

Die Verarbeitung der Kraftangriffe in hölzernen Eisenbahnschwellen.

Von Professor Dr. Ing. Carl Pirath, Stuttgart.

Hierzu Tafel 10.

I. Die Holzschwelle im Eisenbahnoberbau.

Das Holz ist in den meisten Eisenbahnländern der Baustoff für die Eisenbahnschwellen. Nur in Deutschland wurden seit 1875 mit Rücksicht auf eine hochentwickelte Eisenindustrie und die Struktur der deutschen Waldwirtschaft, die nur z. T. in der Lage war, den Bedarf an Holzschwellen zu decken, in zunehmendem Maße eiserne Schwellen verwandt, was zu einem heutigen Verhältnis der Eisenschwellengleise zu den Holzschwellengleisen von nahezu 1:1 führte. Auch die Schweiz hat eiserne Schwellen in verstärktem Maße eingeführt. In einigen anderen Ländern, vor allem in Frankreich und England, sind Versuche mit Eisenschwellen im Gang. Im übrigen herrscht nicht allein in Europa, sondern auch in anderen Erdteilen die Holzschwelle vor. Die Kiefer und Lärche liefern dabei die Weichholzschwellen, die Eiche und Buche die Hartholzschwellen.

Die Wahl der Weich- oder Hartholzschwellen wird im allgemeinen abhängig gemacht von:

1. den Prinzipien der Oberbaukonstruktion,
2. den Holzarten des Landes,
3. wirtschaftlichen Überlegungen.

So verwendet England für seinen mit grossen Berührungsflächen zwischen Eisen und Holz ausgestatteten Stuhlschienenoberbau nur Weichholzschwellen, die aus dem europäischen Osten oder aus Canada bezogen werden, Frankreich fast durchweg für seinen ohne Unterlegplatten verlegten Oberbau Hartholz aus seinen umfangreichen Buchenwäldern, Italien Hartholz und neuerdings auch Weichholz. In den nordischen Ländern, in Rußland und in den Vereinigten Staaten von Amerika entwickelte sich aus ihren fast unerschöpflichen Nadelholzwäldern durchweg die Verwendung von Weichholzschwellen. Auf deutschen Bahnen entfallen seit 1900 von den jährlich eingebauten Holzschwellen ungefähr 75% auf Weichholzschwellen, vorwiegend aus Kiefernholz gewonnen, und 25% auf Hartholzschwellen, vorwiegend aus Buchenholz. Das entspricht ungefähr dem Verhältnis der in Deutschland mit Nadelholz und Laubholz bebauten Flächen von 70%:30%. Auch der neue Oberbau K ist ein Weichholzschwellenoberbau. Die ausgedehnten Kiefernwälder Deutschlands haben neben der Preiswürdigkeit der Weichholzschwellen die Verwendung des Kiefernholzes begünstigt, wenn auch bei der starken Ausnutzung des Nadelholzes für andere Zwecke Deutschland seinen Bedarf an Weichholzschwellen bis vor einigen Jahren z. T. aus dem Ausland decken mußte. Der jährliche Bedarf an Holzschwellen beträgt heute für die Deutsche Reichsbahn 6,2 Millionen, wovon 4,8 Millionen auf Weichholzschwellen entfallen.

Bei dieser starken Verwendung der Weichholzschwelle in den größten Eisenbahnländern der Erde (Deutschland, England, Rußland und Vereinigte Staaten von Amerika) ist die Frage nicht zur Ruhe gekommen, ob vom Standpunkt der Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit des Oberbaus die Weichholzschwelle den ständig zunehmenden Betriebslasten als wichtiges Element in dem Gleisgefüge gerecht zu werden vermag. Die Lösung dieser Frage stellte die für die Konstruktion des Oberbaus tätigen Ingenieure vor erheblich schwierigere Probleme als die Hartholzschwelle. Sie mußten

aber gelöst werden mit Rücksicht auf die wirtschaftlichen Gesichtspunkte, die im Schwellenpreis und im Vorkommen des Weichholzes zu beachten waren. Die technischen und physikalischen Eigenschaften des Weichholzes sind in mancher Beziehung ungünstig. Seine im Vergleich zum Hartholz geringe Festigkeit beeinflusste die konstruktive Ausbildung des Auflagers der Schienen auf den Schwellen, sein lockeres Gefüge die Befestigung zwischen Schiene und Schwelle. Auch den Witterungseinflüssen ist die Weichholzschwelle weniger gewachsen. Im Wollen und Können ihrer Verwendung hat die schöpferische Gestaltungskraft des Ingenieurs in ständiger Verbindung mit den wirtschaftlichen Gegebenheiten arbeiten müssen. Über den Erfolg seines Strebens hatte im allgemeinen die praktische Erfahrung zu entscheiden.

Erst die neuere Zeit bietet mit den hochwertigen Methoden der Materialprüfung die Möglichkeit, auch auf dem Gebiet des Gleisbaus wissenschaftliche Aufklärungsarbeit zu leisten, bevor große Geldsummen für Neukonstruktionen angelegt und unter Umständen fehlgeleitet werden. Wenn auch heute noch die praktische Erprobung in den meisten Fällen maßgebend für die richtige Beurteilung und Bewertung einer Oberbaukonstruktion ist, so können doch Einzelgebiete in Prüfanstalten genügend erfaßt werden. Das wird um so eher möglich sein, je mehr man durch Verwendung geeigneter Versuchsmaschinen dazu übergehen kann. Gleiskonstruktionen für betriebsmäßige Beanspruchung nach Art und Zeit in besonderen Maschinen Dauerversuchen zu unterwerfen.

