen. Deutlich aber klingen die grundlegenden Arbeiten von Dr.-Ing. Vogel, dem Direktor der Gesellschaft für Oberbauforschung an, ebenso die Lehren Höfers.

Es wird in der Welt kaum noch eine Eisenbahnverwaltung geben, die über ein so einheitliches, bis in die letzte Einzelheit hinein vollendetes System der Weichen verfügt. So gesehen ist das Buch schlechthin richtungweisend. Daß es der Verfasser außerdem verstanden hat, dem Lehrenden und dem Lernenden, dem Entwerfenden und dem Fertigungsingenieur wie auch dem Streckeningenieur eine feste Stütze an die Hand zu geben, dafür gebührt ihm der besondere Dank der Fachwelt.

Dr. Bl.

Technische Mitteilungen Krupp, Forschungsberichte, herausgegeben von Ed. Houdremont. Verlag Fried. Krupp A. G., Essen. Kruppstr. 50. Heft 14/1940: Biegewechselversuche und metallographische Untersuchungen an geschweißten Dünnblechen aus Stählen höherer Festigkeit. Von R. Mailänder, W. Szubinski und H. J. Wiester. 22 Seiten.

„Stählen höherer Festigkeit bei schwachen Abmessungen kommt im Rahmen des großen Anwendungsgebietes von Stahl dort eine ausschlaggebende Bedeutung zu, wo aus bestimmten Gründen an die Bauteile die Forderung größter Festigkeit und Sicherheit bei gleichzeitig niedrigstem Gewicht gestellt wird.“ Die Forderung eines möglichst niedrigen Gewichtes ist auch mitbestimmend für die Anwendung der Schweißung an Stelle des Nietens oder Verschraubens. In der durch die Schweißhitze beeinflussten Zone bilden sich unter gewissen Umständen interkristalline Risse aus. Diese Frage der „Schweißrisikosität“ kann in der Hauptsache als gelöst betrachtet werden. Dagegen werden bisher die Biegewechselfestigkeitswerte von unlegierten und niedriglegierten geschweißten Stählen stark voneinander abweichend angegeben. Die Verfasser untersuchen Bleche von 1,0 bis 3,0 mm Stärke aus Kohlenstoffstahl mit 0,3 und 0,56% C, aus Cr-Mo-Stahl, aus einem normalen Mn-Stahl mit 0,38% C und aus den niedrig gekohlten Mn-Stählen Izett 50 und Izett 70 in Hinsicht auf Schweißempfindlichkeit, Härte, Gefügeeigenschaften und Biegewechselfestigkeit. Der Cr-Mo-Stahl und die Izett-Stähle erwiesen sich als schweißunempfindlich. Die Planbiegeproben wurden mit belassener und mit abgeschliffener Schweißraupe durchgeführt. Bei belassener Raupe zeigt sich hinsichtlich der Biegewechselfestigkeit kein Unterschied zwischen autogen- und arcatomgeschweißten Blechen. Diese beträgt im Mittel der sieben Stahlsorten von durchschnittlich 66,7 kg/mm² Zugfestigkeit 24,7 kg/mm² bei Blechen von 1,2 mm Sollstärke und 21,35 kg/mm² bei Blechen von 2,5 mm Sollstärke. Durch das Abschleifen der Raupe stieg die Biegewechselfestigkeit bei Autogenschweißung auf 41 kg/mm² bzw. 28,7 kg/mm² und bei Arcatomschweißung auf 34 kg/mm² bzw. 25,7 kg/mm². Für die Cr-Mo-Stähle und die Mn-(Izett)Stähle mit etwa 54 bis 80 kg/mm² Zugfestigkeit können im geschweißten Zustand bei einer Blechstärke von 1,8 mm Biegewechselfestigkeitswerten von 22 bis 25 kg/mm² angenommen werden. Diese Werte liegen bei geringerer Blechstärke noch etwas höher, bei größeren Blechstärken dagegen niedriger. Durch nachträgliches Abarbeiten der Schweißraupe lassen sich, soweit die durch das Abschleifen bedingte Querschnittsverringeringung zulässig ist, ganz beträchtliche Erhöhungen der Wechselfestigkeit erzielen. Von jeder Möglichkeit die Abkühlungsgeschwindigkeiten zu verringern, muß unbedingt und

sorgfältig Gebrauch gemacht werden um als unerwünscht anzusehende höhere Härtewerte in der Übergangszone zu vermeiden.
Schn.

Berichte des Deutschen Ausschusses für Stahlbau. Heft 10. Bierett, Untersuchungen zur Ermittlung günstiger Herstellungsbedingungen für die Baustellenstöße geschweißter Brückenträger.

