

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

94. Jahrgang

1. Juni 1939

Heft 11

Festigkeitsversuche mit besonders leicht gebauten Drehgestellen.

Von Oberreichsbahnrat Otto Taschinger, München.

Allgemeines.

Die Drehgestelle von Personenzugfahrzeugen werden im Betrieb beansprucht unter dem Einfluß der Last der Wagenkasten und des Eigengewichtes der abgedeckten Drehgestellteile, durch die von Gleisunregelmäßigkeiten ausgehenden senkrechten und seitlichen Stöße, durch die Fliehkräfte und den Winddruck. Drehgestelle werden daher aus allen drei Richtungen des Raumes beansprucht. Die an Drehgestellen anzustellenden Festigkeitsversuche müssen daher mit Prüflasten ausgeführt werden, die den im Betrieb vorkommenden höchsten Belastungen sowohl hinsichtlich ihrer Größe als auch ihrer Krafrichtung entsprechen.

Prüflasten.

Die Last des Eigengewichtes des Wagenkastens und der Personenlast wirkt senkrecht auf die Drehgestellpfannen. Bei Festigkeitsversuchen an Drehgestellen muß daher die Prüflast in der gleichen Richtung angesetzt werden, wobei der Drehgestellrahmen betriebsmäßig, das heißt mit eingebauter Wiege und Tragfedern, jedoch ohne Achsen, auf dem Meßstand abgestützt wird. Die größten Prüflasten müssen dabei den tatsächlichen Werten aller im Betrieb vorkommenden Drehgestellbelastungen entsprechen. Nach den Vorschriften der Deutschen Reichsbahn werden für den Festigkeitsnachweis der Wagen folgende Belastungsannahmen gemacht: Die Volllast eines Wagens ist gleich dem Eigengewicht des Wagenkastens einschließlich der Nutzlast, die sich ergibt aus der Anzahl der im Wagen eingebauten Sitzplätze multipliziert mit 75 kg. Als Ausgleich für die im Betrieb vorkommenden Überbesetzungen wird zu dieser Volllast ein Zuschlag von 100 v. H. der Nutzlast als Überlast angesetzt. Zu dieser Überlast wird beim Festigkeitsnachweis noch ein weiterer Zuschlag von 20 v. H. als Höchstlast angenommen, mit dem die beim Fahren auftretenden Stöße und damit die dynamische Beanspruchung berücksichtigt werden soll. Bei Belastungsversuchen an Drehgestellen erscheint es aber aus Gründen der Sicherheit zweckmäßig, möglichst noch höhere Prüflasten anzunehmen, weil bekanntlich der Drehgestellrahmen erheblich schlechter abgedeckt ist als der Wagenkasten und daher besonders ungünstig dynamisch beansprucht wird. Außerdem bestehen bis heute keine ausreichenden Erfahrungen über die wirklich in besonders ungünstigen Fällen auftretenden Höchstwerte der Beanspruchungen an den Drehgestellrahmen und Achshaltern. Auch die Rücksicht auf die vom Betrieb geforderten immer höher werdenden Fahrgeschwindigkeiten verlangt, möglichst hohe Prüflasten anzunehmen. Ein auf diese Weise durchgeführtes Prüfverfahren gewährt auf alle Fälle die größte Sicherheit. Wegen der nicht einwandfrei geklärten Dauerbeanspruchungen der Drehgestelle ist es geboten, zunächst einmal durch statische Messungen über einen möglichst großen Belastungsbereich festzustellen, nach welcher Gesetzmäßigkeit sich im Bereich der elastischen Verformung die Beanspruchungen ändern, weil hieraus nicht nur die Größe der elastischen Änderungen sondern auch die Grenze der elastischen Verformbarkeit der Drehgestellrahmen oder seiner Achshalter ermittelt werden und damit ein Rückschluß auf die zulässigen

Belastungen gezogen werden kann. Die im Betrieb über die der Berechnung zugrunde gelegten Höchstlast hinausgehenden sehr kurzzeitigen außergewöhnlichen Beanspruchungen können nicht unberücksichtigt bleiben, vor allem weil nicht feststeht, ob es sich um nur ganz selten vorkommende oder um öfters aufeinanderfolgende Überbeanspruchungen handelt und ob die große Zahl dieser Überbeanspruchungen nicht schon in den Bereich der unelastischen Verformungen fallen. Solche Fälle könnten nur außer Acht bleiben, wenn über ihre Größe und ihre zeitliche Aufeinanderfolge genügende Erkenntnisse vorhanden wären. Bei den später beschriebenen Versuchen wurde aus all den dargelegten Gründen zur Überlast ein Zuschlag von 30 v. H. angenommen. Da es wissenschaftlich ist, in welcher Form sich die Spannungs- bzw. Durchbiegungskurve ändert und wann sie den zulässigen Höchstwerten nahe kommt, ist es notwendig, die Belastungen von 0 bis zur höchsten Prüflast stufenweise aufzubringen und die Meßwerte in den einzelnen Belastungsstufen jeweils zu messen. Es ist daher bei den Versuchen die Prüflast in der Regel im unteren Bereich von 5 zu 5 t gesteigert worden, gegen Ende der Versuche werden geringere Belastungsstufen angenommen.

Bei einer größeren Anzahl von Belastungsversuchen an Drehgestellen wurde festgestellt, daß auch bei Drehgestellen vollkommen gleicher Bauart die Versuchswerte in größerem Maß streuen können. Aus diesem Grund wurden daher die Versuche jeweils auf mindestens zwei Drehgestelle gleicher Bauart ausgedehnt; wenn die Messungen an den beiden Drehgestellen gleicher Bauart um mehr als 10 v. H. voneinander abweichen, wurden weitere Drehgestelle zu Versuchen herangezogen.

Spreizung und Weitung der Achshalter.

Durch die senkrechte Belastung der Drehgestelle wird der Drehgestellrahmen auf Biegung und Verdrehung beansprucht. Ein auf Biegung beanspruchter Träger wird sich um so weniger durchbiegen, je höher sein Steg ist und je mehr Werkstoffteilchen an der Aufnahme der größten Spannungen Anteil haben, d. h. für den Drehgestellwangenenträger ist es zweckdienlich, diesen möglichst hoch auszuführen und viel Werkstoff in die Nähe der äußeren Randzonen zu bringen. Dieser Grundsatz ist verwirklicht bei den neuesten Triebwagendrehgestellen der Deutschen Reichsbahn, deren Seitenwangen als hoher Steg eines geschweißten Blechträgers mit oben und unten angeschweißten Gurten ausgebildet sind und deren Stege in der Nähe der neutralen Faser notwendige oder auch gewichtssparende Ausschnitte aufweisen. Drehgestellrahmen mit niedrigem Wangensteg werden durch ein zwischen den beiden inneren Achsgabelenden in Längsrichtung angeordnetes Zugband zu einem Sprengwerk ausgebildet, das aber nur dann ein vollwertiger Ersatz für einen Rahmen mit hohem Steg ist, wenn das Zugband mit dem Achshalter vernietet oder noch besser verschweißt wird. Bei Zugbändern, die mittels Paßschrauben mit den Achshaltern verschraubt sind, wird die Schraubenverbindung im Betrieb stark beansprucht, einmal durch die dauernden Belastungsschwankungen, denen das Zugband während der Fahrt selbst ausgesetzt ist, wie auch

durch das Spreizen und Weiten der Achshalter selbst. Außerdem kann nicht mit Sicherheit angegeben werden, in welchem Maß der Achshaltersteg an der Lastaufnahme teilnimmt. Das Zugband kann im übrigen nur Zugkräfte aufnehmen, an der Diagonal- und Seitensteifigkeit des Drehgestelles hat es nur ganz geringen Anteil. Es ist somit ein Bauteil des Drehgestelles, dessen Werkstoffausnützung nur unvollkommen ist. Je zwei zusammengehörige Achshalterhälften werden durch einen Achshalterschlüssel, der durch Paßschrauben mit ihnen verbunden ist, zusammengehalten, der das unter dem Einfluß der Last eintretende Aufweiten der Achshalter verhindern soll. Dieser Paßsitz kann sich unter dem Einfluß des Kraftwechsels mit der Zeit lockern. Wenn aber die Verbindung zwischen Achshalter und Achshaltersteg einmal gelockert ist, was im Betrieb nach kürzerer oder längerer Zeit möglich ist, kann der Achshalterschlüssel seine Aufgabe nicht mehr voll erfüllen. Es ist daher notwendig, bei den Festigkeitsversuchen von der Annahme auszugehen, daß der Drehgestellrahmen auch ohne Achshaltersteg den erforderlichen Beanspruchungen, wenigstens vorübergehend, genügen muß. Die Drehgestellrahmen sind daher unter dem Einfluß der im Betrieb auftretenden höchsten Lasten mit und ohne Achshaltersteg zu prüfen, auch wenn die Drehgestelle im Betrieb mit Achshaltern mit Paßsitz versehen sind.

Am starren Drehgestellrahmen angeschweißte Achshalter haben den Nachteil, daß im Bereich der Überlappung von Achshalter und Drehgestellwange der Baustoff ein wesentlich höheres Trägheitsmoment besitzt als das unter diese Überlappung herabreichende freie Achshalterende. Der Achshalter ist im Bereich der Überlappung durch die Schweißnaht fest eingespannt. Die Schweißnähte liegen daher z. T. in Zonen, in denen sie bei harten Stößen hoch beansprucht werden, so daß die Achshalter zunächst ausbiegen oder je nach der Güte der Schweißausführung an diesen Stellen Anrisse eintreten können. Diese Gefahren können allerdings durch entsprechende Überdimensionierung gemildert werden. Dabei darf man aber nicht übersehen, daß mit der Werkstoff- und Schweißnahtstärke auch die Schrumpfspannungen zunehmen, die die Belastungsspannungen oft nicht unerheblich überlagern; der Überdimensionierung ist dadurch wieder ein Ziel gesetzt. Angeschweißte Achshalter können sich unter dem Einfluß der Dauerbeanspruchungen verbiegen. Festigkeitsversuche dürfen daher nicht nur mit hohen Prüflasten an fabrikneuen Drehgestellen vorgenommen werden, sondern müssen nach längerer Laufeistung der Drehgestelle wiederholt werden, um mit Sicherheit festzustellen, ob nicht ein frühzeitiges Ermüden der freien Achshalter eintritt, d. h. ob sich die beim fabrikneuen Drehgestell festgestellten Meßwerte nicht verschlechtern haben. Meist geben während des Betriebes bei zunehmenden Laufeistungen eingetretene Laufverschlechterungen, sofern diese nicht vom Zustand der Radreifen hervorgerufen werden, einen Hinweis auf diese Befürchtung.

Die senkrechte Durchbiegung der Drehgestellwange hat ein Aufweiten in Längsrichtung zwischen den Achshaltern und damit eine Vergrößerung des Längsspiels zwischen den Achshalterführungen zur Folge. Da die Last des Wagenkastens über die Tragfedern auf den Drehgestellrahmen übertragen wird, die Tragfedern aber seitlich und nicht in der Symmetrieebene der Drehgestellwange aufgehängt sind, wird letztere neben seiner Durchbiegungsbeanspruchung auch noch auf Verdrehung beansprucht. Die Achshalter werden daher unter dem Einfluß dieser Beanspruchung quer zur Längsebene des Drehgestellrahmens gespreizt. Das Spreizen der Achshalter kann sowohl die Federung beeinflussen als auch zu Heißläufen führen (vergl. Aufsatz des Verfassers im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937, Heft 14 „Entwicklung und Stand im Bau geschweißter Eisenbahnwagen“). Die Federung wird dadurch

beeinflusst, daß beim Spreizen die Achshalter in ihren Führungen, deren Spiel mit Rücksicht auf die Ruhe des Wagenlaufes möglichst klein bleiben muß, klemmen können. Hierdurch wird die vertikale Bewegung gehemmt und die Federung ungünstig beeinflusst, so daß ein rubbeliger Wagenlauf entsteht. Zu Heißläufen kann es kommen, wenn die Lagerschalen wenig Querspiel auf den Achsschenkeln haben und infolge des Spreizens hart an den Schenkelbund angepreßt werden, so daß starke Bundreibung entsteht. Andererseits beschleunigen sich klemmende Achshalter den Verschleiß der Führungsleisten und führen damit gleichzeitig eine unerwünschte Vergrößerung des Seitenspiels der Achsen herbei. Deshalb ist es zweckmäßig, diesen Drehgestellteil möglichst bieguings- und verdrehungssteif zu machen. Am wirkungsvollsten geschieht dies, wenn man die Achshalter durch Verwendung eines Drehgestellrahmens mit hohem Steg in die Rahmenkonstruktion einbezieht. Erst durch die Schweißtechnik ist es möglich geworden, die Achshalter auch bei geringem Gewicht spreizsteif zu machen.

Die bei den Belastungsversuchen zu messenden Spreizwerte sollen in der Höhe der unteren und oberen Kante der Achshalterführungsbacken gemessen werden, wobei der jeweilige Abstand der Meßlinie von der Drehgestellrahmenoberkante anzugeben ist. Die Messung der Spreizwerte an der oberen Kante der Achshalterführungsbacke ist notwendig, weil es im Betrieb vorkommen kann, daß an der oberen Meßstelle größere Spreizungen auftreten als an der unteren, dadurch, daß die Achshalter unter dem Einfluß der Last sich ausbauchen können. Bei der Messung der Weitung zwischen den Achshaltern genügt im allgemeinen die Messung an der unteren Kante der Achshaltergleitbacken. Bei den Messungen ist besonders auf die Lage der Meßpunkte zur Achsmittte zu achten. Für die Beurteilung der Meßergebnisse sind die jeweils festgestellten größten Meßwerte wichtig, weil ein Klemmen der Achshaltergehäuse dann eintritt, wenn das zulässige Spiel überschritten wird (vergl. Abb. 1). Die einzelnen Meßlängen sind durch arabische Zahlen oder durch Buchstaben in der Abb. 1 angegeben.

Ecken(-Diagonal-)steifigkeit des Drehgestellrahmens.

Bei ungleichmäßigem Bremsen der beiden Radseiten der Drehgestelle, beim Voreilen einer Radseite im Bogenlauf, bei ungleichmäßigen Reibungsverhältnissen zwischen Rad und Schiene der beiden Fahrschienen und vor allem beim Sinuslauf der Radsätze wird der Drehgestellrahmen diagonal beansprucht. Ein Drehgestellrahmen, der sich unter dem Einfluß der Kräfte über Eck so verformt, daß die Achsen schräg zur Gleislängsachse stehen, kann Schüttelschwingungen in den Wagenkasten hineinbringen. Die Kräfte, die den Rahmen im Betrieb diagonal beanspruchen, greifen in den Achshaltern in Höhe der Achsmittte an. Die diagonalwirkenden Kräfte werden nach Feststellungen bei Versuchsfahrten mit einem 40 t schweren D-Zugwagen auch in ungünstigen Fällen kaum 2,75 t überschreiten. Die unter dem Einfluß des Sinuslaufes auftretenden Kräfte, die den Drehgestellrahmen diagonal beanspruchen, können bei einer elastischen Konstruktion durch elastische Verformung aufgenommen werden. Es braucht bei einer solchen Bauweise das Drehgestell unter dem Einfluß dieser Kräfte keine weiteren Drehbewegungen gegenüber dem Wagenkasten ausführen. Ist der Rahmen jedoch vollkommen starr, so werden diese Zug- und Druckkräfte jeweils das Drehgestell aus seiner ursprünglichen Lage zu verdrehen versuchen. Inwieweit ein Drehgestellrahmen zur Erreichung einwandfreier Laufeigenschaften diagonal- und seitensteif sein muß, bedarf noch weiterer Ermittlungen. Für die andauernden dynamischen Beanspruchungen denen ein Dreh-

gestellrahmen ausgesetzt ist, scheint es wichtiger zu sein, daß er als Ganzes möglichst gleichmäßig elastische Formänderungen aufzunehmen vermag, als daß es nur einzelne Teile von ihm können, während die anderen sich nahezu starr verhalten. Erst die gleichmäßige Heranziehung aller Bauteile verbürgt nach den neuesten Erkenntnissen der Festigkeitslehre nicht nur eine bestmögliche Baustoffausnutzung, sondern auch das beste Verhalten bei dynamischer Beanspruchung. Diese Anschauung wird auch durch die Tatsache erhärtet, daß Drehgestelle mit größerer elastischer Verformbarkeit ihres Rahmens in diagonalen und seitlicher Richtung bessere Laufeigenschaften aufweisen als starre Drehgestellrahmen.

Bei der Prüfung der Eckensteifigkeit eines Drehgestellrahmens ist die Änderung des rechten Winkels zwischen Längs- und Kopfträger bei den entsprechenden Zugkräften zu messen. Zu diesem Zweck wird das Drehgestell auf Böcke gestellt und in einer Rahmenecke bei A (vergl. Abb. 2) in Höhe Mitte Achshaltergleitbacken festgehalten. An einer diagonal gegenüberliegenden Rahmenecke bei B, ebenfalls in Höhe Mitte Achshaltergleitbacken, wird in Richtung der Gleisachse durch eine Spannschraube (mit 0 bis zur höchsten Zugkraft, steigend um je 0.5 t) unter Dazwischenschaltung eines Kraftmessers (Dynamometer) eine

Drehgestellrahmen in allen vier Ecken Körner eingeschlagen, deren Verbindungslinien ein Rechteck bilden mit den Abständen a, c, b und d. Vor Beginn der Belastungen werden

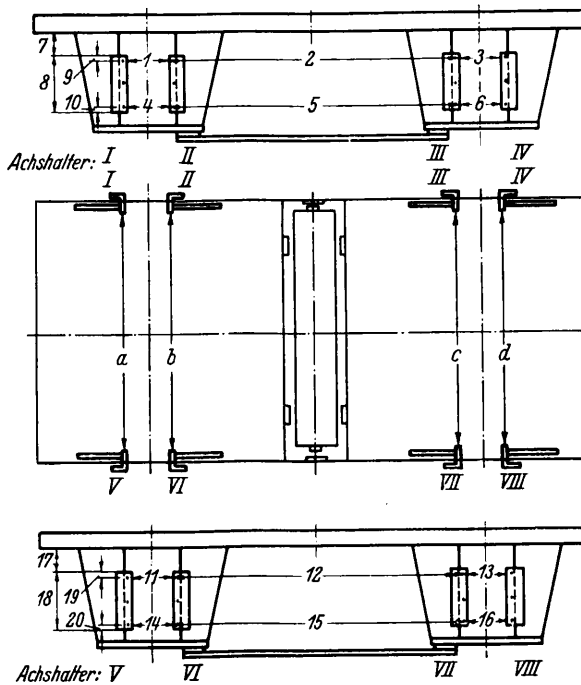
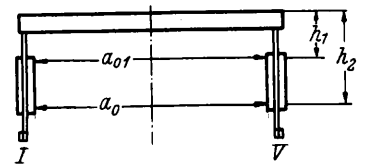


Abb. 1. Versuchsanordnung für Spreiz- und Weitungsmessung.