Diesen Überlegungen und Tatsachen sind die nachstehend behandelten Untersuchungen über die Verarbeitung der Kraftangriffe in hölzernen Schwellen als Grundlage für die Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit des Oberbaus entsprungen. Sie befassen sich mit den Beziehungen zwischen Arbeitsvermögen und mechanischer Abnutzung der Holzschwellen. Einen unmittelbaren Anlaß boten mir Feststellungen, die ich als Sachverständiger in einem Eisenbahnbetriebsunfall machte, der sich im Jahre 1928 auf der zweigleisigen Hauptbahn Ulm—Friedrichshafen bei Ummendorf ereignete und bei dem ein mit unzulässig hoher Geschwindigkeit eine Weichenkrümmung durchfahrender D-Zug in ganzer Länge entgleiste. Bei der Untersuchung der Unfallursachen war u. a. zu klären, ob die 17 Jahre alten Weichholzschwellen des Oberbaus die Entgleisung in erster Linie verursacht hätten. Die Schwellen waren im Jahre 1911 neu und mit Schraubdübeln versehen in die Strecke eingebaut worden. Rein äußerlich zeigten sie das Bild einer gut erhaltenen Schwelle. Vor allem machten die Auflagerflächen und die Schraubdübel einen auffallend guten Eindruck. Exakte Messungen und Versuche über die Festigkeit der Schwellen und vor allem über die Haftfestigkeit der Schwellenschrauben ergaben, daß die in Schraubdübeln sitzenden Schwellenschrauben trotz der langen Lebensdauer der aus Kiefernholz bestehenden Schwellen noch eine Haftfestigkeit von 1300 bis 1500 kg aufwiesen und die Dübel selbst noch fest im Schwellenholz saßen. Schrauben sowohl wie Dübel konnten also durchaus noch betriebssicher arbeiten. Für mich ergab sich aus dieser Einzelbeobachtung der Anlaß, zu untersuchen, wie weit die Verwendung von Weichholzschwellen durch Veredelung in Gestalt der Ver-

dübelung zur Förderung der Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit des Oberbaus und auch zugunsten der deutschen Holzwirtschaft gesteigert werden kann. Eine ähnliche Fragestellung liegt naturgemäß auch in den Ländern vor, wo vorwiegend Weichholzschnellen verwendet werden. Mit Unterstützung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und der Vereinigung von Freunden der Technischen Hochschule Stuttgart konnten Untersuchungen zu diesem Gebiet möglich gemacht werden. Ihre Durchführung erfolgte in den Versuchsanlagen der Materialprüfungsanstalt der Technischen Hochschule Stuttgart, wobei für die Lösung der z. T. schwierigen versuchs-technischen Fragen die Mitarbeit der Herren Prof. O. Graf, Leiter der Versuchsabteilung für Bauingenieurwesen, Dipl.-Ing. F. Kaufmann sowie Regierungsbaumeister G. Wattenberg besonders wertvoll war.

II. Ziele und Grundgedanken der Versuche.

Die Betriebstüchtigkeit und damit das Lebensalter hölzerner Eisenbahnschnellen wird im wesentlichen beeinflusst durch die Angriffe der beweglichen Lasten des Eisenbahnbetriebs und durch die wechselnden Witterungseinflüsse von Regen, Sonnenschein und Frost. Während unter ersteren die Schnellen Beanspruchungen und Formänderungen erleiden, sind letztere unausgesetzt an der Veränderung des inneren Gefüges der Schnellen tätig. Je besser die gesamte Anordnung des Oberbaus den mechanischen und atmosphärischen Einwirkungen zu widerstehen vermag, um so größer ist die Betriebstüchtigkeit der Schnellen und um so länger ihre Lebensdauer.

Bevor die Schnellen mit wirksamen Tränkstoffen konserviert werden konnten, lagen die Ursachen für den Abgang von Schnellen nach einer eingehenden Untersuchung der Bayerischen Staatsbahnen im Jahre 1911 zu 85% in Fäulniserscheinungen und zu 15% in mechanischer Abnutzung der Schnellen. Die Lebensdauer der Schnellen betrug nur 3 bis 15 Jahre. Später nach Bekämpfung der Fäulniserscheinungen durch die Tränkung der Schnellen mittels Teeröl wurde der Abgang der Schnellen mit 60 bis 80% durch mechanische Abnutzung und nur mit 20 bis 40% durch Faulen verursacht. Die Lebensdauer stieg auf 18 bis 30 Jahre. Heute ist daher das durch die Tränkung der Schnellen bestimmte Lebensalter maßgebend für die richtige Wahl der Mittel zur Verhütung der mechanischen Zerstörung der Schnellen. Der Schutz der Schnellen gegen örtliche Angriffe muß im zeitlichen Gleichgewicht mit dem natürlichen Stoffverfall liegen. Solche Mittel sind bisher in folgender Richtung gesucht worden: Gewicht und äußere Abmessungen der Schienen, Befestigung und Auflage der Schienen auf der Schwelle, Unterlegplatten, Trennung der Schienenbefestigung auf den Unterlegplatten von der Befestigung der Platten auf der Schwelle, Schnellenschrauben statt Schienennägeln, sowie Güte und Breite des Bettungskörpers.

Im richtigen Zusammenwirken all dieser Dinge in konstruktiver, statischer und dynamischer Hinsicht liegt der Erfolg einer wirtschaftlichen Gleiskonstruktion und namentlich einer möglichst langen Betriebstüchtigkeit der Holz-schnellen, die ihr Lebensalter bestimmt. Das Bild der Zerstörungsformen an Holz-schnellen, wie sie nach einer längeren Liege- und Betriebszeit auftreten, zeichnet ganz allgemein die Grundlagen auf, unter denen die Holzschwelle die Kräfte übernimmt und verarbeitet. Das Maß der Zerstörung an bestimmten Berührungstellen mit anderen Oberbauteilen wie Befestigungsmitteln, Schienenfuß oder Unterlegplatte ist begrenzt von der Betriebssicherheit des Oberbaus selbst. So konnten praktische Beobachtungen ein bis zu einem gewissen Grade geschlossenes Bild über Zerstörungsformen und Arbeitsvermögen des Oberbaus und vor allem der

Schnellen bringen. Nach den bisherigen Erfahrungen beim Eisenbahnoberbau aus Holz-schnellen tritt eine Abnutzung der Schnellen dann ein, wenn die Befestigungsmittel und damit auch die Schienen und Unterlegplatten locker werden. Der bekannte amerikanische Oberbaufachmann H. von Schrenk*) hat in einer ausgezeichneten Untersuchung über „Die Mechanische Abnutzung von Holz-schnellen“ den wissenschaftlichen Nachweis erbracht, daß das Einarbeiten der Unterlegplatten in die hölzernen Schnellen lediglich auf Bewegung der Unterlegplatte, nicht aber auf bleibende Formänderungen, die durch senkrechte Kräfte verursacht werden, zurückzuführen ist. Was hier für amerikanischen Oberbau festgestellt ist, trifft auch nach den praktischen Beobachtungen für den europäischen Oberbau zu. Die Bewegungen von Eisen auf Holz zerstören in erster Linie die Holz-schnellen. Ihr Anteil an den Ausbaursachen betrug in Amerika bei einer großen Eisenbahngesellschaft bei mit Teeröl getränkten Weichholzschnellen 65% der gesamten Ursachen.