Bei den großen Brückenträgern der Reichsbahn und der Reichsautobahnen wurde von 1936 an der Stumpfstoß immer mehr bevorzugt. Einwandfreies Herstellen der Schweißnähte auf der Baustelle und ihre Prüfung waren durch die Bemühungen der Stahlbauwerke und der DRB. gewährleistet. Es blieben noch die Schwierigkeiten zu überwinden, die sich der Herstellung des Universalstumpfstoßes bei großen Abmessungen auf der Baustelle entgegenstellen, und dafür die zweckmäßigsten Arbeitsbedingungen zu gewinnen und weiterzuentwickeln. Für die besonders zu beachtenden Schweißspannungen sind im wesentlichen maßgebend die Montagebedingungen (freie Dehnlängen und Art der Spannvorrichtungen), die Schweißfolge zwischen Steg- und Gurtnähten, für die Stegblechnaht der Schweißweg und für die dicken Gurtnähte außerdem einige Einflüsse auf die Verkrümmung, wie die Wirkung von Zwischenabkühlungen, Hämmern und Nahtform. Die Untersuchungen wurden im Auftrage der Reichsbahnhauptverwaltung und der Direktion der Reichsautobahnen in den Jahren 1936/38 an acht großen Brücken der Reichsautobahnen durchgeführt. Die Hauptträger, bis über acht Felder durchlaufend, sind bis 400 m lang.

Die Forschungen ergaben zwölf konstruktive und montage-technische Bedingungen, acht Bedingungen für die Schweißfolge und den Schweißweg und vier Bedingungen für die Schweißausführung. Eine reiche Ausbeute und es wird das Geleitwort Schapers verständlich, der es als ein großes Glück bezeichnet, daß die Versuchsforschung die wichtigsten Fragen des Schweißverfahrens schon vor dem Krieg geklärt hat.

Heft 11. Graf, Versuche und Feststellungen zur Ent-
wicklung der geschweißten Brücken.

Das bekannte Versagen des geschweißten Tragwerkes aus St 52 über die Hardenbergstraße in Berlin (Bahnhof Zoologischer Garten) gab Anlaß zu weitgehenden Untersuchungen über die Ursachen des Mißerfolges*). Für die Versuchskörper wurden Teile des ausgebauten Tragwerkes verwendet, bei anderen Versuchskörpern hatte man Baustoff und Herstellungsvorgang möglichst jenen der schadhafte Brücke nachgeahmt.

Es ist nicht nur gelungen, die Mängel der Hardenbergbrücke aufzuklären, sondern auch festzustellen, welche Bedingungen bei einem Werkstoff für geschweißte Brücken eingehalten werden müssen, welche Eigenschaften nicht mehr vorhanden sein dürfen und welche übertroffen werden müssen, und noch vieles andere mehr. Diese Forschungsarbeiten gehören zu jenen Grundlagen, die für die Wiederfreigabe des St 52 für Brückenbauten der Deutschen Reichsbahn maßgebend waren. Kern.

Erläuterungen für geschweißte Stahlbauten mit Beispielen für die Berechnung und bauliche Durchbildung. Von Dr.-Ing. O. Kommerell, Abt.-Präsident bei der Reichsbahndirektion Berlin. Fünfte neu bearbeitete und erweiterte Auflage. I. Teil: Hochbauten. 142 Seiten mit 118 Textabbildungen. Berlin 1940. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. 5.— *N.M.*

Infolge der Rückschläge, die in den Jahren 1936 bis 1938 durch Rißerscheinungen an geschweißten Überbauten im Schweißen hochwertiger Baustähle (St 52) eingetreten waren, hat sich die neue 5. Folge der Erläuterungen als notwendig erwiesen. Sie sind in vier Abschnitte gegliedert. Im Abschnitt I (neu) wird der augenblickliche Stand des Schweißens von Stahlbauwerken in Deutschland auf Grund neuer Festigkeitsversuche und eingehender Beurteilung der Werkstoffe besprochen (Aufschweißbiegeproben, mehrachsiger Spannungszustand, Zusammensetzung der Werkstoffe, technische Ausführung des Schweißens).

*) Vgl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1940, Heft 9, S. 151 und Heft 14, S. 234.

Im Abschnitt II werden wie früher die Unterschiede zwischen geschweißten Bauwerken des Hochbaues und des Brückenbaues (rein statisch beanspruchte sowie statisch und dynamisch beanspruchte Schweißverbindungen) nach dem neuesten Stande der Wissenschaft und Untersuchung behandelt, ferner die Vor- und Nachteile der verschiedenen Schweißnähte und ihre Anwendung im Hochbau.