Es ist: $a = a_A - a_0$
 $a_1 = a_{A1} - a_{01}$
 wobei
 a_0 = Abstand der Innenflächen der Achshaltergleitbacken im unbelastetem Zustand gemessen 10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbacke.
 a_A = Abstand der Innenflächen der Achshaltergleitbacken im Belastungsfall A.
 a_{01} = Abstand der Innenflächen der Achshaltergleitbacken im unbelastetem Zustand gemessen 10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbacke.
 a_{A1} = Abstand der Innenflächen der Achshaltergleitbacken im Belastungsfall A.

die Längen der Diagonalen e und f und nach jeder Zugkraftstufe ihre einzelnen Längenänderungen zwischen den gegenüberliegenden Körnerpunkten gemessen. Das Maß x stellt die Größe der unter dem Einfluß der Zugkraft P eintretenden Parallelverschiebung der Drehgestell-Langträger in Längsrichtung dar. Dieses Maß x kann in einfacher Weise berechnet werden aus den gemessenen Werten der Längenänderungen der Diagonalen.

Seitensteifigkeit des Drehgestellrahmens und der Achshalter.

Der Drehgestellrahmen mit seinen Achshaltern wird durch die Führungsdrücke des Rades, Seitenstöße und seitliche Winddrücke in waagerechter Querrichtung beansprucht. Diese Drücke beanspruchen vom Drehgestellrahmen zunächst die Achshalter nach innen und können insbesondere bei wenig biegungssteifen Achshaltern eine Vergrößerung des Querspiels der Achsen verursachen. Der Angriffspunkt der Drücke ist Mitte Achsbuchse. Die Seitenkräfte gehen von der Schiene über das anlaufende Rad, die Achswelle, Lager, Achshalter, Wiegenfederaufhängung und Wiegenfeder

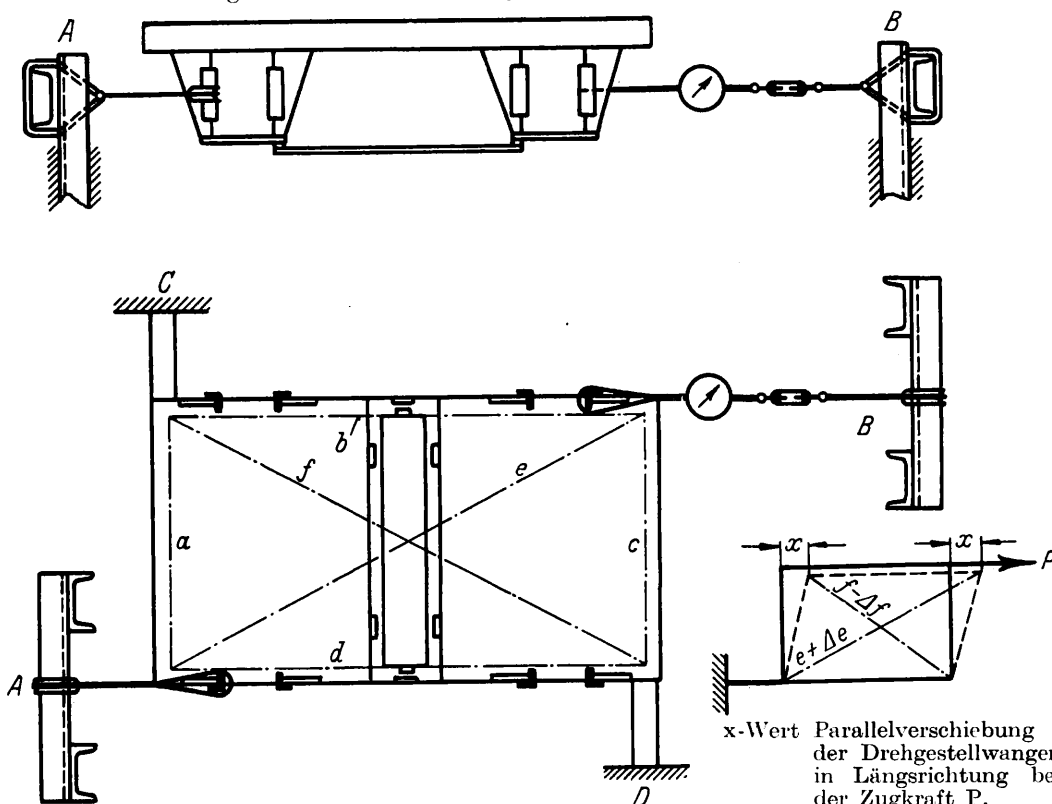


Abb. 2. Versuchsanordnung zur Ermittlung der Ecken(-Diagonal-)steifigkeit.

Zugkraft ausgeübt. Durch seitliche Absteifung des Drehgestellrahmens bei C und D wird verhütet, daß sich das Drehgestell beim Ziehen schräg zur Kraftrichtung stellt. Um die Rahmenverformung messen zu können, wurden auf dem

über den Wiegebalken und Drehzapfen auf den Wagenkasten. Durch den Seitendruck wird die Wiege ausschlagen oder im äußersten Fall am Querbegrenzungsanschlag anstoßen und dadurch den Drehgestellrahmen seitlich auszubiegen versuchen.

Der Lastangriffspunkt ist in diesem Fall die Höhe des Wiegenanschlages. Die Stöße am Querbegrenzungsanschlag sind erheblich größer als die seitlichen Drücke an den Achshaltern. Erstere können nach Feststellungen bei Versuchsfahrten mit Schnelltriebwagen und D-Zugwagen bis zu 9 t betragen. Die Drücke sind abhängig vom Wagengewicht. Bei Leichtbauwagen werden sie daher entsprechend kleiner sein. Durch die Drücke werden die Achshalter nach innen verbogen. Dadurch legt sich die obere Kante der Achsbuchsführung an die Achshaltergleitbacke; die oberen Rollen des Rollenlagers müssen den Seitendruck übernehmen. Infolge der oberen Anlage der Achsbuchse verlagert sich der Kraftangriffspunkt nach der Oberkante der Gleitbacke und verkleinert dadurch das Biegemoment.

Die Seitensteifigkeit des Drehgestellrahmens und der Achshalter kann auf folgende Weise auf dem Versuchswege ermittelt

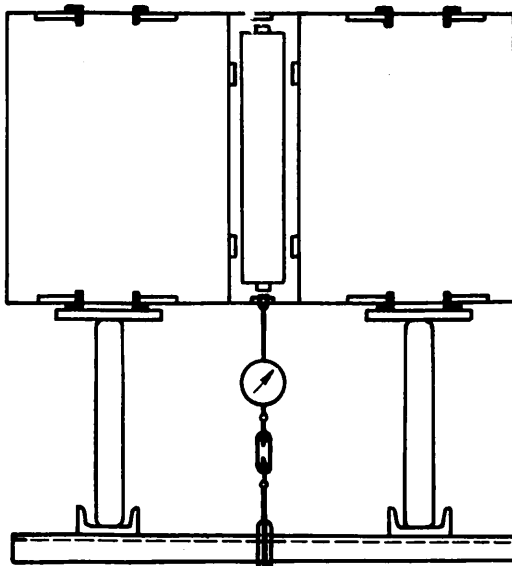
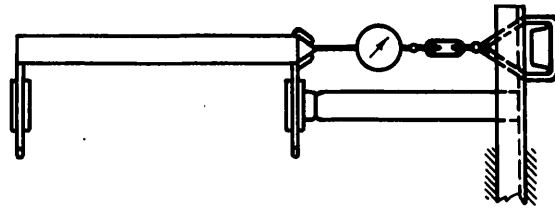
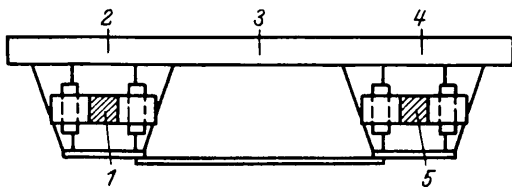


Abb. 3. Versuchsanordnung zur Ermittlung der Quersteifigkeit.

werden. Der Drehgestellrahmen wird auf Böcke gesetzt und mit den auf einer Längsseite liegenden Achshaltern in Höhe Mitte Achshaltergleitbacke gegen einen festliegenden Träger abgestützt (vergl. Abb. 3). Der Langträger des Drehgestellrahmens wird sodann vom Wiegenanschlag (Meßpunkt 3) aus durch ein Spannschloß gegen das als Festpunkt dienende Gerüst gezogen, wobei die Zugkraft von 0 bis zur Höchstlast jeweils um 0,5 t steigend von einem Kraftmesser abgelesen wird. Die dabei aufgetretenen Durchbiegungen des Langträgers und der Achshalter (Meßpunkte 1 bis 5) werden sodann gemessen. Die einzelnen Meßpunkte 1 bis 5 sind in Abb. 3 eingetragen. Die Durchbiegung des Langträgers im Meßpunkt 3 gegenüber den Festpunkten 2 und 4 wird hierbei mit S; die Ausbiegung der Achshalter gemessen zwischen Meßpunkt 1 und 2 bzw. 4 und 5 mit S' bezeichnet.

Bei den bisher beschriebenen Versuchsmethoden werden die Drehgestellrahmen nur mit ruhenden Lasten, also nur rein statisch und bei jeder Versuchsreihe nur jeweils in einer Kraft-

richtung beansprucht. Im Betrieb werden die Drehgestelle aber dynamisch dauernd hoch beansprucht, und zwar erheblich ungünstiger als die besser abgefederten Wagenkästen. Während im allgemeinen daher bei Wagenkästen selbst bei unvollkommener Schweißkonstruktion und mangelhaft ausgeführten Schweißverbindungen auch bei längeren Laufleistungen keine Anrisse eingetreten sind, wurden solche an den hoch beanspruchten Drehgestellrahmen oft schon nach kurzer Laufleistung festgestellt, wenn die Bauteile mangelhaft konstruiert oder geschweißt waren. Leicht gebaute geschweißte Drehgestelle müssen daher nach den neuesten Erkenntnissen der Leichtbautechnik so durchentwickelt werden, daß an allen Stellen des Drehgestellrahmens gleiche Festigkeit herrscht und ein schlanker Übergang von einer Kraft- richtung zur anderen gesichert ist. Die hochbeanspruchten Bauteile müssen außerdem mit großer Sorgfalt geschweißt und alle Kanten und Schweiß-

raupen, die Kerben hervorrufen, sauber nachgearbeitet werden. Es empfiehlt sich ferner, für auf Zug hoch beanspruchte Bauteile, die bisher zugelassenen Beanspruchungsgrenzen etwas herabzusetzen und Stumpfnähte im Zuggurt zu vermeiden, auch wenn dadurch die Beschaffungskosten wegen des größeren Blechverschnittes sich etwas erhöhen sollten.

Ortsfeste Prüfeinrichtungen für die dynamische Prüfung von Drehgestellrahmen sind aber bisher noch nicht entwickelt worden. An deren Stelle könnten bei Versuchsfahrten die zeitlichen Änderungen der Spreiz-, Weitungs-, Ecken- und seitlichen Durchbiegungswerte am fahrenden Drehgestell aufgenommen und diese Werte am besten graphisch über die gefahrene Strecke aufgezeichnet werden. Diese Aufzeichnungen hätten zweifellos den Vorteil, daß über das dynamische Verhalten des Drehgestellrahmens und daher über seine Festigkeits-

eigenschaften über größere Meßstrecken ein einwandfreies Bild gewonnen würde. Solche Versuche sind jedoch sehr schwierig durchzuführen und außerdem zeitraubend. Die statischen Belastungsversuche der Drehgestelle geben aber schon einen wertvollen Anhalt über die gesamte Steifigkeit nach allen im Betrieb vorkommenden Kraftrichtungen. Vergleicht man die Ergebnisse der an besonders leicht gebauten Drehgestellen angestellten Versuchen mit Werten, die man an älteren schwereren Bauarten, genietet oder geschweißter Konstruktion, festgestellt hat, so kann man eine Charakteristik der Drehgestellrahmen für einzelne Bauarten aufstellen. Aus den gewonnenen Werten kann nicht nur der Konstrukteur bisher nicht erkannte Bauartmängel erkennen und sie meist ohne jeglichen Gewichtsaufwand abstellen, sondern es kann auch grundsätzlich auf die zu erwartenden Laufeigenschaften und das Verhalten der Drehgestellrahmenkonstruktion im Betrieb mit so großer Sicherheit geschlossen werden, daß unliebsame Überraschungen vermieden bleiben.

Auf keinen Fall genügt es, nur die Laufeigenschaften besonders leicht gebauter Drehgestelle mit den bisherigen Drehgestellen schwerer Bauart zu vergleichen und auf die statischen Belastungsversuche zu verzichten, weil die Laufeigenschaften eines Drehgestells am wenigsten abhängig sind von der Bauweise des Drehgestellrahmens selbst. Sie hängen viel wesentlicher ab von der mehr oder weniger günstig gewählten Gesamtfederung. Vergleichende Laufversuche mit Drehgestellen verschiedener Bauart haben nur dann einen Wert, wenn die Versuchsdrehgestelle neben gleichem Achsstand gleiche in gleichen Lagerbauarten geführte Radsätze mit gleichem Radreifenprofil besitzen, wobei die Achsbuchsspiele in Längs- und Querrichtung bei den Vergleichsdrehgestellen gleich groß sein müssen. Ferner muß die Federung möglichst auch für die einzelnen Federelemente gleiche spezifische Werte aufweisen. Ferner wäre es erforderlich, daß solche Versuche mit gleichen Wagenkastenbauarten ausgeführt werden, und zwar mit leerem und vollbesetztem Wagenkasten. Endlich können nur solche Meßergebnisse für eine vergleichende Beurteilung der Drehgestelle bewertet werden, die auf der gleichen Strecke, bei gleicher Witterung und Geschwindigkeit aufgenommen worden sind. Auf die Vornahme der dynamischen Versuche wird man aber verzichten können, wenn die Drehgestelle im fabrikneuen Zustand genau vermessen und an ihnen die eingangs beschriebenen Belastungsversuche ausgeführt werden, und wenn nach Umfluß einer längeren Laufleistung, etwa nach 100000 km die Vermessung und die Belastungsversuche wiederholt werden. Wenn bei dieser Wiederholungsprüfung keine bleibenden Formänderungen am Drehgestellrahmen und seinen Achshaltern festgestellt werden, wenn ferner Anrisse im Baustoff oder an den Schweißnähten nicht eingetreten sind und die Laufeigenschaften der Drehgestelle während dieser Betriebszeit dauernd befriedigt haben, so wird man auf die Durchführung besonderer dynamischer Belastungsversuche verzichten können.

Prüfung der Drehgestellgewichte.

Die Belastungsprüfung der Drehgestellrahmen mit ihren Achshaltern sind zu ergänzen durch die Ermittlung der Drehgestellgewichte. Diese Gewichtsaufnahme ist notwendig um den Werkstoffaufwand im Verhältnis zur erzielten Steifigkeit des Drehgestellrahmens beurteilen zu können. Es ist also notwendig, die reinen Rahmengewichte für sich zu ermitteln, ohne Radsätze, Achshalterstege, Wiege, Federn und lose Bremssteile. Auch die Gewichte dieser losen Teile sind aufzunehmen, da auch leichte Radsätze dem Leichtbau dienen und die Gewichte der Tragfedern und der Bremsanlage in Abhängigkeit vom gesamten Leichtbau eines Fahrzeuges stehen. Beim Vergleich verschiedener Drehgestellbauarten sind jedoch die einzelnen Gewichte einander gegenüberzustellen, wenn man einen richtigen Maßstab für den Erfolg erhalten will. Die im folgenden mitgeteilten Versuchsergebnisse werden zeigen, daß es unter Wahrung der erforderlichen Festigkeit und Steifigkeit für die Erreichung guter Laufeigenschaften möglich ist, mit geringerem Baustoffaufwand als bisher Drehgestelle zu bauen. Diese Gewichtsparsnis ergibt sich in der Hauptsache durch eine schweißtechnisch möglichst günstige Formgebung des Drehgestellrahmens und seiner Wiege, durch eine damit verbundene günstige Anordnung der Hängeisen für das Bremsgestänge und durch die Lastverminderung des ebenfalls in Leichtbau-technik hergestellten Wagenkastens auf die Drehpfanne.

Drehgestellversuche.

Im folgenden werden die Versuchsergebnisse mit einem leichten Laufdrehgestell für die Einheitssteuerwagen 3. Klasse der Deutschen Reichsbahn bekannt gegeben. Diese Ergebnisse werden in Vergleich gestellt mit einem Drehgestell genieteter Konstruktion eines Beiwagens für Verbrennungstriebwagen. Bei der Besprechung der einzelnen Versuchswerte werden Hin-

weise gebracht über die Möglichkeit der Verbesserung der Ergebnisse, ohne daß durch solche Maßnahmen Gewichtserhöhungen eintreten werden.