Um diese Bewegungen zu verhindern, sind getrennte Befestigungsmittel für Unterlegplatte und Schiene angewandt worden. Dieses Mittel wendet sich mehr gegen die Folgen als gegen die Ursachen des Übels. Eine getrennte Befestigungsart hat deshalb auch nur solange Erfolg, als die Schrauben der Unterlegplatte unter Spannung sind. Wenn bei einfacher Befestigung die Schrauben stets fest angezogen blieben, würde eine solche Form sicher Bestand haben. Ein schlagendes Beispiel bietet hierfür der Oberbau der französischen Ostbahn, der sich ausgezeichnet bewährt hat und dessen Schienen nicht auf eisernen Unterlegplatten, sondern auf Pappelholzplättchen liegen, die als Zwischenlage zwischen Schienenfuß und Holzschwelle dienen.

Für mit Unterlegplatten ausgestatteten Oberbau liegt der Beginn der Zerstörung der Schwelle in der Lockerung des Verbandes zwischen den Befestigungsmitteln, Nagel und Schraube, und dem Holz, womit die Zertrümmerung des Holzes unter der Unterlegplatte beginnt. In beiden Fällen treten an den Berührungsflächen zwischen Holz und Eisen Bewegungen auf, und wo Bewegung ist, ist Verschleiß. Tritt an den Berührungsflächen ein offener Zwischenraum auf, so stellen sich stoßartige Beanspruchungen des Holzes ein und dem Eintritt von Gesteinstaub, Wasser usw. ist der Weg geöffnet, so daß die Zerstörung schnell fortschreitet. Es ist also die Aufgabe, diese Berührungsflächen als Arbeitsfugen so auszugestalten, daß die Bildung von Zwischenräumen ausgeschlossen wird und die Arbeit ständig vom Material geleistet werden kann. Die Arbeit muß also möglichst lang innerhalb des elastischen Bereichs der Stoffe, in diesem Fall des Holzes, stattfinden. Dazu ist es nötig, daß die Unterlegplatten so fest mit der Schwelle verbunden werden, daß die Beanspruchung des Schnellenholzes durch die senkrechte Schienenbelastung gering ist gegenüber der Beanspruchung durch die Schnellenschraubenkräfte. Damit werden die elastischen Formänderungen des Holzes und der Befestigungsmittel infolge senkrechten Schienendrucks weit innerhalb des Bereichs der elastischen Formänderungen infolge der Schraubenkräfte bleiben. So wird die Bildung einer dauerhaften, im Elastizitätsbereich liegenden Arbeitsfuge erreicht.

Für die Arbeitsfuge zwischen Unterlegplatte und Schwelle ist es leicht, einen genügenden Arbeitsvorrat durch richtige Wahl der Abmessungen der Unterlegplatten zu erreichen. In dieser Richtung liegt die günstige Wirkung der breiten Stühle des englischen Stuhlschienenoberbaus sowie der großen Unterlegplatten des holländischen und neuen deutschen Oberbaus.

*) H. von Schrenk, „Mechanical Wear of Ties“. Bulletin American Railway Engineering Association, Vol. 30, Nr. 306, June 1928, Chicago.

Schwieriger ist dieses Ziel erreichbar für die Arbeit zwischen Schraube und Holz, da die Gewindegänge von vier Schrauben nur etwa $\frac{1}{6}$ der Fläche der Unterlegplatte beim neuen Reichsoberbau besitzen. Beim preußischen Oberbau 15c machen sie sogar nur $\frac{1}{7,5}$ aus. Die Schrauben sind also mit möglichst breiten Gewindegängen — in dieser Beziehung bedeutet die Schraube Ss 5 (Schraube des Reichsoberbaus K) einen Fortschritt gegenüber der Schraube Ss 1 (Schraube des preußischen Oberbaus 15c) — und möglichst lang zu konstruieren. Es liegt sogar der Gedanke nahe, die Unterlegplatte durch Schraubenbolzen, die durch die ganze Schwelle gehen, mit der Schwelle zu verbinden, um dem Übelstand zu begegnen, wenn nicht aus anderen Gründen Einwände hiergegen beständen. Diese früher beim englischen Stuhlschienenoberbau angewandte Befestigungsart hatte sehr gute Wirkungen für die Verhinderung der mechanischen Abnutzung der Schwellen. Beim heutigen Regeloberbau in England sind die Bolzen durch sehr lange, kräftige Schwellenschrauben ersetzt worden.

Ein weiterer Weg, das Arbeitsvermögen an den Schrauben möglichst groß zu halten, liegt in der Verwendung von Hartholz an Stelle von Weichholz. Gemäß den Dehnungskurven der beiden Holzarten ergibt sich eine Vermehrung der Arbeitsleistung bei gleicher Dehnung bei Hartholz gegenüber Weichholz. Die ausschließliche Verwendung von Hartholzschwellen ist aber aus den bereits behandelten wirtschaftlichen Gründen nicht möglich. Es liegt jedoch der Gedanke nahe, sich bei Weichholzschwellen durch Einbau von Hartholz der Hartholzdehnungskurve zu nähern und damit das Arbeitsvermögen der Weichholzschwellen zu erhöhen. Er ist praktisch geworden in dem Verfahren der Rambacher Platte und des Colletschen Dübels. Für die Verwendung von Dübeln besteht die Hauptfrage darin, wie weit die Dübel im Stande sind, eine steilere Dehnungskurve zu erzeugen und damit das Arbeitsvermögen und die Liegedauer der Schwellen zu vergrößern. Diese steilere Dehnungskurve würde eine aus der Dehnungskurve für Hartholz und Weichholz sich ergebende vereinigte Dehnungskurve bedeuten.