Der Abschnitt III bringt die eigentlichen Erläuterungen zu den „Vorschriften für geschweißte Stahlhochbauten (DIN 4100, 3. Ausgabe, August 1934)“. Wichtig ist hierbei der Hinweis auf den Runderlaß des Preußischen Finanzministers zu § 1 der Vorschriften, der zu Schweißarbeiten nur Unternehmungen mit Fachingenieuren zuläßt. Als bemerkenswert bezüglich der Anforderungen an die Schweißingenieure bezeichnet Kommerell die neuen kanadischen Schweißvorschriften von 1938, die mit ihren Prüfungsfragen wiedergegeben sind.

Abschnitt IV enthält die bereits früher gebrachten 15 Beispiele zur Berechnung von Schweißverbindungen.

Bemerkt sei, daß § 2; Z. 1 (Werkstoffe) der DIN 4100 inzwischen durch Erlaß des Reichsarbeitsministers wie folgt ersetzt worden ist: „Als Werkstoff darf nur St 37.12 und St 37.21 (nach DIN 1612 und 1621) und St 52 nach den Vorschriften der Deutschen Reichsbahn verwendet werden“, wobei auch noch Beschränkungen hinsichtlich der Breiten und Stärken der verwendeten Profile und der Baustoffgüte festgesetzt sind. Eckner.

Vorspannung im Eisenbetonbau. Grundlagen, Ziel, Zweck und Anwendung. Beiträge von Professor Dr.-Ing. L. Pistor, Dipl.-Ing. R. Oppermann, Dr.-Ing. W. Passer, Oberbaurat Dr.-Ing. e. h. Dr. F. v. Emperger nebst Geleitwort von Professor Dr.-Ing. A. Kleinlogel. 73 Seiten mit 68 Abb. Berlin 1940. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geh. 3.80 *N.M.*

Der vorliegende Sonderdruck gibt vier der neuesten, in „Beton und Eisen“ und der „Bautechnik“ auf dem Gebiete der Vorspannung erschienenen Abhandlungen wieder.

Im ersten Beitrag: „Die Anwendung von Vorspannungen im Stahlbetonbau“ unterscheidet Professor Pistor zwei Gruppen: a) Stahlbeton mit angespannten oder vorgespannten stählernen Gurten, bei der die Zugglieder außerhalb des eigentlichen Verbindungsquerschnittes liegen. Hierzu gehören u. a. die auch im reinen Stahlbau bekannten Systeme: Bogen mit Zugband, Hängewerk, Hängebrücke; b) Spannbeton mit innerhalb des Stabquerschnittes befindlicher Bewehrung, die vor dem Betonieren angespannt wird. Hierzu gehören die Verfahren von Freyssinet (Stahlspannung > 4000 kg/cm²), Hoyer (Stahlsaitenbeton mit bis 13500 kg/cm² Anfangsspannung), v. Emperger (Vorgespannte Zulagen aus hochwertigem Stahl). Sie werden kurz beschrieben und durch Abbildungen veranschaulicht.

Im zweiten Beitrag: „Grundlagen für die Ausführung von Spannbetonträgern“ bespricht Dipl.-Ing. Oppermann die Versuche, die an zwei Spannbetonträgern nach Bauweise Freyssinet im Modellmaßstab 1:3 (Modellstützweite 18,50 m) angestellt worden sind, um die Elastizitätszahl für die elastische Formänderung des Betons, der Rißsicherheit, der Bruchlast und des Spannungsverlustes in den Bewehrungsseisen zu ermitteln. Auch hier veranschaulichen lehrreiche Abbildungen und Diagramme die Vorgänge im Spanträger bis zu seinem Bruche.

Im dritten Beitrage behandelt Dr.-Ing. Passer in vielen Abbildungen die statische Berechnung, Gestaltung und Ausführung einer Reichsautobahnbrücke mit unterspannten Balken (Bauart Finsterwalder) von 2 x 24,35 m Stützweite.

Zum Schluß gibt Oberbaurat v. Emperger einen kurzen Bericht über Ziel und Zweck der Vorspannung im Eisenbetonbau.

Die Zusammenstellung der vier Abhandlungen in einem Sonderheft ist, wie Professor Kleinlogel in seinem Geleitwort sagt, als „ein sehr interessanter und lehrreicher Ausschnitt aus dem Bauschaffen unserer Zeit zu werten“.

Das Heft darf daher heute auf keinem Arbeitstisch eines Eisenbetoningenieurs fehlen, da durch die Vorspannung eine bedeutende Stoffersparnis und Ausnutzung hochwertiger Baustoffe sowie eine Verminderung der Rißgefahr erzielt wird. Aber auch der übrigen Fachwelt ist das Heft zu empfehlen. Eckner.

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und des Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.