Laufdrehgestell des vierachsigen Einheitssteuerwagens 3. Klasse.

Die Hauptdaten des Drehgestells sind:

Achsstand	3000 mm
Drehgestellrahmenlänge über Kopfträger . .	4460 „
Breite des Drehgestellrahmens	1900 „
Raddurchmesser	900 „
Anzahl der Tragfedern auf jeder Seite	3

Der in geschweißter Blechträgerbauweise ausgeführte Drehgestellrahmen ist 550 mm hoch und im Stegblech 6 mm stark. Der Untergurt der Drehgestellwange ist über die ganze Länge 7 mm stark, während die Blechstärke im Obergurt nur z. T. 7 mm beträgt; über dem Bereich der Achshalterauschnitte ist er auf 10 mm verstärkt. In dem auf Zug beanspruchten Untergurt wurden keine Stumpfnähte zugelassen, während die beiden verschieden starken Bleche des Obergurtes, da sie nur auf Druck beansprucht sind durch Stumpfstöße unbedenklich miteinander verbunden werden konnten. Der Untergurt ist auch in den Ausschnitten für die Achsbüchsen durchgezogen und im oberen Bereich dieser Ausschnitte sogar auf 15 mm verstärkt. Im Bereich der Achshalterauschnitte ist die Drehgestellwange durch einen im Abstand von 34 mm eingeschweißten weiteren 6 mm starken Steg zu einem sehr verwindungssteifen geschlossenen Kastenträger verstärkt. Die 187 mm hohen Kopfträger des Drehgestellrahmens sind 10 mm stark. Der Kopf- und die beiden äußeren Querträger sind in die Nähe der Tragfederböcke gelegt, damit die Drehgestellwangen nicht auf Verdrehung beansprucht werden. Die Gurtbleche und Stege des Drehgestellrahmens, besonders auch in der Ecke zwischen Drehgestellwange und Kopfträger, wurden mit stärkeren Ausrundungen versehen um den plötzlichen Richtungswechsel im Krafffluß zu vermeiden und um den Drehgestellen durch diese Anordnung ohne Gewichtsaufwand eine möglichst große Eckensteifigkeit zu verleihen. Steg- und Gurtbleche wurden, soweit zulässig, mit gewichtssparenden Ausschnitten versehen. Weitere Quer- und Längsträger wurden eingezogen für die Aufhängung des Gestänges der Klotzbremse und für die Anordnung der Drehpfannen und des Wiegenanschlages.

Die Leichtradsätze, Bauart Bochumer Verein, sind in Rollenlagern geführt und durch eine fünflagige Tragfeder mit 900 mm gestreckter Länge über zwei Schraubenfedern am Drehgestellrahmen abgestützt. Die Wiege ist durch eine fünflagige Blattragfeder von 1300 mm gestreckter Länge abgefedert, die im Drehgestellrahmen so aufgehängt ist, daß später bei Bedarf eine vierte Feder ohne weiteres eingebaut werden kann. Die Wiege ist als geschweißter offener Kastenträger ausgebildet, wobei die Stege mit großen Ausschnitten versehen wurden. Die Form der Wiege wurde so ausgebildet, daß ein Träger gleicher Festigkeit entsteht. Für Drehgestellrahmen und Wiege wurde Baustahl St 37 verwendet (vergl. Abb. 4 und 5). Die für die Beurteilung der Leichtbauweise wichtigen Gewichte des Drehgestells sind:

Betriebsfertiges Gewicht eines Drehgestells . .	3464 kg
Gewicht der Radsätze mit Rollenlagern	1560 „
„ „ Federn	328 „
„ des losen Bremsgestänges	412 „
„ „ Drehgestellrahmens	985 „
„ „ Wiegenträgers und der Drehpfannen	179 „

Das geringe Gewicht dieses Drehgestells wird erst dann richtig beurteilt werden können, wenn es in Beziehung gebracht wird zu den Abmessungen des zugehörigen Wagenkastens (vergl. Abb. 6) und zu den auf der Drehpfanne ruhenden Lasten, die nachstehend zusammengestellt sind:

Länge des Wagenkastens über Puffer	21940 mm
„ „ „ ohne „	21000 „
Drehzapfenabstand	14160 „
Höhe des Wagenkastens über SO.	3670 „
Breite „	2964 „
Anzahl der Sitzplätze 3. Klasse	87
Gewicht des Wagenkastens leer	13350 kg
Gesamtgewicht des Einheitssteuerwagens einschließlich Drehgestelle (ohne Wasservorräte)	20200 „
Nutzlast	rund 6500 „
Höchstlast	13000 „
Drehpfannen höchstbelastung (einschließlich Stoßzuschlag)	17200 „

Die bei den verschiedenen Belastungen gemessenen Spreizwerte sind in Zusammenstellung 1 eingetragen. Bei den Ver-

von 100 v. H. gewählt; dieser Belastungsfall stellt daher den überbelasteten Wagen dar. Um auch die im Betrieb vorkommenden Stöße und ihre Auswirkung auf das Spreizen der Drehgestellachshalter zu berücksichtigen, wurde zu dieser Überlast noch ein weiterer Zuschlag von 30 v. H. angenommen und mit dieser Last der Drehgestellrahmen belastet. Die bei den einzelnen Belastungsstufen eingetretenen Änderungen der Maße zwischen den Achshaltern wurden quer zur Gleisachse (vergl. Versuchsanordnung Abb. 1) gemessen. Bei den Einheitsdrehgestellen wurden nur positive Werte, d. h. Maßvergrößerungen festgestellt, die Achshalter spreizten sich also unter dem Einfluß der Last nach außen. Es gibt Drehgestelle, bei denen sowohl positive als auch negative Spreizwerte festgestellt wurden, die Achshalter sich also teils nach außen und teils nach innen spreizten. Bei solchen verschiedenartigen

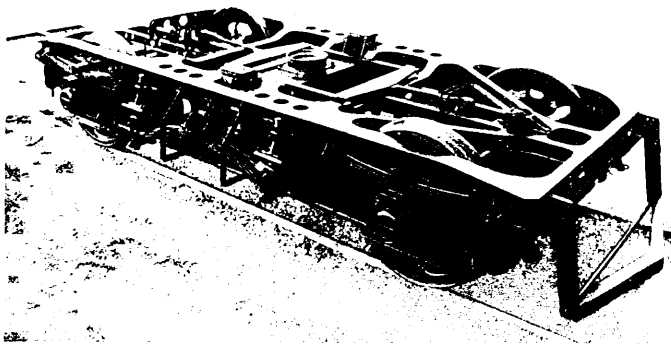


Abb. 4. Drehgestell des Einheitssteuerwagens.

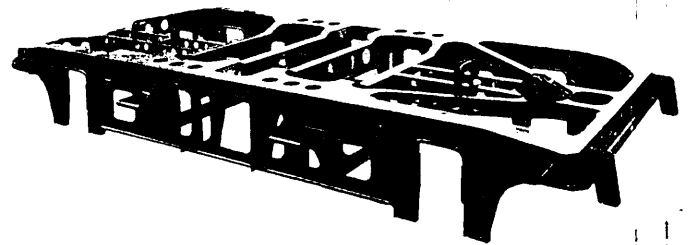


Abb. 5. Drehgestell des Einheitssteuerwagens.

suchen wurden die Drehgestelle mit Drücken belastet, die den wichtigsten im Betrieb auftretenden Belastungsfällen entsprechen (vergl. Spalte 1 bis 3 der Zusammenstellung 1). Im Belastungsfall C wurde zu der Personenlast ein Zuschlag

Spreizungen muß jeweils ein Achshalter die Seitendrücke aufnehmen; dadurch wird auch die Abnutzung der Achshalterführungen größer. Die Zusammenstellung 1 zeigt ferner, daß die gemessenen Werte mit Achshaltersteg etwas kleiner sind als die Werte ohne Achshaltersteg. Sie zeigt ferner, daß die Spreizmaße der äußeren Achshalter etwas größer sind als

Zusammenstellung 1.

Spreizwerte für das Drehgestell des Einheitssteuerwagens (mit Kastenträgern über den Achshaltern).

Drehpfannenbelastung			Spreizwerte in mm																	
bei	Belastungsfall A	kg	Meßstelle zwischen den Achshaltern	mit Achshaltersteg								ohne Achshaltersteg								
				äußeren Achshaltern				inneren Achshaltern				äußeren Achshaltern				inneren Achshaltern				
				a'	d'	b'	c'	a	d	b	c	a'	d'	b'	c'	a	d	b	c	
				a ₁ '	d ₁ '	b ₁ '	c ₁ '	a ₁	d ₁	b ₁	c ₁	a ₁ '	d ₁ '	b ₁ '	c ₁ '	a ₁	d ₁	b ₁	c ₁	
unbesetztem Wagen	A	6625	10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbocke	1,00	0,90	0,55	0,45	1,27	1,20	0,55	0,48	—	—	—	—	—	—	—	—	
vollbesetztem Wagen	B	9925		1,50	1,42	0,78	0,65	1,85	1,70	0,80	0,70	B—A	0,50	0,52	0,23	0,20	0,58	0,50	0,25	0,22
überbesetztem Wagen	C	13225		1,95	1,80	1,07	1,00	2,47	2,37	1,15	0,95	C—A	0,95	0,90	0,52	0,55	1,20	1,17	0,60	0,47
überbesetztem Wagen und 30% Stoßzuschlag	D	17200		2,50	2,42	1,45	1,40	3,25	3,18	1,50	1,27	D—A	1,50	1,52	0,90	0,95	1,98	1,98	0,95	0,79
	E											E—A								
unbesetztem Wagen	A	6625	10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbocke	0,43	0,41	0,33	0,33	0,57	0,56	0,54	0,46	—	—	—	—	—	—	—	—	
vollbesetztem Wagen	B	9925		0,65	0,56	0,49	0,49	0,86	0,82	0,67	0,68	B—A	0,22	0,15	0,16	0,19	0,29	0,26	0,17	0,22
überbesetztem Wagen	C	13225		0,85	0,85	0,68	0,68	1,12	1,15	0,95	0,92	C—A	0,42	0,44	0,35	0,35	0,55	0,59	0,41	0,46
überbesetztem Wagen und 30% Stoßzuschlag	D	17200		1,09	1,21	0,90	0,90	1,44	1,55	1,21	1,18	D—A	0,66	0,80	0,57	0,54	0,87	0,99	0,67	0,72
	E											E—A								

die der inneren. Letzteres Ergebnis ist daraus zu erklären, daß die inneren Achshalter bei Drehgestellen mit hohem Wangensteg ein Bestandteil des zwischen den Achsen liegenden Rahmenteiles sind, das verwindungssteifer ausgebildet werden kann, als der äußere Drehgestellrahmenteil, der nur eine Querverbindung besitzt, nämlich den Kopfträger. Im Interesse der Verkleinerung der äußeren Spreizmaße soll dieser Kopfträger möglichst nahe in den Bereich des äußeren Achshalters gelegt werden. Die Werte, die 10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbacke gemessen wurden, sind durchwegs kleiner als die entsprechenden Werte an der 10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbacke gelegenen Meßstellen. Hieraus ergibt sich, daß die Achshalter des Einheitssteuerwagendrehgestells unter dem Einfluß der Last sich nicht ausbauchen.

Nach den Vorschriften der Deutschen Reichsbahn ist das Maß für das zulässige Querspiel zwischen Achsbuchsgleitführung und Achshaltergleitbacke, gemessen senkrecht zur Gleisachse, bei auf den Drehgestellen aufgesetzten leeren Wagenkasten festzulegen. Es muß also in der Fabrik oder im Ausbesserungswerk durch entsprechende Beigabe von Beilagescheiben oder durch Abarbeiten der Gleitflächen dafür gesorgt werden, daß bei aufgesetztem leeren Wagenkasten das vorgeschriebene Querspiel genau vorhanden ist. Dieses Querspiel soll nach den Vorschriften der Deutschen Reichsbahn $2 \times 1,0$ mm betragen. Es verändert sich während der Fahrt nur unter dem Einfluß der Nutzlast und der senkrechten Gleisstöße; also nur unter dem Einfluß der Belastungsfälle B bis D. Die Größe der während der Fahrt eintretenden Spreizwerte kann jeweils berechnet werden, aus der Differenz zwischen den bei den Belastungsfällen B bis D ermittelten Spreizwerten und den entsprechenden Spreizwerten, die beim Belastungsversuch mit dem leeren Wagenkastengewicht (Belastungsfall A) ermittelt wurden (vergl. Spalten 13 bis 21 der Zusammenstellung 1).

Aus den gemessenen Spreizwerten in den Spalten 14 bis 21 ist zu entnehmen, daß an den Meßstellen 10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbacken bei vollbesetztem Wagen der größte Spreizwert, selbst beim Drehgestell ohne Achshaltersteg, nur 0,58 mm beträgt. Bei übersetztem Wagen steigt dieser Wert auf 1,20 mm und liegt sogar bei Überlast und 30 v. H. Stoßzuschlag (Belastungsfall D) mit 1,98 mm noch etwas unter dem zulässigen Querspielmaß. Die entsprechenden Spreizwertmaße an den Meßstellen 10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbacken sind wesentlich kleiner; sie betragen 0,29 bis 0,99 mm. Bei dem Versuchsdrehgestell mit Achshaltersteg ist der ungünstigste Wert im Belastungsfall D 1,52 mm, so daß mit Sicherheit angenommen werden kann, daß im Betrieb ein Klemmen der Achslagergehäuse nicht eintreten wird. Aus den Spreizversuchen geht daher einwandfrei hervor, daß das Einheitsdrehgestell trotz seines geringen Betriebsgewichtes von 3,4 t selbst bei gelockerten Achshalterstegen vollkommen genügend spreizsteif ist. Die Spreizungen sind nach den Entlastungen vollkommen auf den Wert Null zurückgegangen. Die Achshalter haben sich daher auch bei den größten im Betrieb vorkommenden Belastungen nur elastisch verformt.

Die in der Zusammenstellung 1 eingetragenen Werte sind in Abb. 7 graphisch aufgetragen. In diese Abbildung ist auch der Querschnitt des über dem Achshalterbereich liegenden geschlossenen Kastenträgers des Drehgestellrahmens eingezeichnet. Solche Kastenträger müssen nach allen Seiten durch die Schweißnähte wasserdicht geschlossen werden, damit die Innenflächen nicht anrosten können. Wegen dieses bekannten Mangels des Kastenträgers wurde versucht, diesen

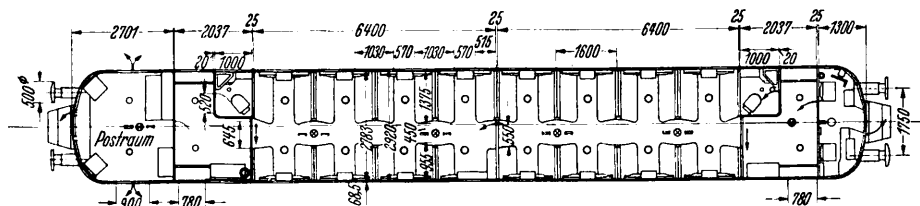


Abb. 6. Grundriß Einheitssteuerwagen 3. Klasse.

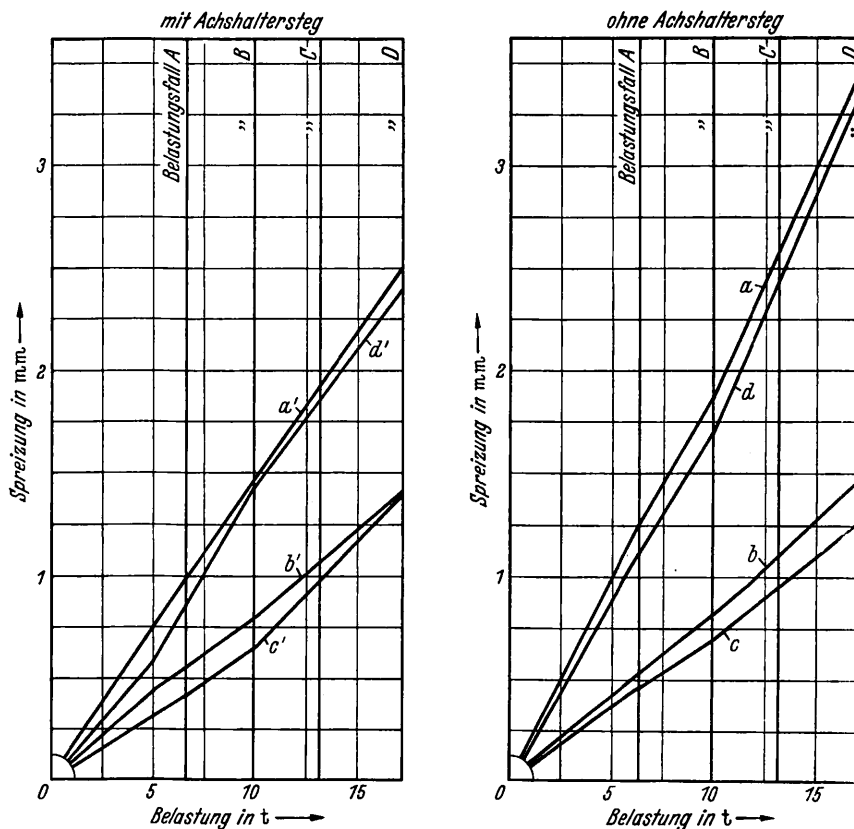
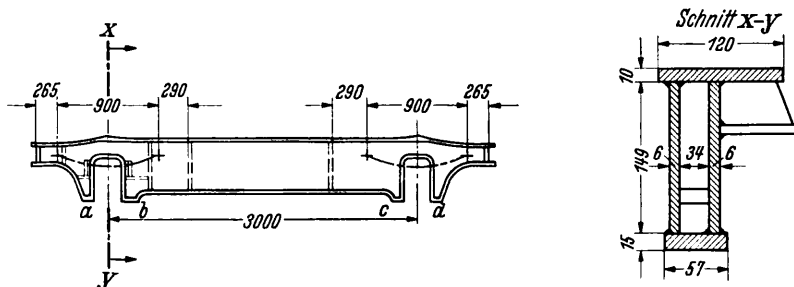


Abb. 7. Spreizwerte für Einheitssteuerwagendrehgestell mit Kastenträger.

durch eine offene Trägerbauweise zu ersetzen. In Abb. 8 ist ein solcher Trägerquerschnitt, der im wesentlichen aus dem Stegblech der Drehgestellwange mit Obergurt und aufgesetzten Rippen besteht, eingezeichnet. Das Stegblech ist mit 6 mm Stärke, der Obergurt mit 10 mm Stärke und 120 mm Breite und der Untergurt (im Achshalterausschnitt mit 45 mm Blechbreite) in den gleichen Abmessungen beibehalten worden wie beim Drehgestell mit Kastenträger. Es wurden jedoch an

dessen Stelle vier senkrechte und eine Querrippe an das Stegblech angeschweißt um die Verwindungssteifigkeit des Rahmenträgers zu erhöhen. Beide Drehgestellbauarten sind gleich schwer. Die Ergebnisse der Spreizversuche sind ebenfalls in Abb. 8 graphisch aufgetragen. Hiernach sind die Spreizwerte für die inneren Achshalter durch die Konstruktionsänderung über dem Achshalterausschnitt nur unwesentlich größer geworden. Der Einfluß des Achshaltersteges auf die Meßergebnisse ist auch hier nicht beträchtlich. Diese Meßwerte liegen noch immer innerhalb der zulässigen Grenze des Querspiels. Wesentlich ungünstiger liegen jedoch die Verhältnisse bei den äußeren Achshaltern. Hier sind die gemessenen Werte für

schiedene Meßergebnisse erzielt werden können, es bestätigt somit auf das Anschaulichste die Wichtigkeit der Formgebung beim Leichtbau.