Bei der großen Bedeutung dieser Beziehungen zwischen Dehnungskurve des Holzes und der Schraubenspannkraft für den Wert der Schwellen muß hier noch näher auf diesen Punkt der Verarbeitung der angreifenden Kräfte durch die Schraubenverbindung eingegangen werden. Läßt man auf eine Schwellenschraube eine Achsialkraft als Zugkraft wirken und beobachtet die dabei auftretenden Bewegungen zwischen Schraube und Holz, so erhält man eine Linie, wie sie in Abb. 1 dargestellt ist und im weiteren mit „Dehnungskurve“ bezeichnet werden soll. Um eine möglichst dauerhafte Verspannung der Schraube im Holz zu erreichen, ist der Schraube beim Eindrehen eine möglichst hohe Spannkraft zu erteilen. Die obere Grenze dieser Spannkraft ist gegeben durch die Streuung der Dehnungskurven infolge ungleichmäßiger Festigkeit des Holzes. Um Überdrehungen der Schraube zu vermeiden, darf die Spannkraft nur die untere Grenze des Streufeldes erreichen. Unter dem Einfluß der Zeit geht — abgesehen von Quell- und Schwindvorgängen im Holz — die anfänglich vorhandene Schraubenspannkraft auf die Dauerspannkraft zurück.

Während dieses Zustandes der Dauerspannkraft in der Schraube bzw. im Holz ist die Wirkung der Betriebslasten die, daß bei Belastung der Schwelle die Schraubenspannkraft etwas nachläßt, während sie bei Entlastung wieder auf den Dauerzustand heraufgeht. Das dabei aus „Kraft“ und „Weg“ der Abb. 1 sich ergebende Arbeitsvermögen der Schraube liegt praktisch in ihrem Arbeitsbereich.

Es ist anzustreben, daß der Arbeitsbereich möglichst klein und der Spannungsvorrat — und hier besonders der zur Nulllinie weisende Teil — möglichst groß gehalten werden, damit nicht frühzeitig durch Ermüdung des Materials, außer-

gewöhnliche Kraftangriffe, Witterungseinflüsse usw. eine Lockerung der Schrauben eintritt. Um hier ein Optimum zu erreichen, sind folgende Möglichkeiten gegeben: Kleinere Wege durch steilere Kurven (Buche besser als Kiefer), kleinere Kräfte durch lange und gut ausgebildete Schwellenschrauben und große Unterlegplatten, ferner größeren unteren Spannungsvorrat durch gleichmäßigeres und festeres Material (Buche besser als Kiefer) und durch Verringerung der Einflüsse der Zeit (Kiefer besser als Buche).

Aber auch die Form der Unterlegplatte kann dazu dienen, die Arbeit der Schraubenverbindung günstig zu gestalten. Aus unseren Belastungsversuchen der Unterlegplatte des Oberbaus K geht hervor, daß die Einsenkungen an den Enden der Platte, dem Sitz der Schwellenschrauben, erheblich geringer sind als in der Mitte. Das bedeutet zunächst, daß die Durchbiegung der Unterlegplatte unter der Belastung die Unterlegplatte selbst zur Verarbeitung der senkrechten Kräfte heranzieht. Ferner ergibt sich daraus, daß auch durch eine lange elastische Unterlegplatte, wie sie der Reichsoberbau besitzt, der Arbeitsbereich der Schraubenverbindung verringert oder günstiger gestaltet werden kann. Damit wird der schwächste Teil der Verbindung geschont, allerdings auf Kosten der Beanspruchung des Holzes unter der Mitte der Unterlegplatte.

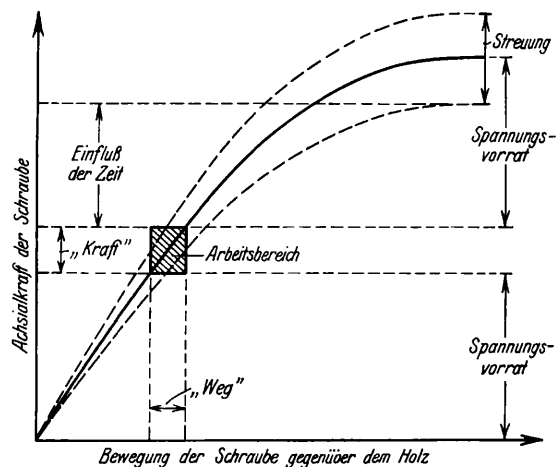


Abb. 1. Arbeitsbereich der Schwellenschrauben.

Aber dieser Teil ist, wie bereits erwähnt, durchaus fähig, stärkere Beanspruchung aufzunehmen.

An einer Verarbeitung der senkrechten Kräfte beteiligt sich weiterhin die gesamte Schwelle durch Zusammendrückung und Biegung, wobei die Beanspruchung des Holzes aus Bettungsdruck, Schienendruck und Biegung weit unterhalb der zulässigen Festigkeitsgrenzen liegt, also mit einem sehr großen Sicherheitsfaktor sich vollzieht.

Bisher sind nur senkrechte Kräfte berücksichtigt worden. Besonders in Gleisbogen treten aber noch waagerechte Kräfte auf, die über die Unterlegplatte in die Schwelle geleitet werden. Bei losen Unterlegplatten würden die Schrauben starke Seitenschübe erhalten, zu deren Aufnahme sie ihrer ganzen Form nach nicht im Stande sind. Es ist also unbedingt notwendig, die Reibung zwischen Unterlegplatte und Schwelle zur Aufnahme des Seitenschubs heranzuziehen. Diese Reibung kann erheblich vergrößert werden durch starkes Anziehen der Schraube. Es besteht also ein zweiter Grund, das Arbeitsvermögen an den Schrauben oder an ihren Berührungsflächen mit dem Schwellenholz günstiger zu gestalten.

III. Das Versuchsprogramm.

Bei der großen Bedeutung, die das Arbeitsvermögen des Schwellenholzes für die Befestigung der Unterlegplatte und der Schiene und damit für den Schutz der Schwelle gegen

mechanische Abnutzung hat, bildet die Feststellung des Arbeitsvorgangs an verdübelten und unverdübelten Holzschwellen den Ausgangspunkt und die Grundlage für das Versuchsprogramm. Es müssen dabei nicht allein verdübelte und unverdübelte Weichholzschwellen untereinander, sondern auch mit unverdübelten Hartholzschwellen verglichen werden. Je mehr die Durchführung des Versuchsprogramms den Verhältnissen des praktischen Betriebs angepaßt werden kann, um so wertvoller werden die Ergebnisse sein. Aus diesen Gründen wurde ein statischer und ein dynamischer Teil des Versuchsprogramms vorgesehen. Im statischen Teil werden Einzelbeanspruchungen der Schrauben und Schwellen untersucht und zwar für die Schrauben und Schwellen in Form der Haftfestigkeit, Überdrehung und Widerstand gegen Seitenkräfte, für die Schwellen in Form von Druck- und Biegebeanspruchungen. Als Vorbereitung für den dynamischen Teil waren die tatsächlichen Spannkräfte der Schrauben in den verschiedenen Schwellenarten in Abhängigkeit vom Eindrehmoment zu bestimmen sowie das zeitliche Verhalten dieser