Auf den Kastenträger kann nur verzichtet werden, wenn man durch eine Achsbuchstragfeder mit größerer gestreckter Länge die Kopfträger des Drehgestellrahmens so anordnen kann, daß sie sich unmittelbar hinter dem äußeren Tragfederbock befinden. Die Kopfträger können bei einer solchen Anordnung die Verwindungskräfte ohne weiteres übernehmen. Ein solches Versuchsdrehgestell ist in Abb. 9 dargestellt. Bei diesem Versuchsdrehgestell wurde die beim Einheitsdrehgestell der Steuerwagen übliche gestreckte Länge der Achsbuchsfeder von 900 mm auf 1200 mm verlängert. Der Steg des Kopfquerträgers befindet sich bei dieser Anordnung in der Mitte hinter dem äußeren Tragfederbock der fünfteiligen Tragfeder. Die Achsbuchsschraubenfedern haben 4,5 federnde Windungen, der Federstahl ist 22 □. Die Stege der beiden Kopfträger sind in gleicher Höhe ausgeführt wie die Drehgestellwangen, sie sind mit großen Ausschnitten versehen, damit die Bremsklötze und ihre Aufhängung gut zugänglich sind. Der Drehgestellrahmen mit Lang- und Querträger ist 600 mm hoch, sein 5 mm starker Untergurt, der ungekröpft in einer Ebene durchläuft, hat von SO. einen Abstand von 200 mm, nur im Bereich der Achshalterausschnitte ist er unterbrochen. Auch die gegen die Drehgestellmitte liegenden Böcke der Achsbuchsfedern sind durch je einen Querträger gegen Verdrehung der Drehgestellwangenstege gesichert. Diese Querträger sind ebenfalls in gleicher Höhe wie die Kopfträger und die Drehgestellwangen ausgeführt. Die Längsrippen der Tragfederböcke sind jeweils symmetrisch zu den Querträgern angeordnet. Mit Rücksicht darauf, daß im Bereich der Achsbuchsfederung durch diese die Drehgestell-Langträger nicht mehr auf Verdrehung beansprucht werden, konnte auf die Anordnung von Kastenträgern über den Achshaltern nunmehr verzichtet werden. Die von den Seitenkräften der Räder herrührenden Verdrehungsbeanspruchungen der Achshalterumgebung werden abgefangen durch zwei U-förmige Längs- und eine Querrippe, die mit ihren Schenkeln stumpf an die Drehgestellwange angeschweißt sind. Neuartig ist der aus einem Winkeleisen 50 × 90 mm bestehende Achshalterschlüssel, bei welchem keine Paßschrauben, sondern besondere Paßbüchsen verwendet sind. An den Achshaltern sind genau gedrehte Büchsen eingeschweißt, über welche die am Achshalterschlüssel ebenfalls eingeschweißten, genau auf Paßsitz gedrehten Paßbüchsen greifen. Der Durchmesser der Paßflächen beträgt 54 mm, während die eingesetzten 3/4"

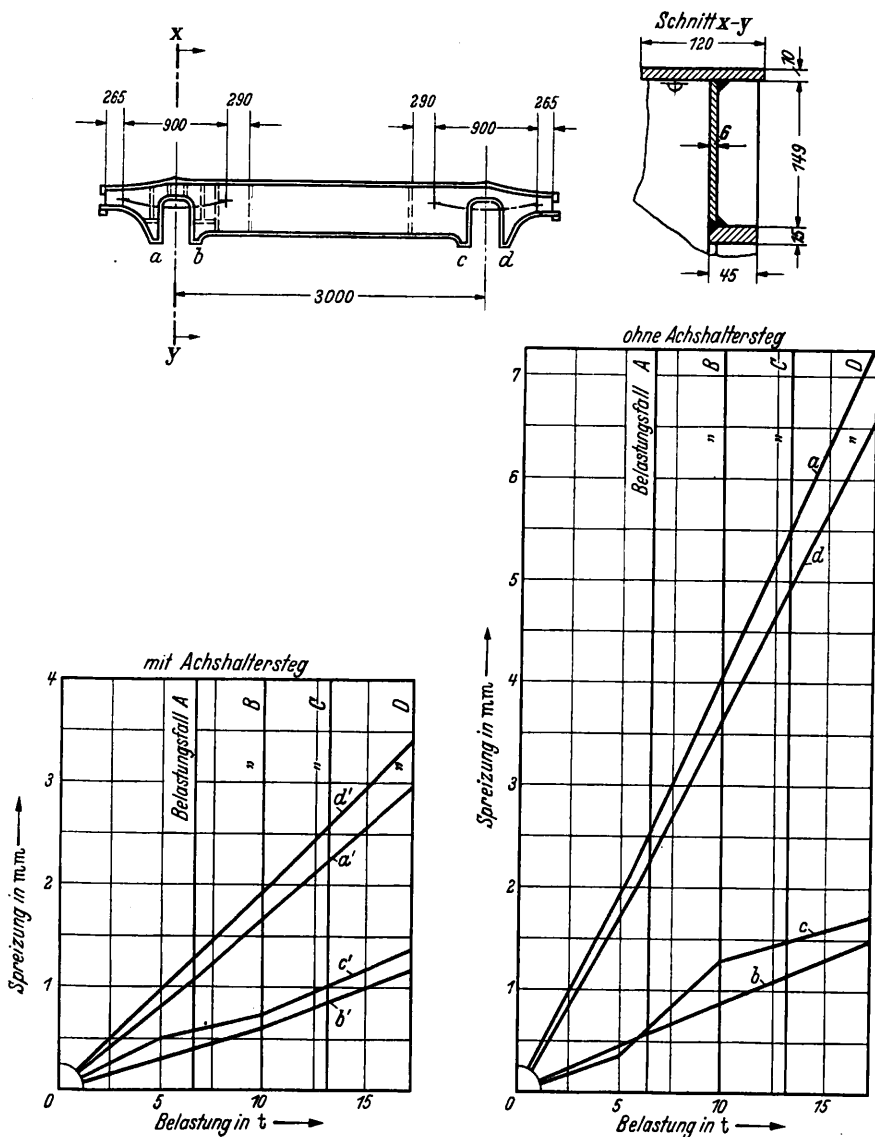


Abb. 8. Spreizwerte für Einheitssteuerwagendrehgestell ohne Kastenträger.

das Drehgestell ohne Achshaltersteg etwa doppelt so groß als die mit eingebautem Achshaltersteg. Der ungünstigste Wert betrug bei der Messung ohne Achshaltersteg bei der Höchstlast am äußeren Achshalter an der unteren Meßstelle etwa 7,5 mm, also etwa viermal so viel als die vergleichbaren Werte für den inneren Achshalter und doppelt so viel wie beim Drehgestell mit Kastenträger. Diese Spreizwerte sind daher für den Betrieb unzulässig, und zwar auch für Drehgestelle mit festsitzendem Achshaltersteg, da durch den zu stark spreizenden äußeren Achshaltersteg, wegen der zu geringen Verdrehungssteifigkeit des Drehgestellrahmens ein Klemmen der Achsbuchse eintreten würde. Dieses Beispiel zeigt aber die Wichtigkeit des Kastenträgers bei den Görlitzer Drehgestellbauarten und außerdem, daß bei gleichem Gewichtsaufwand wesentlich ver-

Schrauben den Achshalterschlüssel nur am Drehgestellrahmen halten und keinen Paßsitz mehr erhalten. Dieser Achshalterschlüssel verhindert das Aufweiten der Achshalter und stellt außerdem eine kraftschlüssige Verbindung des Untergurtes des Drehgestellrahmens her. Die neunlagige Wiegenblattfeder ist mit 1450 mm gestreckter Länge so gewählt worden, daß die Tragfederböcke ebenfalls symmetrisch vor Querträgern liegen. Eine Längsrippe jeder dieser Böcke ist jeweils gleichzeitig auch Längsrippe der Tragböcke der Achsbuchsfederung. Die Wiegenschraubenfedern haben 3,5 federnde Windungen und einen Federstahl 28 □. An Stelle der beim Einheitsdrehgestell gewählten Lenkerführung der Wiegenschraubenfederung wurde eine Gleitführung des Lenkenbolzens gewählt.

Der 6 mm starke Obergurt des Drehgestell-Langträgers ist ebenfalls eben durchgeführt. Weder im Ober- noch im Untergurt des Langrahmens sind Stumpfstöße zugelassen. Die Untergurte der Querträger sind ebenfalls ungekröpft, während sich bei den Obergurten mit Rücksicht auf die Drehpfanne und das Bremsgestänge gegen die Mitte zu eine Kröpfung nicht vermeiden läßt. Über Eck laufende Träger wurden nicht

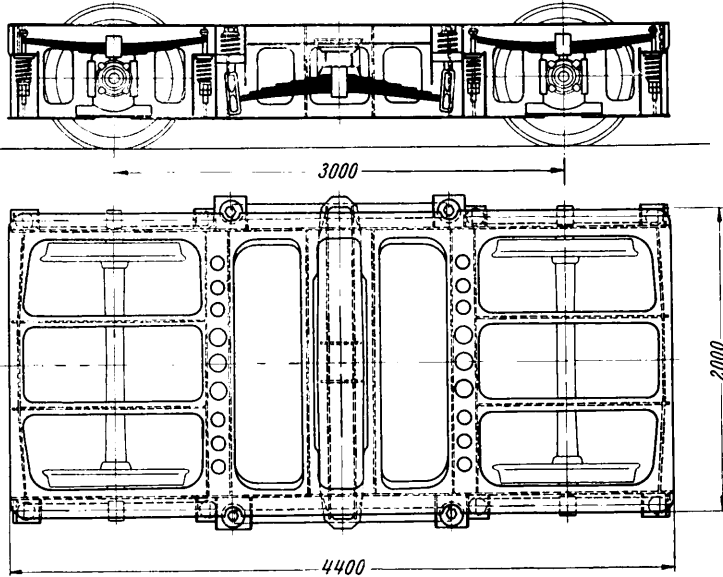


Abb. 9. Versuchs-drehgestell Bauart Fuchs, Heidelberg.

eingebaut, da das Drehgestell durch die beiden Kopfträger und vier weitere Querträger, die alle in gleicher Höhe ausgeführt sind wie die Langträger, ausreichend eckensteif ist. Die Gurtbleche wurden mit großen Ausrundungen versehen, die die Eckensteifigkeit erhöhen und einen schlanken Kräfteübergang gestatten. Auf diese Weise ist eine Konstruktion geschaffen, die günstige Schweißverbindungen ermöglicht.

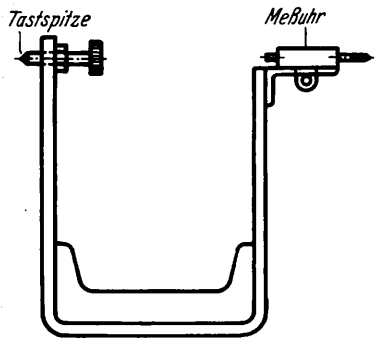


Abb. 10. Meßbügel.

über die Ergebnisse dieser Festigkeitsversuche wird später zu berichten sein.

Weitungsmessungen.

Die Weitungsmessungen an den Gleitbackenführungen wurden gleichzeitig mit den Spreizungsmessungen durchgeführt. Da jedoch die Achshalter unter dem Einfluß der senkrechten Last nur in ganz geringem Maß sich aufweiten, wurden die Spreizmessungen nur unter der ungünstigsten Annahme, nämlich ohne Achshalterstege durchgeführt und die Aufweitungen ebenfalls an der ungünstigsten Stelle 10 mm über der Unterkante der Gleitbacken gemessen. Auch bei der Weitungsmessung ist das Prüfdrehgestell wie bei der Spreizungsmessung am Prüfstand auf den Achsbuchsfederbunden aufgelagert und auf der unteren Drehpfanne belastet. Wegen der querdurchlaufenden Auflagerbalken sind die Achs-

halterausschnitte des Drehgestells jeweils zwischen den beiden Gleitbackenflächen nicht frei, so daß die Abstände der Gleitbackenflächen voneinander nicht ohne weiteres gemessen werden können. Es wurde deshalb ein Meßbügel nach Abb. 10 verwendet, der an dem einen Schenkelende eine Tastspitze und an dem anderen eine Meßuhr trägt. Mit Hilfe dieses Meßbügels können die Auflagerbalken umgangen werden. Durch gleichmäßigen Anschlag bei allen Belastungsstufen werden Meßfehler vermieden. Die Ergebnisse der Weitungsmessungen sind in die Zusammenstellung 2 eingetragen.

Zusammenstellung 2.

		Belastungsfall			
		A	B	C	D
		Belastung in kg			
		6 625	9 925	13 225	17 200
Weitung in mm	Meßstelle Achshalter 4	0,78	0,83	0,95	1,23
	„ „ 6	0,32	0,42	0,47	0,72
	„ „ 14	0,20	0,30	0,34	0,59
	„ „ 16	0,12	0,27	0,39	0,86

Da auch das Längsspiel zwischen Achsbuchsgleitführung und Achshaltergleitbacke festgelegt wird bei auf den Drehgestellen aufgesetzten leeren Wagenkasten, so wird sich das auf diese Weise eingestellte Längsspiel während des Laufes nur unter dem Einfluß der Nutzlast und der senkrechten Gleisstöße, also unter dem Einfluß der Belastungsfälle B bis D verändern. Die Größe der während des Wagenlaufes eintretenden Weitungen kann ermittelt werden aus der Differenz zwischen den bei den Belastungsfällen B bis D ermittelten Weitungen und den entsprechenden Werten, die beim Belastungsversuch mit dem leeren Wagenkastengewicht (Belastungsfall A) ermittelt wurden. Diese Werte sind in Zusammenstellung 3 eingetragen.

Zusammenstellung 3.

		Belastungsfall		
		B—A	C—A	D—A
		Belastungszunahme		
Weitung in mm	Meßstelle Achshalter 4	0,05	0,17	0,45
	„ „ 6	0,10	0,15	0,40
	„ „ 14	0,10	0,14	0,39
	„ „ 16	0,15	0,27	0,74

Aus der Zusammenstellung ist ersichtlich, daß bei voll besetztem Wagen und gelockerten Achshalterstegen sich die Achshalter im ungünstigsten Fall nur um 0,15 mm aufweiten. Bei um 100 v. H. übersetztem Wagen vergrößert sich dieses Maß auf 0,27 mm und im Belastungsfall D (überbesetztem Wagen + 30 v. H. Stoßzuschlag) auf 0,74 mm. Diese Aufweitungen sind so gering, daß sie keinen Einfluß auf die Laufgüte ausüben können. Die Aufweitungen sind nach Entlastung wieder vollkommen zurückgegangen, die Verformungen waren daher rein elastisch. Bei eingebautem Achshaltersteg werden mit Rücksicht auf die Weitungsteifigkeit der Achshalter auf die Paßschrauben nur geringe Scherkräfte übertragen, so daß angenommen werden kann, daß sich der Paßsitz durch die Betriebsbeanspruchungen nicht lockern wird. Der Prüfversuch hat daher in einwandfreier Weise den Nachweis erbracht, daß das leichte Einheitsdrehgestell in bezug auf die Weitung der Achshalter vollkommen einwandfrei und den größten Beanspruchungen im Betrieb gewachsen ist.

Eckensteifigkeit.

Bei der Prüfung der Eckensteifigkeit nach Versuchsanordnung Abb. 2 wurde der Drehgestellrahmen mit einer

Höchstlast von 3,5 t beansprucht. Die Meßergebnisse sind in Zusammenstellung 4 angegeben.

Zusammenstellung 4.

Zugkraft in t	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Parallelverschiebung der Drehgestellwangen in Längsrichtung in mm = x	0,59	1,15	1,84	2,48	3,04	3,37	3,54

Nach Entlastung sind die Drehgestellwangen in ihre ursprüngliche Lage zurückgegangen; der Drehgestellrahmen hat sich auch bei der höchsten Beanspruchung nur elastisch verformt. Die im Betrieb im ungünstigsten Fall tatsächlich auftretenden auf Ecken wirkenden Kräfte sind für so leichte Wagen bisher bei Versuchsfahrten noch nicht ermittelt worden. Wenn jedoch diese Kräfte bei einem 40 t schweren D-Zugwagen im ungünstigsten Fall zu 2,75 t gemessen wurden, so kann mit genügender Wahrscheinlichkeit angenommen werden, daß bei dem etwa 21 t schweren Steuerwagen diese Zugkräfte kaum 1,5 t überschreiten werden. In diesem Fall beträgt die Parallelverschiebung des Drehgestellrahmens nur 1,84 mm. Da im Dauerbetrieb mit den Einheitssteuerwagen nicht beobachtet werden konnte, daß bei abgenutzten Radreifen die vom Sinuslauf herrührenden Schüttelschwingungen in den Wagenkasten hineingetragen werden, kann mit Sicherheit angenommen werden, daß die Eckensteifigkeit des Drehgestellrahmens ausreichend groß ist. Die durch den Druckversuch nachgewiesene Elastizität des Rahmens hat bei Laufversuchen keinen nachteiligen Einfluß auf die Laufgüte gezeigt.

Quersteifigkeit.

Die Quersteifigkeit des Drehgestellrahmens wurde nach Versuchsanordnung Abb. 3 mit einer Höchstzugkraft von 3,5 t geprüft. Diese Seitenkraft wird bei dem nur 21 t schweren Steuerwagen nur in seltenen Ausnahmefällen und auch nur bei ausgelaufenen Radreifen und schlechter Gleislage auftreten und heftige Wiegenausschläge zur Folge haben. Der Drehgestellrahmen wurde beim Versuch am Wiegenbegrenzungsanschlag durch ein Spannschloß in Stufen von jeweils 0,5 t gezogen. Die Meßergebnisse sind in Zusammenstellung 5 zusammengestellt.

Zusammenstellung 5.

Zugkraft in t	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Ausbiegung des Drehgestell-langträgers	0,21	0,50	0,80	1,01	1,43	1,74	2,07
Ausbiegung des Achshaltern Meßpunkt 2—1	0,44	1,04	1,67	2,50	2,77	3,17	3,58
Ausbiegung des Achshaltern Meßpunkt 5—4	0,40	0,89	1,35	1,76	2,17	2,55	2,94

Nach Entlastung ist der Drehgestellrahmen mit den Achshaltern wieder in die Ausgangslage zurückgegangen, d. h. durch die angesetzte größte Seitenkraft von 3,5 t ist der Drehgestellrahmen mit seinen Achshaltern nur elastisch verformt worden. Die unter dem Einfluß der Seitenkräfte eingetretenen elastischen Verformungen sind aber, wie aus der Zusammenstellung 5 ersichtlich nur gering, sie betragen am Wiegenbegrenzungsanschlag im ungünstigsten Fall nur 2,07 mm.

Die Festigkeitsversuche an dem nur 3,464 t schweren Drehgestell haben in einwandfreier Weise den Nachweis gebracht, daß der Drehgestellrahmen in den Achshaltern so steif ist, daß auch bei den größten im Betrieb vorkommenden Beanspruchungen nur ganz geringe Veränderungen der Längs- und Querspiele auftreten, die ohne jeden Einfluß auf die Lauf-

güte des Wagens sind. Trotzdem ist aber der Rahmen im ganzen in Quer- und diagonalen Richtung so elastisch, daß er alle Kräfte ohne bleibende Formänderung aufzunehmen in der Lage ist und somit die Voraussetzung besitzt, den dynamischen Beanspruchungen am vollkommensten zu genügen.

Das Bild über die Festigkeitseigenschaften des leichten geschweißten Drehgestells wird aber erst dann vollkommen sein, wenn die Versuchsergebnisse verglichen werden mit den Festigkeitsversuchen, die an einem älteren genieteten Laufdrehgestell eines Beiwagens für Verbrennungstriebwagen an gestellt wurden. Auch dieses veraltete Drehgestell hat im Betrieb keinen größeren Beanstandungen Anlaß gegeben.

Genietetes Laufdrehgestell eines Beiwagens für Verbrennungstriebwagen.

Die Hauptdaten dieses vor Jahren hergestellten genieteten Drehgestells sind:

Achsstand	3000 mm
Drehgestellrahmenlänge über Kopfträger . . .	4400 „
Drehgestellrahmenbreite	1766 „
Raddurchmesser	900 „
Anzahl der Tragfedern auf jeder Seite	3

Das genietete Drehgestell hat neben gleichem Achsstand und gleicher dreifacher Abfederung etwa die gleichen Hauptabmessungen wie das geschweißte Drehgestell des Einheitssteuerwagens. Das genietete Drehgestell ist in der damaligen

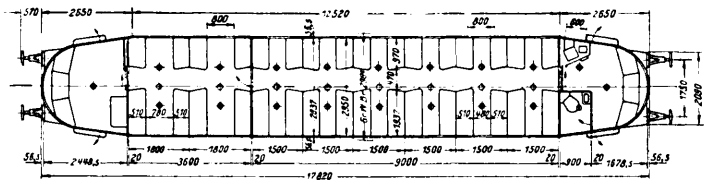


Abb. 11. Grundriß des genieteten Beiwagens.

Regelbauart, also mit einem niederen Drehgestellrahmen und angenieteten Achshaltern hergestellt worden. Da der Beiwagen für Verbrennungstriebwagen wegen der geringen Dieselmotorleistung möglichst leicht gebaut werden sollte ist auch im Drehgestell, soweit dies bei der Nietbauweise möglich war, an Gewicht gespart worden. Das Gewicht des betriebsfertigen genieteten Drehgestells betrug 4,1 t, gegenüber 3,46 t des geschweißten Einheitsdrehgestells, ist um 640 kg oder um etwa 18 v. H. schwerer. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß das genietete zu einem kürzeren Wagen mit einfacherer Inneneinrichtung gehört, dessen Hauptdaten, um einen Vergleich mit dem Einheitssteuerwagen zu ermöglichen, nachstehend angegeben sind:

Länge des Wagenkastens über Puffer	18960 mm
„ „ „ ohne „	17720 „
Drehzapfenabstand	10970 „
Höhe des Wagenkastens über SO.	3650 „
Wagenkastenbreite	2994 „
Anzahl der Sitzplätze	88
Gewicht des Wagenkastens leer	10200 kg
Gesamtgewicht des Beiwagens einschließlich Drehgestelle	18400 „
Nutzlast einschließlich Stehplätze	7500 „
Höchstlast	15000 „
Drehpfannen höchstbelastung (einschließlich Stoßzuschlag)	16400 „

Die näheren Einzelheiten über Raumaufteilung, Abteil-längen usw. gehen aus der Grundrißskizze in Abb. 11 hervor. Der Beiwagenkasten ist also bei etwa gleicher Höhe und Breite um 3280 mm kürzer als der Einheitssteuerwagen, der einen Abort mehr und einen Post- und Führerstandsraum noch

zusätzlich besitzt. Außerdem ist der Einheitssteuerwagen mit einer auch für niedere Außentemperatur ausreichenden Warmwasserheizungsanlage und mit Quergepäcknetzen ausgerüstet. Diese Umstände sind bei der Beurteilung des Mindergewichtes des Beiwagens von 3150 kg gegenüber dem Einheitssteuerwagen zu berücksichtigen. Die Drehpfannenbelastungen des Beiwagendrehgestells sind in allen Belastungsfällen geringer als beim Einheitssteuerwagen-Drehgestell.

Spreizungsmessungen.

Die durch Belastungsversuche ermittelten Spreizwerte sind aus Zusammenstellung 6 (s. Seite 218) und Abb. 12 zu ersehen. Auch bei dem genieteten Drehgestell wurden nur positive Spreizwerte festgestellt: die Achshalter spreizen also auch bei dieser Bauart stets nach außen. Bei dem genieteten Drehgestell sind die 10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbacke gemessenen Spreizwerte der äußeren Achshalter wesentlich höher als die der inneren; die Unterschiede sind beträchtlich größer als beim geschweißten in Leichtbauart hergestellten Drehgestell. Auch die Meßwerte mit und ohne Achshaltersteg zeigen größere Unterschiede, weil der versteifende Einfluß des Drehgestellrahmens mit hohem Wangensteg fehlt.

Beim genieteten Drehgestell sind die beiden inneren Achshalter durch ein Zugband miteinander verbunden, das keine Verdrehungsbeanspruchungen aufnehmen kann. Bei solchen Drehgestellbauarten mit niederem Drehgestellrahmen und unterem Zugband ist der Einfluß eines fest sitzenden Achshaltersteges daher von größerer Wichtigkeit; lockert sich der Achshaltersteg, so können sich unter dem Einfluß der Last Spreizwerte einstellen, die ein Klemmen der Achsbuchsen und damit einen rubbeligen Wagenlauf zur Folge haben. Die 10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbacken gemessenen Spreizwerte sind wesentlich günstiger als die Spreizwerte am unteren Teil der Achshaltergleitbacken. Hier zeigt sich bereits der versteifende Einfluß des schweren genieteten Drehgestellrahmens. Die gemessenen Spreizwerte befriedigen bei feststehendem Achshaltersteg bei vollbesetztem Wagen; diese Werte nehmen aber bei Übersetzung und unter dem Einfluß der Stoßzuschläge Größen an, bei denen ein Klemmen der Achsbuchsen eintritt.

Der Vergleich der Spreizwerte des Drehgestells der Einheitssteuerwagen mit dem genieteten Beiwagendrehgestell zeigt auf das deutlichste die große Überlegenheit der geschweißten in Leichtbautechnik hergestellten Drehgestelle. Alle gemessenen Spreizwerte sind bei letzterem trotz größerer Drehpfannenbelastung und geringeren Drehgestellgewichtes kleiner, alle Werte sind auch bei den ungünstigsten Beanspruchungen stets innerhalb der zulässigen Grenzen. Auch lose gewordene Achshalter haben auf die Güte des Wagenlaufes keinen Einfluß. Die Größe der Überlegenheit veranschaulicht Abb. 13, in dem die Spreizwerte der beiden Drehgestellbauarten ohne Achshaltersteg graphisch aufgezeichnet sind.

Weitungsmessungen.

Die Weitungsmessungen an dem genieteten Drehgestellrahmen wurden in gleicher Weise ohne Achshaltersteg durchgeführt, wie bei dem geschweißten Einheitsdrehgestell für Steuerwagen. Die Prüflasten für die vier Belastungsfälle (Leergewicht, Vollast, Überlast und Überlast + 30 v. H. Stoß-

zuschlag) sind aus den Gewichten des genieteten Beiwagens ermittelt worden. Die Ergebnisse der Weitungsmessungen sind in Zusammenstellung 7 eingetragen:

Während beim geschweißten Drehgestell des Einheitssteuerwagens der Durchschnittswert der Aufweitungen der vier Achshalterpaare beim ungünstigsten Belastungsfall D (17 200kg) 0,85 mm betrug, beträgt dieser Wert beim genieteten Drehgestell des Beiwagens im Belastungsfall D (16 400 kg) 1,54 mm, ist also um 0,69 mm größer, d. h. die angenieteten Achshalter haben eine etwas geringere Festigkeit gegen Aufweitung, sie beanspruchen daher ungünstiger den Paßsitz der Paßschrauben der Achshalterstege und werden bei geringeren Laufleistungen

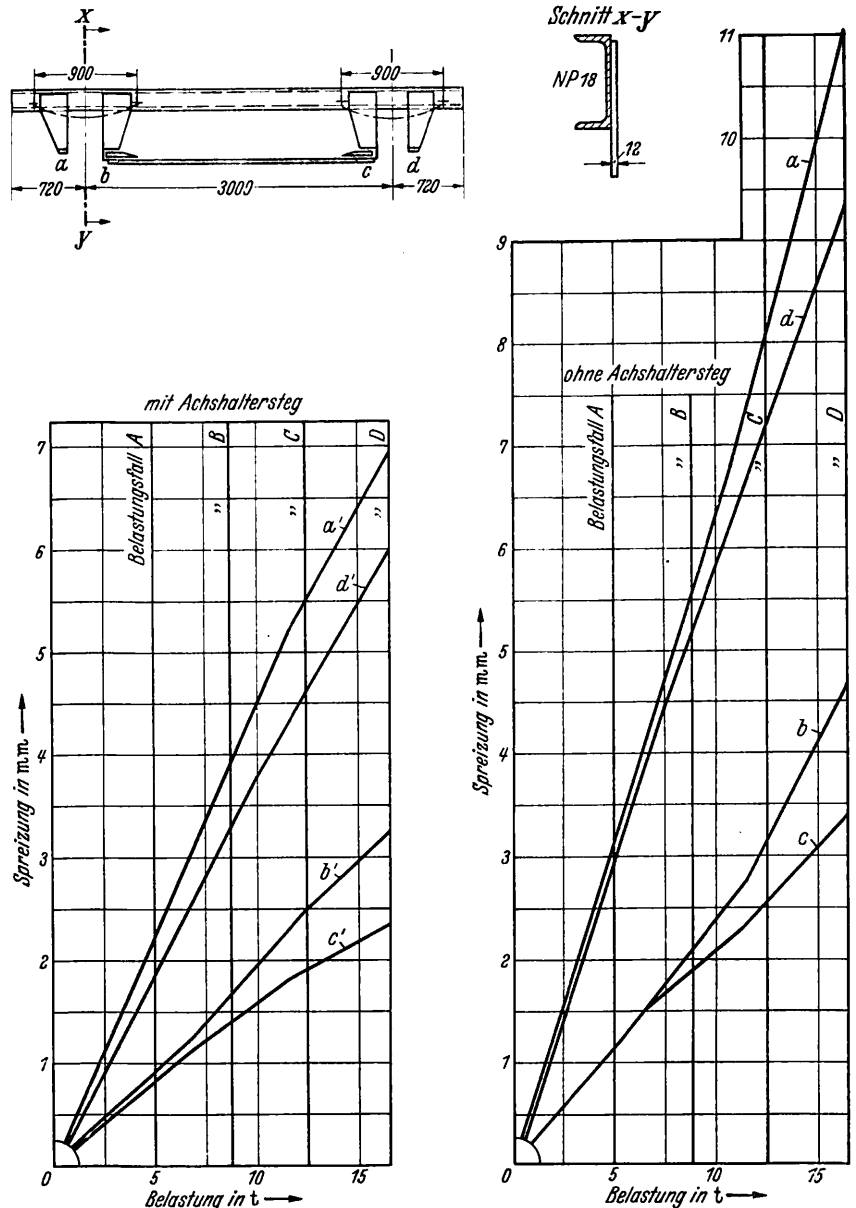


Abb. 12. Spreizwerte für genietete Drehgestellrahmen aus Profileisen.

ein Lockern der Paßschrauben im Betrieb herbeiführen und dadurch auch früher größere Spreizungen im Gefolge haben.

Für die Güte des Wagenlaufes ist wie bereits ausgeführt, nur maßgebend die Aufweitung, die während des Wagenlaufes eintritt. In der Zusammenstellung 8 sind daher in ähnlicher Weise wie bei dem leichten geschweißten Einheitsdrehgestell die Aufweitungswerte bei den verschiedenen Belastungszunahmen eingetragen.

Beim geschweißten Drehgestell betrug der Durchschnittswert der Aufweitungen im Belastungsfall B—A (vollbesetzter Wagen) 0,1 mm; beim genieteten Wagendrehgestell 0,35 mm.

Zusammenstellung 6.
Spreizwerte des genieteten Beiwagendrehgestells.

1			2	3	4				5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Drehpfannenbelastung			Meßstelle zwischen den Achshaltern	Spreizwerte in mm																					
				mit				ohne				Belastungszunahme				mit				ohne					
bei			Belastungsfall A	kg	Achshaltersteg								Achshaltern												
					an den äußeren				an den inneren				äußeren				inneren								
					a'	d'	b'	c'	a	d	b	c	a'	d'	b'	c'	a	d	b	c					
unbesetztem Wagen			A	5 100	10 mm über der unteren Kante der Achshaltergleitbacke	2,25	1,90	0,95	0,85	3,20	3,05	1,20	1,20	—	—	—	—	—	—	—	—				
vollbesetztem Wagen			B	8 800		4,05	3,40	1,70	1,40	5,80	5,35	2,10	1,90	B—A	1,80	1,50	0,75	0,55	2,60	2,30	0,90	0,70			
überbesetztem Wagen			C	12 600		5,60	4,70	2,50	1,90	8,20	7,30	3,25	2,60	C—A	3,35	2,80	1,55	1,05	5,00	4,25	2,05	1,40			
überbesetztem Wagen und 30% Stoßzuschlag			D	16 400		6,95	6,00	3,25	2,35	11,10	9,45	4,75	3,45	D—A	4,70	4,10	2,30	1,50	7,90	6,40	3,55	2,25			
			E											E—A											
unbesetztem Wagen			A	5 100	10 mm unter der oberen Kante der Achshaltergleitbacke	a ₁ '	d ₁ '	b ₁ '	c ₁ '	a ₁	d ₁	b ₁	c ₁		a ₁ '	d ₁ '	b ₁ '	c ₁ '	a ₁	d ₁	b ₁	c ₁			
vollbesetztem Wagen			B	8 800		1,55	1,25	0,80	0,60	2,10	1,85	0,90	0,45	—	—	—	—	—	—	—	—				
überbesetztem Wagen			C	12 600		2,65	2,00	1,30	0,95	3,65	3,20	1,65	0,95	B—A	1,10	0,75	0,50	0,35	1,55	1,35	0,75	0,50			
überbesetztem Wagen und 30% Stoßzuschlag			D	16 400		3,60	2,75	1,80	1,20	5,40	4,60	2,30	1,70	C—A	2,05	1,50	1,00	0,60	3,30	2,75	1,40	1,25			
			E			4,35	3,70	2,20	1,60	7,25	5,95	3,05	2,95	D—A	2,80	2,45	1,40	1,00	5,15	4,10	2,15	1,50			
														E—A											

Zusammenstellung 7.