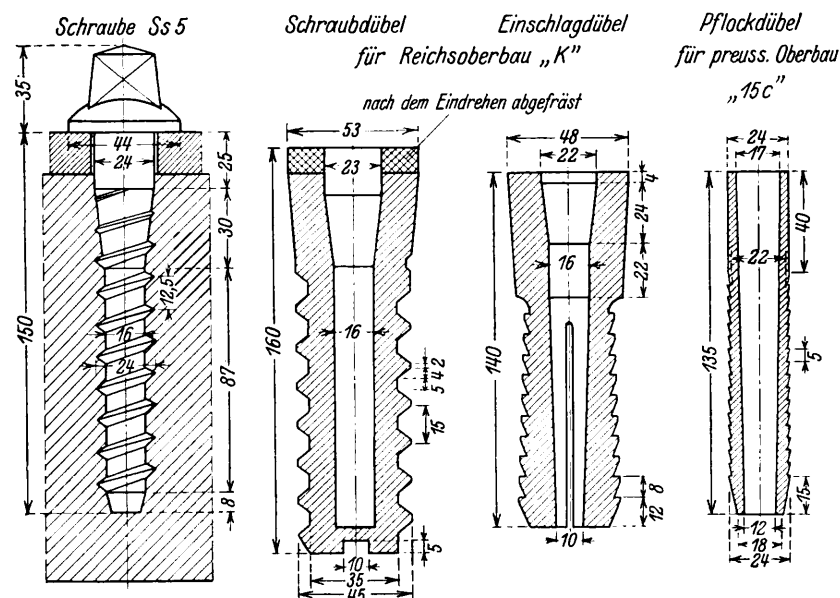


Abb. 2. Die bei den Versuchen verwandten Schrauben und Dübel.

Spannkräfte. Hieraus ergab sich dann die Möglichkeit, den dynamischen Teil des Versuchsprogramms durchzuführen, der das Verhalten der Befestigungsmittel unter den Betriebslasten umfaßt. Hierzu waren Versuche in Dauerversuchsmaschinen notwendig, die den Oberbau ähnlichen Beanspruchungen aussetzten, wie sie ein 10- bis 15jähriger praktischer Betrieb auf stark belasteten Bahnen mit sich bringt. Und da weiterhin die Haftfestigkeit der Schrauben auch von der gesunden und gleichmäßigen Struktur des Schwellenholzes oder der Dübel abhängt, waren zum Schluß noch Fäulniserscheinungen am Bohrloch zu untersuchen, die aus dem Wasserzutritt zu den Schrauben sich ergeben können.

Das Versuchsprogramm enthielt folgende Gruppen- und Einzeluntersuchungen:

A. Statische Versuche.

1. Haftfestigkeit der Schwellenschrauben.
2. Widerstandsfähigkeit der Schwellenschrauben gegen Seitenkräfte.
3. Überdrehungsmomente bei Schwellenschrauben.
4. Druckversuche an den verschiedenen Schwellenarten.
5. Biegungsversuche an den verschiedenen Schwellenarten.

B. Vorversuche für die dynamischen Versuche.

1. Spannkräfte der Schwellenschrauben in Abhängigkeit vom Eindrehmoment und von der Druckbelastung.
2. Zeitliches Verhalten der Schraubenspannkräfte.

C. Dynamische Versuche.

1. Verlauf der Schraubenspannkräfte unter betriebsmäßiger Belastung des Oberbaus nach 10 bis 15 Jahren.
2. Verhalten der Unterlegplatte unter betriebsmäßiger Belastung des Oberbaus nach 10 bis 15 Jahren.

D. Prüfung der Widerstandsfähigkeit der verschiedenen Schwellenarten gegen Fäulniserscheinungen am Bohrloch.

Um möglichst zuverlässige Vergleichsgrundlagen für die verschiedenen Schwellenarten zu erhalten, wurden alle Versuche mit neuen Schwellen von möglichst gleichmäßiger, also astfreier Struktur vorgenommen. Versuche mit neuen Schwellen boten außerdem zuverlässigere Vergleichsgrundlagen als solche mit alten Schwellen, wie sie vielleicht mit Rücksicht auf die Verdübelung alter Schwellen nahe gelegen hätten. Es kann davon ausgegangen werden, daß die für neue Schwellen gefundenen Vergleichsergebnisse auch auf alte Schwellen zutreffen. Als Oberbauform wurde der neue Reichsoberbau K auf Holzschwellen gewählt, damit die Vergleichsergebnisse auch für die Zukunft ausgewertet werden können. Nur bei den Versuchen an mit Pflockdübeln ausgerüsteten Schwellen wurde aus praktischen Gründen die preußische Oberbauform 15c gewählt.

Der Prüfung wurden neue, getränkte Schwellen des Reichsoberbaus K folgender Gattungen unterworfen:

- I. Unverdübelte Weichholzschwellen aus Kiefernholz.
- II. Unverdübelte Weichholzschwellen aus Lärchenholz.
- III. Mit Schraubdübeln ausgestattete Weichholzschwellen aus Kiefernholz.
- IV. Mit Einschlagdübeln ausgestattete Weichholzschwellen aus Kiefernholz.
- V. Mit Pflockdübeln ausgestattete Weichholzschwellen aus Kiefernholz.
- VI. Unverdübelte Hartholzschwellen aus Buchenholz.