		Belastungsfall			
		A	B	C	D
		Belastung in kg			
		5100	8800	12600	16400
Weitung in mm	Meßstelle Achshalter 4	0,43	0,79	1,22	1,72
	" " 6	0,46	0,84	1,23	1,49
	" " 14	0,50	0,84	1,23	1,69
	" " 16	0,52	0,73	1,08	1,54

Zusammenstellung 8.

		Belastungszunahme		
		B—A	C—A	D—A
		Belastungsfall		
		B—A	C—A	D—A
Weitung in mm	Meßstelle Achshalter 4	0,36	0,79	1,29
	" " 6	0,38	0,77	1,03
	" " 14	0,34	0,73	1,19
	" " 16	0,31	0,66	1,12

Auch beim genieteten Drehgestell würde eine solche Vergrößerung des Längsspiels bei gelockertem Achshaltersteg noch keinen schlechten Wagenlauf zur Folge haben. Im Belastungsfall D—A erhöht sich dieser Wert jedoch von 0,5 mm auf 1,18 mm; bei gelockertem Achshaltersteg würde eine solche Vergrößerung des Längsspiels die Güte des Wagenlaufes beeinträchtigen können. Mit Rücksicht auf die stoßweise Beanspruchung der Drehgestellrahmen wird aber ein weicher Achshalter rascher den Paßsitz der Achshalterstegverschraubungen zerstören.

Da beim genieteten Drehgestell der Drehgestellrahmen aus einem sehr steifen Rahmen mit kastenförmigem Quer-

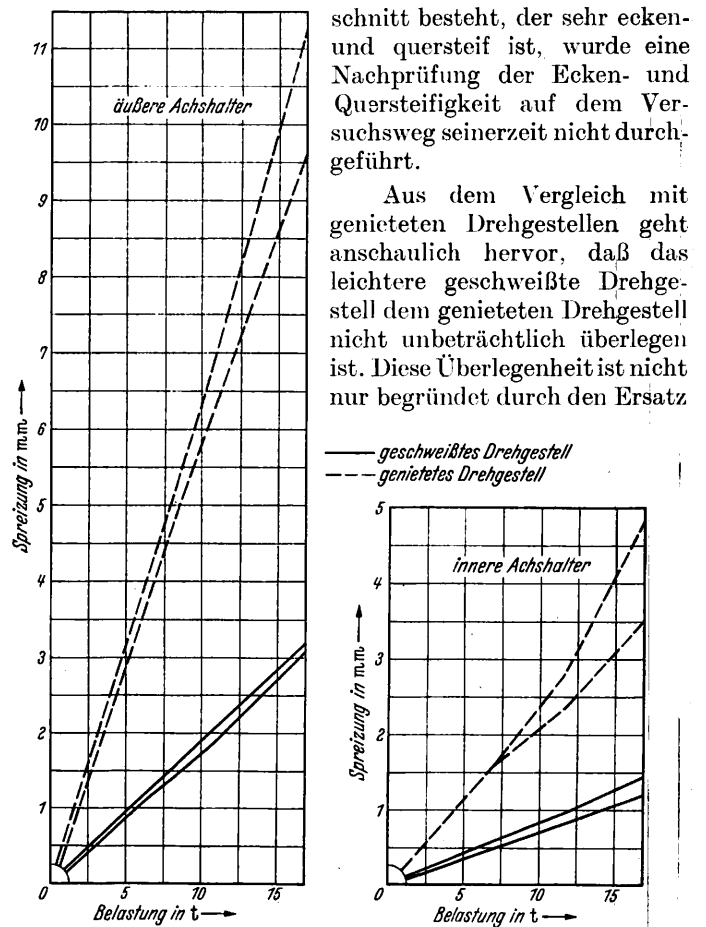


Abb. 13. Vergleich der Spreizwerte vom geschweißten und genieteten Drehgestell ohne Achshaltersteg.

schnitt besteht, der sehr ecken- und quersteif ist, wurde eine Nachprüfung der Ecken- und Quersteifigkeit auf dem Versuchsweg seinerzeit nicht durchgeführt.

Aus dem Vergleich mit genieteten Drehgestellen geht anschaulich hervor, daß das leichtere geschweißte Drehgestell dem genieteten Drehgestell nicht unbeträchtlich überlegen ist. Diese Überlegenheit ist nicht nur begründet durch den Ersatz

der Nietung durch geschweißte Verbindungen, weil solche Verbindungen an sich steifer sind als Verbindungen mit Reibungsschluß, sondern weil beim geschweißten Drehgestellrahmen der Baustoff so verteilt werden kann, wie es die Beanspruch-

ung in jedem Querschnitt erfordert. Geschweißte leichte Drehgestelle sind daher trotz Gewichtersparnis in ihren Festigkeitseigenschaften besser als veraltete Drehgestelle mit niederen Drehgestellrahmen und angeschweißten Achshaltern.

Die hydraulische Dreipunktstützung von Kranbühnen auf Drehgestellen.

Von Dipl.-Ing. Karl F. Eckinger VDI, Nürnberg.

Lagerungsarten.

Zur statischen Bestimmung von Kranbühnen fahrbarer Eisenbahnkrane hat Dr. Uebelacker die Dreipunkt-lagerung der Bühnen vorgeschlagen um dadurch die sichere Unterstützung dieser Fahrzeuge bei Bewegung über unebene Gleisstrecken im belasteten Zustand herbeizuführen*). (Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937. S. 275 bis 277.) Die Ausführung dieser Dreipunktstützung mit hydraulischem Ausgleich erleichtert den Ausgleich der Belastungen gegenüber dem Gestängeausgleich dadurch, daß sie die innere Reibung in den Kraftübertragungsorganen vermindert. Wie man dabei die Bühne vollkommen auf Flüssigkeit lagern kann, ist schematisch in Abb. 1 dargestellt. Der Einfachheit halber sind die beiden Drehgestelle durch die Achsen B_1-B_2 und C_1-C_2 ersetzt. In jeder Achse sind zwei Zylinder eingebaut, die wir mit A' und B bzw. A'' und C bezeichnen. Von diesen Zylindern, deren Kolben zur Wahrung der Kurvenbeweglichkeit Rollenköpfe tragen, sind A' und A'' durch einen Panzerschlauch miteinander verbunden. So entsteht ein ideeller Stützpunkt A in der Mitte der Verbindung, der mit den beiden voneinander unabhängigen Zylindern B und C die Dreieckstützung bildet. Da der Zusammenhang zwischen Drehgestellen und der Kranbühne in den Punkten B_m und C_m so erfolgt, daß dort nur waagerechte Führungskräfte übertragen werden können, ist statische Bestimmtheit der Lagerung gewährleistet, solange die Kolben sich nicht hart auf die Zylinderböden aufsetzen. Für ein genügendes Kolbenspiel ist daher zu sorgen. Betriebsmäßig wird bei der Dreieckstützung das Kolbenspiel den halben Wert der Überhöhung annehmen, wie man aus einer einfachen geometrischen Überlegung erkennt. Steht das Rad C_2 auf der Rampe um den Betrag h überhöht, während die übrigen Räder C_1 , B_1 und B_2 noch in der Ebene sind, so muß die Kranbühne sich im Zylinder A' um den Betrag $\frac{h}{2}$

senken und im Zylinder A'' um $\frac{h}{2}$ heben. Wenn sich zu wenig

Flüssigkeit in den Zylindern befindet, geht die Bestimmtheit der Lagerung verloren, weshalb es nötig ist, das richtige „Aufschwimmen“ der Kranbühne mit Hilfe von Manometern zu überprüfen. Die Ablesungen an denselben geben den Lagerdruck und zugleich das Vorhandensein des Flüssigkeitspolsters an. Für die Füllung der Druckleitung durch Pumpen wird mit Rücksicht auf Frostgefahr Glycerin verwendet.

Bei der zweiten Anordnung (Abb. 2) sind in den Punkten B_m' und C_m' der Drehgestelle Stützpfannen angeordnet, auf die sich die Kranbühne unmittelbar, also mechanisch, abstützt und die auch Zugkräfte aufnehmen können. Außerdem sind wieder vier Druckzylinder in die Achsen (Drehgestelle) eingebaut, nur mit dem Unterschied gegen früher, daß die Verbindung auf jeder Bühnenseite durch eine Panzerschlauchleitung erfolgt und dadurch zwei hydraulische Stützpunkte A_1 und A_2 gebildet werden.

Die statisch bestimmte Stützung kommt nun dadurch zustande, daß die Kranbühne, mit einem Spiel gegen die hydraulischen Stützpunkte ausgestattet, durch Pendeln um die mechanische Achse $B_m'-C_m'$ je nach der Schwerpunktlage entweder auf dem einen oder dem anderen Zylinderpaar aufsitzt, so daß der Gesamtbereich der Stützung durch die

Raute $A_1-B_m'-A_2-C_m'$ dargestellt wird. Im Gegensatz zu der früher beschriebenen Dreieckstützung soll diese Anordnung die Rautenstützung genannt werden.

Sicherheitsvorrichtung.

Das Pendeln der Kranbühne kann man bei der hydraulischen Rautenstützung zum Einbau einer Vorrichtung benutzen, mit der die statisch bestimmte Lagerung äußerlich nachweisbar und gesichert ist*). Nach dem Vorschlag des Verfassers ist zwischen jedes Druckzylinderpaar ein dritter Zylinder, der sogenannte Ausgleichszylinder eingeschaltet,

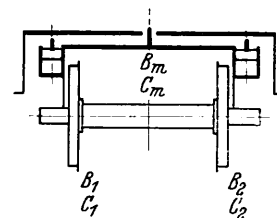
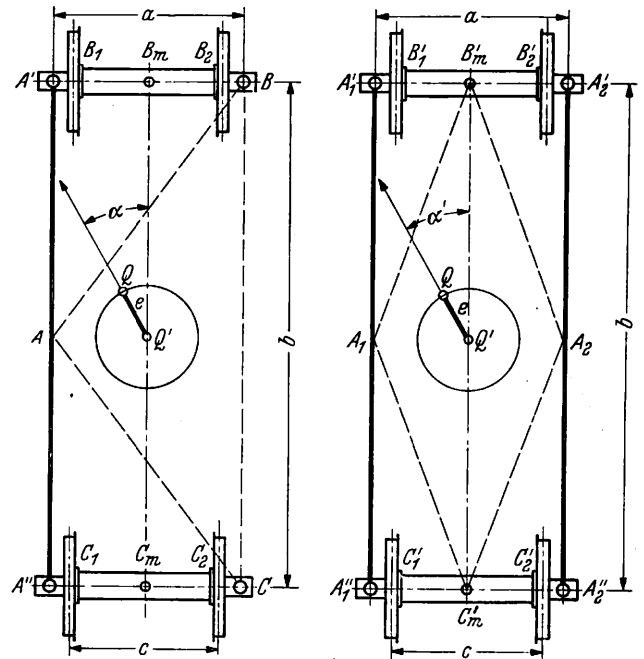


Abb. 1. Dreieckstützung einer Kranbühne.

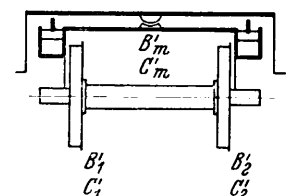


Abb. 2. Rautenstützung einer Kranbühne.

dessen Kolben gegen eine eingeschlossene Feder drückt und einen Zeiger trägt (Abb. 3). Für die jeweils belastete Seite stellt der Ausgleichszylinder nichts weiter als einen Teil der sichtbaren Verbindung zweier Druckzylinder dar, da beim auftretenden Arbeitsdruck der Bühne der Kolben des Ausgleichszylinders die eingeschlossene Feder bis zum Anschlag nach oben zusammendrückt. Mit dem Kolben wird der Zeiger dann seine höchste Stellung bei 0 einnehmen und dadurch das wirksame Lagerungsdreieck bezeichnen. Auf der entlasteten Seite dagegen verursacht der freiwerdende Federdruck eine Bewegung des Ausgleichkolbens und des Zeigers nach unten, und zwar so weit, als das Spiel der Kranbühne ein Hochgehen

*) D. R. G. M. 1313 679/35/b.

*) D. R. P. 645 822/20c/8 (Bauart MAN).

der entlasteten Druckkolben zuläßt. Der Zeiger steht dann in einer mittleren Stellung, z. B. bei v und gibt außer der Entlastung der betreffenden Seite mit seinem Weg $0 - v$ ein Maß für das vorhandene Spiel der Kranbühne an, das mit Hilfe einer Pumpe jederzeit eingestellt werden kann. Aus der Ablesung $0 - v$ und dem Größenverhältnis von Ausgleich- und Druckzylinder kann man das Spiel der Kranbühne sehr genau ermitteln. Es ist sogar möglich, aus den Ablesungen bei verschiedenen Belastungen auf die Durchbiegungen der Achsen zu schließen, denn diese werden eine zusätzliche Schräglage der Kranbühne und damit einen vergrößerten Zeigerweg am Ausgleichkolben bewirken.

Von dem Spiel der Kranbühne zu unterscheiden ist das Spiel der Kolben in den Druckzylindern, das nur durch die Stellung der Achsen der Drehgestelle im Raum hervorgerufen

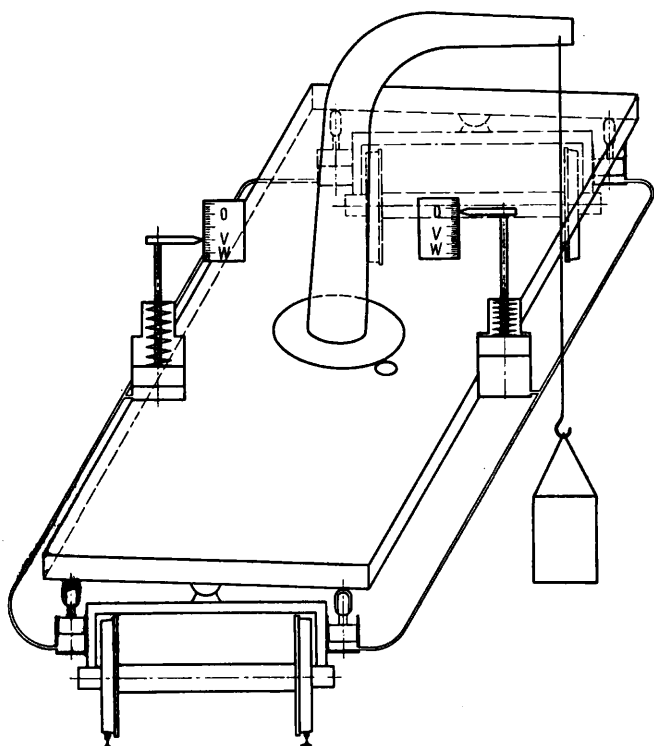


Abb. 3. Kranbühne mit Rautenstützung und Sicherheitsvorrichtung der Hydraulik.

Die belastete Seite der Kranbühne ist durch die Zeigerstellung 0 bei zusammengedrückter Feder, die entlastete Seite dagegen durch die Zeigerstellung v bei wirksamer Feder erkennbar.

wird. Für eine Überhöhung \ddot{u} ergibt sich bei der Rautenstützung ein Kolbenweg von $\frac{\ddot{u}}{4}$, mithin der halbe Wert, den wir früher bei der Dreieckstützung gefunden haben.

Es befinden sich alle Druckzylinder, auch die entlasteten, durch den wirksamen Federdruck in ständiger Berührung mit der Kranbühne. Sinkt auf der entlasteten Seite der Flüssigkeitsspiegel durch Leckverlust um ein bestimmtes Maß, so bewegt sich der Zeiger, getrieben durch die Federkraft unter die gewöhnliche Stellung bei v und bringt mit einem Kontaktfinger bei einer Warnstellung w optische und akustische Signale zur Auslösung. Ist die belastete Seite undicht oder treten dort unzulässige Verbiegungen auf, so wird durch die vergrößerte Schräglage der Kranbühne ein zusätzlicher Zeigerweg auf der entlasteten Seite erzeugt, so daß das Warnsignal ebenfalls ausgelöst wird. Ein Leckwerden des Systems kann daher im Betrieb immer rechtzeitig festgestellt werden. Mit den beschriebenen Ausgleichzylindern als Meßorgan ausgestattet, ist die Rautenstützung in hohem Maße betriebs-

sicher anzusehen, da eine ständige Überwachung des Flüssigkeitsvolumens gewährleistet ist und jede Abweichung von der statisch bestimmten Lagerung angezeigt wird.

Raddrücke und Standsicherheit.

Wir bezeichnen für die folgenden Untersuchungen mit Q das Gewicht der Kranbühne mit Last, e seinen Abstand von Drehmitte des Kranes, Q' das Gewicht der beiden Drehgestelle, das in Wagenmitte angreifend zu denken ist,

$$\xi = \frac{Q'}{Q} \text{ das Verhältnis der Gewichte}$$

und führen neben den Raddrücken B_1, B_2, C_1 und C_2 bzw. B_1', B_2', C_1' und C_2' die Maßbezeichnungen ein:

- a Abstand zweier Druckzylinder quer zum Gleis
- b Abstand zweier Druckzylinder in Gleisrichtung (zugleich Abstand der Drehgestellmitten)
- c Schienenabstand.

Für einen Stellungswinkel α des Kranauslegers und Dreieckstützung ergeben sich folgende Raddrücke (vergl. Abb. 1):

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= Q e \frac{\sin \alpha}{2c} - Q e \frac{\cos \alpha}{2c} \frac{a-c}{b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ B_2 &= -Q e \frac{\sin \alpha}{2c} + Q e \frac{\cos \alpha}{2c} \frac{a+c}{b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ C_1 &= Q e \frac{\sin \alpha}{2c} + Q e \frac{\cos \alpha}{2c} \frac{a-c}{b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ C_2 &= -Q e \frac{\sin \alpha}{2c} - Q e \frac{\cos \alpha}{2c} \frac{a+c}{b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \end{aligned} \right\} \dots 1)$$

Bei der Beschreibung der Dreieckstützung wurde schon erwähnt, daß an den Verbindungen der Kranbühne mit den Drehgestellen keine Zugkräfte auftreten dürfen, weshalb für Standsicherheitsberechnungen das Gewicht Q' der Drehgestelle außer Betracht bleibt. Wären die Druckzylinder A', A'', B und C vom Gleis unabhängig fest im Raum, so würde der sichere Bereich, innerhalb dessen sich der Schwerpunkt befinden muß, damit kein Kippen eintritt, durch das Dreieck $A-B-C$ begrenzt. Da sich die Druckzylinder auf Drehgestellen befinden, von denen jedes auf dem Gleis im Gleichgewicht sein muß, ist der Bereich seitlich vom Schienenabstand begrenzt. Die Kippbedingung für die gezeichnete Auslegerichtung ergibt sich durch Nullsetzen der letzten der vier Gleichungen 1) mit

$$C_2 = 0 \dots \dots \dots 2)$$

worin wegen $Q' = 0, \xi = 0$ ist.

Daraus folgt
$$e = \frac{c}{2} \frac{1}{\left(\sin \alpha + \cos \alpha \frac{a+c}{b}\right)} \dots \dots \dots 3)$$

als Gleichung des sicheren Bereiches der Dreieckstützung, der in Abb. 4 durch die Gleise und die beiden Geraden f und g begrenzt ist. Von praktischem Interesse ist für einen im Kreise wandernden Schwerpunkt der kritische Abstand, der sich aus

$$\frac{d C_2}{d \alpha} = 0, \text{ bei } \operatorname{tg} \alpha_{kr} = \frac{b}{a+c}$$

mit

$$e_{kr} = \frac{c}{2} \sin \alpha_{kr} \dots \dots \dots 4)$$

ergibt.

Um die Begrenzung des sicheren Bereiches zu überprüfen, errechnen wir aus der Gl. 3) die folgenden Abstände:

$$\begin{aligned} \text{Für } \alpha = 0; & \quad e_0 = \frac{c}{2} \frac{b}{a+c} \\ \text{„ } \alpha = \frac{\pi}{2}; & \quad e_{\frac{\pi}{2}} = \frac{c}{2} \end{aligned}$$

Für $\alpha = \pi$; $e_\pi = -\frac{c}{2} \frac{b}{a+c}$
 „ $\alpha = \frac{3\pi}{2}$; $e_{\frac{3\pi}{2}} = -\frac{c}{2}$.

Die Begrenzungsgeraden sind auch durch die Polarkoordinaten e_{kr} und α_{kr} der Gl. 4) festgelegt, und zwar in der Form:

$$e = \frac{e_{kr}}{\cos(\alpha_{kr} - \alpha)}$$

woraus mit $e_{kr} = \frac{c}{2} \sin \alpha_{kr}$

für $\alpha = 0$; $e_0 = \frac{c}{2} \text{tg } \alpha_{kr}$ erhalten wird.

Gehen wir auf rechtwinkelige Koordinaten über und legen den Ursprung in die Drehmitte, die positive X-Achse gegen

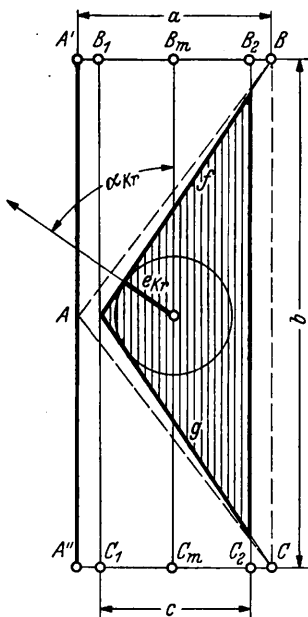


Abb. 4. Darstellung des sicheren Bereiches für Dreieckstützung.

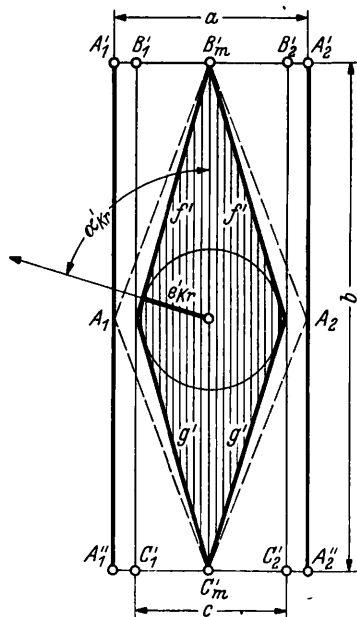


Abb. 5. Darstellung des sicheren Bereiches für Rautenstützung.

A, so können wir mit obenstehenden Werten die Hessesche Normalform der Geradengleichung anschreiben:

$$y \cos \alpha_{kr} + x \sin \alpha_{kr} = \frac{c}{2} \sin \alpha_{kr};$$

daraus errechnet man

für $x = 0$; $y_0 = \frac{c}{2} \text{tg } \alpha_{kr}$

„ $x = \frac{c}{2}$; $y_c = 0$

„ $x = -\frac{c}{2}$; $y_c = c \text{tg } \alpha_{kr}$

womit der in Abb. 4 gezeichnete Verlauf der Begrenzung bewiesen ist.

Für die Rautenstützung (Abb. 2) ergeben sich für den Stellungswinkel α' die folgenden Raddrücke:

$$\left. \begin{aligned} B_1' &= Q e \frac{\sin \alpha'}{2c} + Q e \frac{\cos \alpha'}{2b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ B_2' &= -Q e \frac{\sin \alpha'}{2c} + Q e \frac{\cos \alpha'}{2b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ C_1' &= Q e \frac{\sin \alpha'}{2c} - Q e \frac{\cos \alpha'}{2b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \\ C_2' &= -Q e \frac{\sin \alpha'}{2c} - Q e \frac{\cos \alpha'}{2b} + \frac{Q}{4} (1 + \xi) \end{aligned} \right\} \dots 1a)$$

Infolge der zugfesten Ausbildung der Stützpfannen kommt bei der Rautenstützung das Drehstellgewicht auf alle Fälle zur Mitwirkung, weshalb der Wert ξ in den Gl. 1a) auch für Standsicherheitsbetrachtungen erhalten bleibt.

Wie früher lautet die Kippbedingung:

$$C_2' = 0 \dots \dots \dots 2a)$$

woraus als Gleichung des sicheren Bereiches der Rautenstützung folgt:

$$e' = \frac{c}{2} \frac{1 + \xi}{\left(\sin \alpha' + \cos \alpha' \frac{c}{b} \right)} \dots \dots \dots 3a)$$

Der kritische Schwerpunktabstand ergibt sich wieder aus $\frac{d C_2'}{d \alpha'} = 0$, bei $\text{tg } \alpha_{kr}' = \frac{b}{c}$

mit
$$e_{kr}' = \frac{c}{2} (1 + \xi) \sin \alpha_{kr}' \dots \dots \dots 4a)$$

Selbst für $\xi = 0$ ergibt sich aus vorstehenden Gleichungen der sichere Bereich der Rautenstützung (vergl. Abb. 5), begrenzt durch die Geraden f' , g' und den Gleisabstand c , infolge der Symmetrie günstiger als bei der Dreieckstützung.

Es wird die Stetigkeit der Begrenzung überprüft und aus der Gl. 3a) unter der Voraussetzung $\xi = 0$ für die verschiedenen Auslegerstellungen erhalten:

$$\alpha' = 0; \quad e_0' = \frac{b}{2}$$

$$\alpha' = \frac{\pi}{2}; \quad e_{\frac{\pi}{2}}' = \frac{c}{2}$$

$$\alpha' = \pi; \quad e_\pi' = -\frac{b}{2}$$

Mit Gl. 4a) lautet die Geradengleichung:

$$y' \cos \alpha_{kr}' + x' \sin \alpha_{kr}' = \frac{c}{2} \sin \alpha_{kr}'$$

Daraus folgt

für $x' = 0$; $y_0' = \frac{c}{2} \text{tg } \alpha_{kr}' = \frac{b}{2}$

„ $x' = \frac{c}{2}$; $y_c' = 0$.

Der sichere Bereich der Rautenstützung, der für das Kranbühnengewicht Q und für $\xi = 0$ in Abb. 4 durch Schraffen

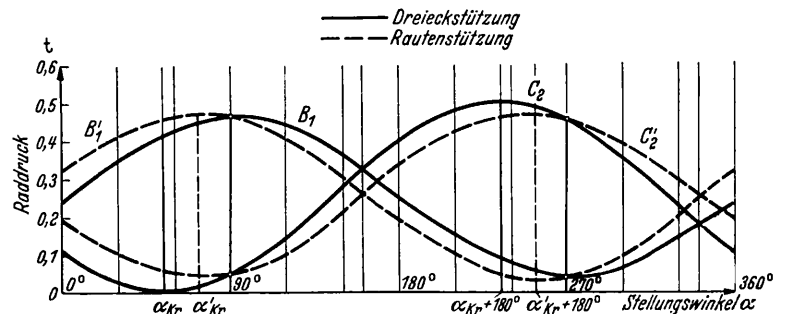


Abb. 6. Verlauf der Raddrücke bei Dreieck- und Rautenstützung.

hervorgehoben ist, würde bei Einführung des Drehstellgewichtes Q' gemäß Gl. 4a) auf das $(1 + \xi)$ fache vergrößert werden können. Er stellt dann eine der früheren ähnlichen Raute dar, die mit ihren Spitzen über den Gleisabstand c und den Radstand b hinausragt. Diese Vergrößerung wird jedoch nicht wesentlich sein, da bei praktischen Ausführungen der Wert $\xi = 0,16$ ist und auf 0,08 sinkt, falls man bei Standsicherheitsuntersuchungen das Gewicht der Radsätze, Achslager und Federn nicht in Rechnung stellt. Es werden für die Auslegerstellungen quer zum Gleis ($\alpha' = 90^\circ$ bzw. 270°) die seitlichen Spitzen der gestrichelten Raute durch Einführung

des Wertes ξ nicht erreicht, aber es ist ohne weiteres einzusehen, daß der Schwerpunkt Q der Kranbühne noch etwas über das Gleis hinausrücken darf, bevor der Kranwagen zum Kippen kommt, weil das Gewicht der Drehgestelle stand-sichernd wirkt. Eine ähnliche Kippgefahr besteht für den Kranwagen für die Auslegerstellungen längs zum Gleis beim Überschreiten des Radstandes, jedoch kommt dem keine praktische Bedeutung zu, weil b immer größer als c sein wird. Für die anderen Auslegerstellungen ist es natürlich unmöglich, den Kranwagen zum Kippen zu bringen, solange der Schwerpunkt innerhalb der Gleise liegt. Die gradlinige Begrenzung des sicheren Bereiches für Schwerpunktlagen

$$\alpha' = \begin{cases} 90^\circ \\ 180^\circ \end{cases} \text{ bzw. } \begin{cases} 0^\circ \\ 270^\circ \end{cases}$$

hat vor allem die Bedeutung der Erschöpfung des statisch bestimmten Gleichgewichtes.

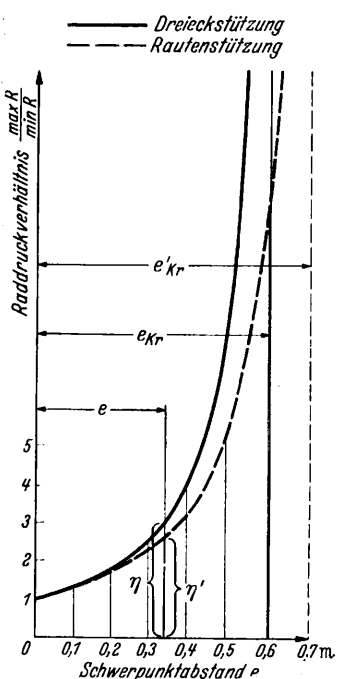


Abb. 7. Zusammenhang zwischen Schwerpunktabstand und Raddruckverhältnis bei Dreieck- und Rautenstützung.

Für einen mit dem Halbmessere e_{kr} im Kreise wandernden Schwerpunkt sind durch die Berührungspunkte mit den Geraden f' und g' vier „Verzweigungspunkte des Gleichgewichtes“ bestimmt, bei denen das Wagen-gewicht sich nur auf drei Räder verteilt, die Dreipunktstützung der Kranbühne selbst verloren geht und statische Unbestimmtheit beginnt.

Der Verfasser hat diese einseitigen Radentlastungen zuerst durch Versuche an einem Modell der Dreipunkt-lagerung festgestellt. Daß diese Entlastungen schon vor dem Erreichen der durch die Dreipunkt-lagerung gebildeten Umgrenzungen eintraten, war seinerzeit der Anlaß zu den vorstehenden statischen Untersuchungen über die Abgrenzung des sicheren Bereiches, die übrigens unabhängig von der Hydraulik auch für den rein mechanischen Ausgleich gelten und daher allgemeines Interesse haben.

Die Überlegenheit der Rautenstützung zeigt sich auch aus dem Verlauf der Raddrucklinien, wie sie für eine volle Drehung des Schwerpunktes $1^t \times e_{kr}$, $\xi = 0$ und die besonderen Ausmaße $c = 1,5$ m und $b = 5,0$ m, $a = 1,956$ m dargestellt sind. Auch hier hat man eine Möglichkeit der Überprüfung des kritischen Schwerpunktabstandes und damit des sicheren Bereiches.

Die Raddrucklinie C_2 der Dreieckstützung erreicht bei α_{kr} gemäß den Gl. 2) und 4) den Wert Null.

Bei den gleichen Belastungsverhältnissen weist die Rautenstützung bei α_{kr} immerhin noch positive Raddruckwerte auf,

da ihr kritischer Abstand $e_{kr}' > e_{kr}$ noch nicht erreicht ist. Bei der Dreieckstützung kann unter den gleichen Dienst-gewichten und Schwerpunktabständen für eine bestimmte Stellung ein größerer Raddruck als bei der Rautenstützung auftreten.

Fahrsicherheit.

Wenn das Verhältnis des größten Raddruckes zum kleinsten bestimmte Grenzen übersteigt, besteht Entgleisungs-gefahr.

Zum Vergleich der Stützungsarten können wir die Ver-hältnisse $\eta = \frac{\max R}{\min R}$ und $\eta' = \frac{\max R'}{\min R'}$ auf Grund der in den Gl. 1 und 1a) aufgestellten Raddrucke bilden.

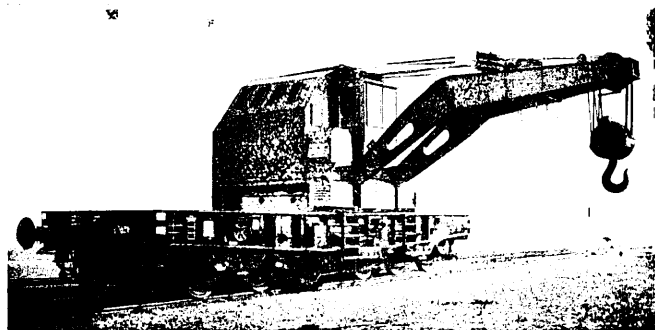


Abb. 8. Kranwagen mit hydraulisch gestützter Bühne (Foto MAN).

Wir erhalten für die Dreieckstützung:

$$\eta = \frac{\max R}{\min R} = \frac{B_1}{C_2} = \frac{e \frac{\sin \alpha_{kr}}{2c} - e \frac{\cos \alpha_{kr}}{2c} \frac{a-c}{b} + \frac{1}{4}}{-e \frac{\sin \alpha_{kr}}{2c} - e \frac{\cos \alpha_{kr}}{2c} \frac{a+c}{b} + \frac{1}{4}} (1 + \xi)$$

und für die Rautenstützung:

$$\eta' = \frac{\max R'}{\min R'} = \frac{B_1'}{C_2'} = \frac{e \frac{\sin \alpha_{kr}'}{2c} + e \frac{\cos \alpha_{kr}'}{2b} + \frac{1}{4}}{-e \frac{\sin \alpha_{kr}'}{2c} - e \frac{\cos \alpha_{kr}'}{2b} + \frac{1}{4}} (1 + \xi)$$

Für $\xi = 0$, $c = 1,5$ m und $b = 5,0$ m und die kritischen Stellungswinkel $55^\circ 20'$ und $73^\circ 18'$ sind in Abb. 7 die Rad-druckverhältnisse η und η' als Funktionen des Schwerpunkt-abstandes aufgetragen. Für den Schwerpunktabstand e ergibt sich $\eta > \eta'$, mithin die geringere Fahrsicherheit der Dreieck-stützung.

In der Abb. 8 ist ein Kranwagen mit hydraulischer Rauten-stützung der Kranbühne (Bauart MAN) zu sehen. Die Trag-fähigkeit ist 20 t bei 4,75 m Ausladung.

Schlußfolgerung.

Bei hohen Anforderungen an die Fahreigenschaften eines Kranwagens wird man der hydraulischen Rautenstützung mit Sicherheitsvorrichtung gegenüber der Dreieckstützung den Vorzug geben.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Amerikanische Güterwagen in verbesserter Stahlbauweise.