Für die Verdübelung wurden die bei der Reichsbahn verwendeten, bekannten Dübel der Dübelwerke Berlin, wie sie die Abb. 2 darstellt, vorgesehen. Die Schraubdübel sind aus ausgesuchtem, astfreiem Holz der Weißbuche, die Einschlag- und Pflockdübel aus solchem der Rotbuche hergestellt. Die einzelnen Schwellenarten wurden vor allem im Teil A und B so vielen Versuchen unterworfen, als es die Schaffung brauchbarer Mittelwerte notwendig machte. Nachdem auf Grund mehrerer Versuche erkannt worden war, daß die unverdübelten Schwellen aus Lärchenholz keine wesentlichen Unterschiede gegenüber den im Oberbau vorwiegend verwandten unverdübelten Schwellen aus Kiefernholz aufwiesen und daß der Pflockdübel in seiner Wertigkeit dem Einschlagdübel nachsteht, wurde zur Entlastung der umfassenden Versuchsarbeiten das gesamte Versuchsprogramm in erster Linie auf die unverdübelten Kiefernschwellen, auf mit Schraub- und Einschlagdübel ausgestattete Kiefernschwellen und auf unverdübelte Buchenschwellen angewandt.

Von dem Versuchsprogramm sind bisher die Teile A (statische Versuche) und B (Vorversuche für die dynamischen Versuche) durchgeführt, während die Dauerversuche zum Teil C noch laufen. Mit Rücksicht auf die aufschlußreichen, wertvollen Ergebnisse zu A und B soll mit ihrer Veröffentlichung nicht bis zum Abschluß der Teile C und D gewartet werden, die noch längere Zeit in Anspruch nehmen. Da beabsichtigt ist, die Methoden und Einzelergebnisse des gesamten Versuchsprogramms später ausführlich in geschlossener Form herauszugeben, so konnte ich mich im Nachfolgenden hauptsächlich auf die zusammenfassende Darstellung der Ergebnisse zu Teil A und B des Versuchsprogramms beschränken, soweit es die Klarheit der Erkenntnisse und die Schlußfolgerungen zulassen. Diese Schlußfolgerungen werden nur insoweit gezogen, als sie durch die dynamischen Versuche nicht geändert

werden können. Sie bringen trotzdem so viele neue Einblicke in das Arbeitsvermögen der verschiedenen Holzschwellenarten und in den Wert der Schienenbefestigung, daß ihre baldige Bekanntgabe im Interesse einer zweckmäßigen Gleiswirtschaft liegt.

IV. Die für die Versuche zugrundegelegte Lastwirkung zwischen Rad, Schiene und Schwelle.

Ausgehend von dem ruhenden Raddruck von 10 t wird der Raddruck des bewegten Rades zu

$$10 \cdot 1,2 = 12 \text{ t}$$

eingesetzt. Hieraus ergibt sich ein höchster Seitendruck*) des Rades von

$$(0,6 - 0,25) \cdot 12 = 4,2 \text{ t.}$$

Da sich der Raddruck auf mehrere Schwellen verteilt, so beträgt der höchste senkrechte bzw. waagerechte Druck des bewegten Rades auf die Schwelle nach Versuchen**)

$$0,35 \cdot 12 = 4,2 \text{ t senkrechten Druck}$$

$$0,35 \cdot 4,2 = 1,7 \text{ t waagerechten Druck.}$$

Ein negativer Schwellendruck tritt durch die wellenförmige Aufbiegung der Schienen durch die Achsbelastung auf. Er kann höchstens den Wert von Schwellengewicht + Schotterreibung erreichen und deshalb bei den Schraubenbefestigungen im allgemeinen vernachlässigt werden.

Was die Häufigkeit der waagerechten und senkrechten Kräfte anbelangt, so vollziehen sich nach den Untersuchungen von Cäsar***) die Schlingerbewegungen der Wagen in Wellenlängen von etwa 17 bis 20 m bei den üblichen Geschwindigkeiten der Züge. In der Geraden ruft eine Achse auf der Wellenlänge von 18 m auf den dazwischenliegenden

$$\frac{18}{0,65} = 28 \text{ Schwellen}$$

28 senkrechte Belastungen hervor. Da auf dem Bereich dieser Wellenlänge nur einmal eine Seitenbewegung der Achse eintritt, so ist anzunehmen, daß die Resultierende aus waagerechter und senkrechter Kraft zu je 10% in den äußersten Lagen wirken wird, während sie zu 80% gleichmäßig zwischen den Grenzen hin- und herpendelt.

Auf Grund dieses allgemeinen Kräfteverlaufs aus senkrechten und waagerechten Kräften können die bei den Versuchen angewandten Kraftgrößen mit den betriebsmäßigen Kraftgrößen dort, wo es notwendig ist, in Beziehung gebracht werden.

V. Versuchsergebnisse zu A: Statische Versuche.

1. Haftfestigkeit der Schwellenschrauben und ihre Dehnungskurven.

In Abb. 3 ist der Verlauf der gemittelten Dehnungskurven für die Haftfestigkeit der Schwellenschrauben in den verschiedenen Schwellenarten bis zur Höchstlast, bei der die Schraube herausgezogen wird, dargestellt. Der Unterschied zwischen den Mittelwerten der unverdübelten Kiefern- und Buchenschwellen ist leicht erklärlich mit den verschiedenen Holzarten. Der Schraubdübel zeigt eine sehr gute Verbundenheit mit der Schwelle, obwohl der Dübel in allen Fällen unversehrt mit der Schraube aus der Schwelle gezogen wurde. Bei festgehaltenem Dübel liegt die Dehnungskurve, wie Abb. 2, Taf. 10 zeigt, noch über der Dehnungskurve der Buchenschwelle. Die verhältnismäßig niedrige Haftfestigkeit des Einschlag- und Pflockdübels bei Höchstlast liegt in der Art des Einbringens

*) Wasiutynski, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1899, Ergänzungsheft. — Bräuning, „Die Grundlagen des Gleisbaus“. Verlag Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin 1920. — Bloss, „Oberbau und Gleisverbindungen“, Sammlung Otzen, Verlag Julius Springer, Berlin 1923.

**) Wasiutynski, a. a. O. — Nemcsek, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, S. 77.

***) Cäsar, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1929, S. 519.

der Dübel, die in vorgebohrte Löcher eingeschlagen werden. Das Auseinanderpressen der Einschlagdübel durch die Schwellenschrauben gibt ihnen an sich einen starken Halt im Schwellenloch, der naturgemäß nicht zu vergleichen ist mit der Widerstandsfähigkeit des Schraubdübels mit seinen starken Gewindegängen, aber in dem maßgebenden unteren Bereich der Dehnungskurve, wie noch gezeigt werden wird, eine sehr günstige Steigung der Dehnungskurve erzeugt.

Nun sind die höchsten Lasten aber kein genügendes Kriterium für die Brauchbarkeit von verdübelten oder unverdübelten Schwellen, da im Betrieb niemals solche höchsten Zugkräfte an der Schraube eintreten. Einen sehr guten und weitgehend zuverlässigen Vergleich für die verschiedenen Befestigungsarten bieten dagegen die Spannungs-Dehnungskurven. Bei den Versuchen zu Abb. 3 gestattete die Versuchsanordnung nicht genügend einwandfrei die Feststellung der Bewegungen der Schrauben gegenüber der Schwelle, denn es entstanden Bewegungen in der Versuchsmaschine, die an sich die Kraftangaben nicht beeinflussten, aber für die Bewegungen vor allem in den unteren Kraftstufen wohl von Bedeutung waren. Um diese Bewegungen auszuschalten, wurden ergänzende Versuche vorgenommen, bei denen die Bewegung der Schraube gegenüber der Unterkante der Schwelle eindeutig und klar erfaßt werden konnte. Die Ergebnisse sind in Abb. 1, Taf. 10 dargestellt nach der elastischen und bleibenden Bewegung der Schwellenschrauben.

Die Vorspannung der fest angezogenen Schraube beträgt nach den Versuchen zu Teil B des Versuchsprogramms bei verdübelten und unverdübelten Weichholzschwellen 1,8 t, bei der Buchenschwelle 2,9 t. Diese Vorspannung bedeutet die Schraubenspannkraft, mit der die durch ein normales Eindrehmoment von 35 mkg eingedrehte Schraube nach einem gewissen Abklingen der Ursprungsspannung die Unterlegplatte auf die Schwelle preßt. Sie ist in Abb. 1, Taf. 10 unten aufgetragen, so daß nun in der senkrechten Nullachse die betriebsmäßigen Schraubenspannkraften von 1,8 t bzw. 2,9 t in Beziehung zu den Dehnungskurven gebracht werden können. Diese Dehnungskurven zeigen nun, daß bei Erhöhung der Spannkraft der Schrauben durch eine von außen aufgebrachte Zugkraft das Arbeitsvermögen der verdübelten Schwellen im Bereich der praktisch höchstens vorkommenden aufgebrachten Zugkraft von 0,5 t in der Mitte zwischen der Buchenschwelle und der unverdübelten Weichholzschwelle liegt. Das bedeutet eine sehr wichtige Charakteristik des Arbeitsvermögens der verschiedenen Schwellenarten in der Reihenfolge ihrer Güte: Buchenschwelle, verdübelte Weichholzschwelle, unverdübelte Weichholzschwelle. Was die bleibende Formänderung anbelangt, so liegt sie, insgesamt gesehen, beim Einschlagdübel am ungünstigsten, aber im Bereich der betriebsmäßigen Beanspruchung durch die Schraubenspannung zeigt sie ein gleiches Verhalten wie bei den übrigen Schwellen. Hier sind die bleibenden Formänderungen außerordentlich gering, ja belanglos.

In Abb. 1, Taf. 10 ist noch das sehr aufschlußreiche Zusammenspiel der Vorspannung und der von außen aufgebrachten Zugkraft der Schrauben in den Linien über den Verlauf der Vorspannung in den Schwellenschrauben zu erkennen. Die Abnahme der Vorspannung beträgt hierbei ungefähr 50% der aufgebrachten Zugkraft bei den verdübelten und unverdübelten Weichholzschwellen und 80% bei den Buchenschwellen, was darauf schließen läßt, daß die Buche ein ungünstigeres elastisches Verhalten oder eine geringere Zähigkeit in bezug auf die Schraubenspannkraft zeigt.

Bei den bisher behandelten Dehnungskurven ist immer wieder die Haftfestigkeit zwischen Dübel und Schwelle, nicht zwischen Schrauben und Dübel dargestellt, da erstere für das Arbeitsvermögen der verdübelten Schwelle maßgebend ist. In

Abb. 2, Taf. 10 ist dagegen die Dehnungslinie der Haftfestigkeit zwischen Schraube und Dübel veranschaulicht und in Vergleich gestellt zu der Dehnungslinie der Buchenschwelle. Es zeigt sich hier das günstige Arbeitsvermögen der im sorgfältig ausgewählten Buchenholz der Dübel sitzenden Schrauben, deren Gewindegänge in den Dübeln das Buchenholz in Faserichtung beanspruchen gegenüber senkrecht zur Faser in der Buchenschwelle. Diese günstige Wirkung ist naturgemäß nur so lange vorhanden, als die Scherfestigkeit im Dübel nicht überwunden wird, was aber innerhalb der betriebsmäßigen Belastung nicht eintritt. Dadurch wird es möglich, die Schraubkräfte durch Vermittlung des Dübels in schonender Weise auf eine größere Schwellenholzfläche zu übertragen, schonender, als dies bei unmittelbarem Sitz der Schraube in der Schwelle möglich ist.

greifen, ausgesetzt bei nur lose auf der Unterlegplatte sitzenden Schraubenköpfen und einer Betriebsbelastung der Schiene von 4,2 t. Es zeigte sich bei diesen Versuchen die nachteilige Wirkung des Spielraums zwischen Schraubenschaft und Lochung der Unterlegplatte, die sich in ungleichmäßiger Verdrückung der einzelnen Schrauben äußerte. Dieser Spielraum ist zweifellos ein Nachteil der Oberbaukonstruktion. Er ist beim englischen und holländischen Oberbau durch Einschaltung einer elastischen Hülse aus Holz zwischen Schraube und Unterlegplatte wirksam beseitigt worden. Immerhin ergaben, nachdem die Unterlegplatte an allen Schrauben Anlage gefunden hatte, die Dehnungslinien für die untersuchte Schwelle das in Abb. 3a, Taf. 10 oben liegende charakteristische Bild der Widerstandsfähigkeit der verschiedenen Schwellen.