Im Jahre 1935 baute die Baltimore und Ohio Eisenbahn-gesellschaft 13 Versuchswagen verschiedener Bauart in Leichtbauweise, von denen fünf Stück gedeckte Güterwagen waren. Da diese Wagen sich bei der Erprobung als äußerst betriebs-tüchtig erwiesen, wurde 1936 und auch 1937, als etwa 1300 Güter-wagen mit hölzernem Aufbau zur Vollaufarbeitung fällig waren,

beschlossen, diese in der erprobten Stahlbauweise umzubauen. Man konnte dies leicht, weil das Untergestell und die Drehgestelle noch voll betriebstüchtig waren. Durch den Ersatz der hölzernen Aufbauten durch stählerne Wagenkästen erzielte man eine Steige-rung des räumlichen Fassungsvermögens der Wagen von etwa 32%. Auf Grund der auch mit diesen Wagen erzielten guten Ergebnisse beschloß im Juni 1937 die gleiche Eisenbahngesell-

schaft den Neubau von 2000 gedeckten Güterwagen in der erwähnten Stahlbauweise.

Das Untergestell dieser neuen Wagen besteht aus einer kräftigen Kastenkonstruktion. Dabei dienen die Mittelschwellen lediglich zum Übertragen der Zug- und Stoßkräfte und nehmen keinerlei Last auf. Sie besitzen die in Amerika übliche selbsttätige Mittelkupplung. Die Drehgestelle sind mit Rollenlagern ausgerüstet.

Am bemerkenswertesten ist die Bauart des stählernen Wagenkastens dieser Güterwagen, da sie sich von den sonst üblichen Bauweisen stark unterscheidet. Der Seitenposten und die Dachspriegel sind aus einem einzigen Stück angefertigt und bilden ein großes U. Ein solcher Kastenträger erstreckt sich demnach von der einen Seite des Untergestells über das flach gewölbte Dach bis zur anderen Seite. Die Ecken sind in der Höhe der Dachrinnen gut ausgerundet. In gleicher Höhe sind diese Kastenträger durch einen innen angenieteten Längsträger von dem gleichen Profil versteift. Die Kastenträger wurden im Herstellungswerk auf einer eigens für diesen Zweck entwickelten Maschine gebogen.

Die Seitenwände der Wagenkästen sind aus 2 mm starken Stahlblechen von der Breite des Zwischenraumes zwischen zwei Kastenträgern gebildet und auf diese aufgenietet. Sie erstrecken sich vom Untergestell bis zum Dachfirst. Hier sind je zwei solcher Blechstreifen überlappt vernietet. Auf diese Weise wird das Regenwasser vom Wageninneren abgehalten und die Rostgefahr verringert. Die Stirnwände der Wagen bestehen aus einer einzigen Blechtafel von 4 mm Dicke, die durch senkrechte Pfosten versteift ist. Auch die Türen der Güterwagen werden von einer einzigen Blechtafel gebildet. Sie sind als normale Schiebetüren ausgeführt und hängen an Rollen, die beim Abschluß der Tür von ihrem Eigengewicht entlastet sind.

Das Wageninnere ist bis auf die Decke mit Holz ausgekleidet. Den Fußboden bilden dabei Bohlen von 43 mm Dicke. Die seitliche Verkleidung ist 19 mm stark. In den Kastenträgern des Wagenkastens sind Nagelhölzer eingelassen, auf denen diese Seitenverkleidung aufgenagelt ist.

Die Hauptabmessungen und Hauptgewichte dieser Wagen sind im folgenden zusammengestellt:

Eigengewicht	21 t
Höchstzulässige Belastung	55 t
Innerer Fassungsraum	100 m ²
Innere Länge	12,15 m
Innere Breite	2,75 m
Innere Höhe	3,0 m
Länge des gesamten Wagens	13,5 m.

Den Wagen werden infolge der Beschränkung der Zahl der Einzelteile und Verbindungsstellen besonders niedrige Unterhaltungskosten zugesprochen. Durch ihr geringes Eigengewicht verursachen sie einen geringeren Fahrwiderstand und haben durch ihren tiefgezogenen Schwerpunkt gute Laufeigenschaften. Sie laufen daher ausschließlich in schnellfahrenden durchgehenden Güterzügen.

Rly. Age 1938.

Ausbesserung von Stahlguß-Drehgestellrahmen.

Seit mehreren Jahren sind bei der französischen Eisenbahn eine größere Anzahl von Stahlguß-Drehgestellrahmen verwendet worden. Sie bieten den großen Vorteil, sich im Betriebe nicht zu verziehen und ermöglichen dadurch dem Wagen einen ruhigen Lauf selbst bei hohen Geschwindigkeiten. Wird aber einmal ein solcher Stahlguß-Drehgestellrahmen etwa durch einen Zusammenstoß schwer beschädigt, dann ergibt sich eine sehr schwierige Ausbesserung. Ohne die Anwendung der elektrischen Schweißung wäre diese Arbeit meist undurchführbar. In der Rev. gén. Chem. de for 1938 ist die Ausbesserung eines solchen Drehgestellrahmens aus Stahlguß beschrieben, der durch einen Betriebsunfall außergewöhnlich schwer beschädigt wurde. Die Abb. 1 gibt eine Skizze dieses beschädigten Drehgestellrahmens.

Der Rahmen war in seiner waagerechten Hauptebene um 12 cm verschoben. Die Traverse auf der vorderen Seite war eingedrückt und gebrochen, während sich die vordere Mitteltraverse T in V-Form durchgebogen hatte. Dies hatte zu einer Annäherung der Stützpunkte B und D geführt. Die Entfernung BD war dadurch von 1,956 m auf 1,94 m verringert worden. Die hintere

Traverse P war nur leicht verformt. Sie wies auch keinen Bruch auf, dagegen waren die beiden Längsträger t und t' geknickt und zeigten dadurch eine Verdrehung der hinteren Mitteltraverse T' an. Die im Neuzustand des Drehgestellrahmens genau rechtwinklige Figur der vier Auflagerstellen A, B, C und D war stark verformt in der Weise, daß die Diagonale AD um 15 mm länger geworden war als die Diagonale BC. Auch die Achslagerauschnitte waren stark verformt. Hier traten Maßänderungen zwischen 4 und 8 mm auf.

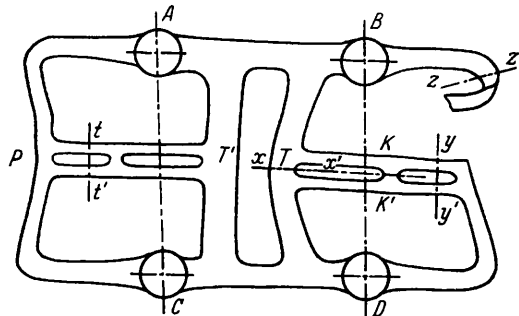


Abb. 1. Skizze eines stark beschädigten Drehgestellrahmens aus Stahlguß vor seiner Ausbesserung.

Bei der Ausbesserung dieses stark beschädigten Drehgestellrahmens wurde zunächst die Verdrückung in der waagerechten Hauptebene durch eine hydraulische Presse mit einem Druck von 200 t wieder rückgängig gemacht. Diese Arbeit wurde im kalten Zustand des Rahmens vorgenommen. Das Metall wurde nur leicht angewärmt durch das Auflegen glühender Druckplatten auf die vier Punkte A, B, C und D. Man konnte auch für die weiteren Arbeiten nicht den ganzen Rahmen etwa auf Rotglut erhitzen, weil man dann nicht mehr an ihm hätte arbeiten können und weil dann bei selbst vollkommen gleichmäßiger Erwärmung die schwächeren Teile des Rahmens viel eher erkaltet wären. Der Rahmen wurde daher lediglich örtlich erwärmt. Durch einen Schnitt x-x' wurde die Mitteltraverse T in zwei Teile zerlegt, die mit hydraulischem Druck einzeln gerade gerichtet wurden. Ein weiterer Schnitt y-y' trennte die vordere Traverse O von den Längsträgern K und K'. Der Schnitt z-z' trennte ein besonders stark verbogenes Stück der vorderen Traverse völlig ab. Nach dem Geraderichten der beiden Hälften der Mitteltraverse T und dem Zurechtbiegen des übrig gebliebenen Stückes der Vordertraverse O und dem Ausrichten der Achslagerauschnitte zeigte der Drehgestellrahmen dann die in Abb. 2 wiedergegebene Form. Nun wurden die beiden Längsträger S und S' in ihre ursprüngliche Lage zurückgebracht und das Ende R₂ zurechtgebogen. Da sich das Zwischenstück RR' als porös erwies, wurde es ebenfalls ausgeschnitten. Die beiden Lücken RR' und R₁R₂ wurden durch eingesetzte U-Profile ausgefüllt. Alle Schweißungen wurden mit Hilfe des elektrischen Lichtbogens ausgeführt.

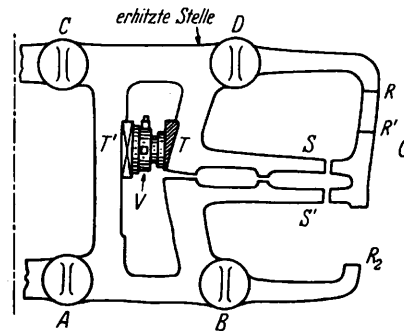


Abb. 2. Drehgestellrahmen aus Stahlguß nach Durchführung eines Teiles der Ausbesserungsarbeiten.

Der so ausgebesserte Drehgestellrahmen aus Stahlguß wurde nach Beendigung der Arbeiten unter eine hydraulische Presse gebracht und seine Festigkeit erprobt. Unter jeder Auflagerstelle wurde eine Stütze angebracht, so daß die unteren Enden der Achshalter die Gegenplatte der Presse nicht berührten. Der Druck der Presse wurde mit Hilfe mehrerer Federn auf den Rahmen übertragen; er betrug 80 t. Bei dieser Belastung wurde die Entfernung des vorderen und des hinteren Achshalters gemessen. Durch die Belastung vergrößerte sich diese Entfernung um 1,5 mm. Nach Aufheben des Preßdruckes blieb eine dauernde Vergrößerung dieser Entfernung von 0,4 mm zurück.

Die Ausbesserungsarbeiten erforderten insgesamt 354 Arbeitsstunden. Die Ausbesserung wurde durch die elektrische Schweißung überhaupt erst ermöglicht. Sie konnte mit geringen Kosten durchgeführt werden.

Ganzstahl-Güterwagen für die Südafrikanischen Eisenbahnen.

Die Südafrikanischen Eisenbahnen haben bei der Société Gregg d'Europe in Loth (Belgien) mehrere Ganzstahl-Güterwagen bestellt, die bemerkenswert sind durch die weitgehende Verwendung eines hochwertigen Stahles. Die Wagen zeichnen sich

18 m, befördern zu können. Für diesen Zweck sind die Anschlüsse der Bremsleitung und die Mittelkupplungen besonders ausgebildet. Der Hauptlängsträger besitzt ein Sprengwerk. Die Wagen sind mit der Luftsaugbremse ausgerüstet.

Rly. Gaz., September 1938.

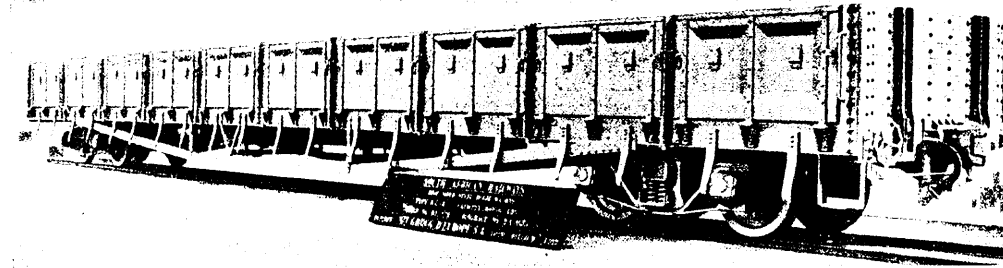
Argentinische Pullmanwagen.

Die Buenos Aires- und Große Südeisenbahn hat vor kurzem für ihren wachsenden Verkehr an Sonntagen neue Pullman- und Schlafwagen in Dienst gestellt, die überwiegend in Argentinien selbst hergestellt wurden und durch ihre Raumeinteilung bemerkenswert sind. Nur wenige genormte Teile wurden aus den Vereinigten Staaten bezogen. Sowohl die Pullman- wie die Schlafwagen haben einen tief eingezogenen Mitteleinstieg mit vier Stufen, um auch ganz niedere Bahnsteige benutzen zu können; er liegt jedoch nicht genau in Wagenmitte, um eine geschicktere Verteilung des Wagennenners zu erreichen. Die Pullmanwagen, die 25,1 m lang sind, haben einen großen Salon von 11,3 m Länge mit 20 freistehenden beweglichen Einzelsesseln mit kleinen klappbaren Tischchen und auf der anderen Seite des Mitteleinstiegs

drei Einzelabteile verschiedener Größe mit ebenfalls beweglichen Sesseln und Tischen. Neuartiger ist die Raumanordnung der 24,8 m langen Schlafwagen, bei denen der Seitengang in den beiden ebenfalls ungleich langen Wagenhälften auf verschiedenen Seiten liegt, um so die ungleiche Gewichtsverteilung zu beseitigen, die sonst zur Anordnung besonderer Ausgleichgewichte zwingt, die lediglich das Totgewicht vergrößern. Dadurch, daß auch einige größere vierbettige Schlafräume vorgesehen sind, die trotzdem nur 2,32 m breit sind, während die Zweibettträume 1,47 m breit sind, konnte die Zahl der Betten auf 26 im Wagen erhöht werden. Die an beiden Wagenenden vorgesehenen Waschräume können notfalls auch noch mit je zwei Betten versehen werden. Alle Wagen haben Seitenpuffer, Schraubenkupplung und durchgehende Zugvorrichtung; sie sind ausgerüstet mit Westinghouse-Vakuumbremse mit 21 Zoll-Bremszylindern.

(Rly. Gaz., Juli 1938.)

Günther-Gleiwitz.



Ganzstahlwagen der Südafrikanischen Eisenbahnen.

außerdem noch aus durch die besonders große Länge und Breite, obwohl sie für die Kapspur (3' 6") gebaut sind. Die Hauptmaße eines solchen Wagens sind die folgenden:

Länge zwischen den Bordschwellen	19,2 m
Abstand der Drehzapfen der beiden Drehgestelle etwa	14,5 m
Innere Breite etwa	2,30 m
Innere Höhe etwa	0,9 m
Eigengewicht	23,4 t
Tragfähigkeit	44,6 t.

Die Wagen waren ursprünglich bestimmt zur Beförderung von 18 m langen Schienen. Sie sind ausgerüstet mit je zehn seitlich herabklappbaren Türen, um auch Kohlen und ähnliche Massengüter befördern zu können. Die seitlichen Rungen, an welche diese Türen anschlagen, können leicht entfernt werden, um beim Ladegeschäft nicht zu stören. Auch die Stirnwände können leicht abgebaut werden, um Schienen oder Güter, die länger sind als

Verschiedenes.

Eröffnung des elektrischen Betriebes auf der Strecke Nürnberg—Saalfeld.

Am 13. Mai fand die Inbetriebnahme der Strecke Nürnberg—Saalfeld statt. Der erste Zug, der auf der Strecke elektrisch befördert wurde, war der Sonderzug, der nach der feierlichen Eröffnung des elektrischen Betriebes durch den stellvertretenden Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn, Staatssekretär Kleinmann des Reichsverkehrsministeriums in Saalfeld die außerordentlich große Zahl der Festteilnehmer nach Nürnberg führte.

Die elektrisierte Strecke, 182 km lang, ist ein Teil der künftig elektrischen Linie Nürnberg—Halle, die wiederum an die elektrisierte Strecke München—Nürnberg anschließt. Wenn die ganze Strecke fertiggestellt ist, was bereits für das nächste Jahr in Aussicht genommen ist, ist das Mitteldeutsche elektrisierte Netz Leipzig—Magdeburg mit dem ausgedehnten Süddeutschen Netz verbunden. Die Fortführung von Halle nach Berlin wird den Schlussstein bilden. — Die Strecke Nürnberg—Saalfeld enthält die Steilstrecken über den Frankenwald zwischen Rothenkirchen und Probstzella, die von beiden Seiten Steigungen 1:40 enthalten und die dem Dampflokotivbetrieb gewisse Schwierigkeiten entgegenstellten. Die elektrische Lokomotive kann hier ihre Überlegenheit, aus einer Fernkraftquelle größte Leistungen zu übernehmen, zur Entfaltung bringen. FD-Züge von 360 t Gewicht können durch sie mit 70 km

Geschwindigkeit über die Steigung befördert werden. — Durch die Beschleunigung des Verkehrs beim elektr. Betrieb ist es möglich, die Fahrzeit für die FD-Züge zwischen München und Berlin von 8 Stunden auf 5 Stunden 40 Min. zu verkürzen.

Die Arbeiten an der Strecke, die im Jahre 1935 begonnen wurden, bestanden nicht nur in der eigentlichen elektrischen Ausrüstung, sondern es mußten die der Strecke entlanglaufenden Fernmeldeleitungen verkabelt, das Lichtraumprofil für die Durchführung der Fahrleitung bei 33 Überbauten und einem Tunnel erweitert und die Licht- und Kraftleitungen in den Bahnhöfen verkabelt werden. Im Zusammenhang mit der Elektrisierung wurden 17 Bahnhöfe umgebaut um sie leistungsfähiger zu machen und die Geschwindigkeitsbeschränkungen zu vermeiden. Für die Elektrisierung selbst sind 186 km Bahnstromfernleitungen von 100 kV und 645 km Fahrleitungen und Speiseleitungen gebaut worden.

Für die Stromlieferung kommt für die Strecke Nürnberg—Halle das Bayernwerk sowie ein Braunkohlenkraftwerk in Mitteldeutschland in Betracht. Der Fahrzeugpark für die neue Strecke wird aus 93 Lokomotiven und 39 Triebwagen bestehen.

Die Eröffnung dieser wichtigen Strecke wird uns Veranlassung geben, in einem demnächst erscheinenden Fachheft einige nähere Angaben darüber zu bringen wie auch einen Überblick über die Elektrisierung in anderen Teilen des Vereinsgebietes zu geben.

Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

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