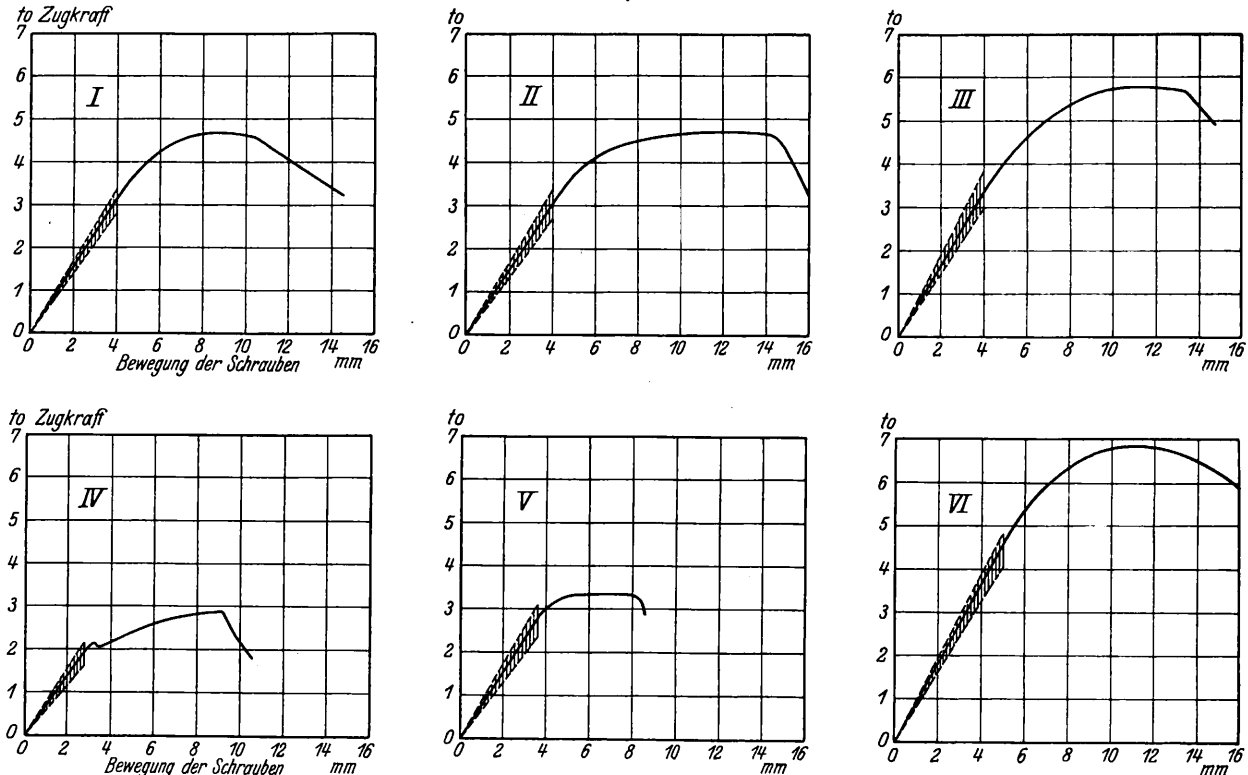


Abb. 3. Dehnungskurven für die Haftfestigkeit der Schrauben.

Untersuchte Schwellen: I Kiefer ohne Dübel, II Lärche ohne Dübel, III Kiefer mit Schraubdübel, IV Kiefer mit Einschlagdübel, V Kiefer mit Pflockdübel, VI Buche ohne Dübel.

2. Widerstandsfähigkeit der Schwellenschraube gegen Seitenkräfte.

Solange die Unterlegplatte durch die Schwellenschrauben fest mit der Schwelle verspannt ist, werden die auf den Oberbau wirkenden Seitenkräfte vor allem im geraden Gleis durch die Reibungskräfte zwischen der eisernen Unterlegplatte und dem Schwellenholz aufgenommen. Haben im Laufe des Betriebs die Spannkkräfte der Schwellenschrauben nachgelassen oder sind sie überhaupt nicht mehr vorhanden, so werden diese Reibungskräfte gering sein und die Schwellenschrauben müssen sich selbst an der Aufnahme der Seitenkräfte beteiligen. Vor allem aber werden die Schrauben bei den heutigen hohen Geschwindigkeiten und Raddrücken in Krümmungen mit kleinem Halbmesser selbst bei einiger Verspannung der Unterlegplatte mit den Schwellenschrauben vielfach unmittelbare Seitenkräfte aufzunehmen haben. Die Widerstandsfähigkeit der Schwelle gegen die unter Seitendruck stehenden Schwellenschrauben ist daher von besonderer Bedeutung.

Um sie bei den verschiedenen Schwellenarten zu ermitteln, wurde zunächst der vollständige Oberbau K aus Schiene, Unterlegplatte, Befestigungsmitteln und Schwelle Seitenkräften, die am Schienenkopf in betriebsmäßiger Höhe an-

Um genauere Zahlen für die Widerstandsfähigkeit der Schwelle gegen Seitenkräfte zu erhalten, wurden dann die Versuche vorgenommen an einzelnen Schrauben, indem sie in der Höhe der Unterlegplatte Seitenkräften ausgesetzt und dabei die seitlichen Bewegungen der Schraube gegenüber der Schwelle gemessen wurden. Hierbei waren die Vergleichsgrundlagen einwandfrei. Die Ergebnisse sind in Abb. 3, Taf. 10 unten dargestellt. Sie zeigen, daß das ausgesuchte Holz und die Form der Dübel in der Lage sind, die Seitenkräfte besser auf die Schwelle zu verteilen, als es bei der unverdübelten Weichholzwelle der Fall ist, und daß daher die Bewegungen der Schrauben geringer sind. Auffallend war, daß der Dübelkopf trotz der Seitenbewegungen der Schrauben überall noch fest an der Schwelle anlag und das Dübelbohrloch ausfüllte. Es hatte offenbar die elastische Formänderung des Dübelholzes die Seitenkräfte verarbeiten können, ohne daß eine Verschiebung des Dübelkopfes stattfand. In der betriebsmäßig auftretenden Größe der Seitenkräfte von 400 bis 500 kg je Schwellenschraube zeigen die Buchenschwellen und die verdübelten Schwellen erheblich größere Widerstandsfähigkeit als die unverdübelten Schwellen und damit größere Sicherheit des Schraubenlochs gegen Ausweitungen durch Seitenkräfte.

3. Widerstandsfähigkeit der Schwellenschrauben gegen Überdrehen.

Die Kraftverhältnisse bei der Überdrehung von Schrauben lassen sich gliedern in Reibungskräfte am Umfang der Schraube, die abhängig sind von der Bohrung des Schraubenlochs, und in Reibungskräfte, die an den Schraubengewindungen auftreten und bei gleicher Schraubenform bei allen Holzarten annähernd gleich sein werden. Buchenschwellen werden auf Kerndurchmesser der Schraube gebohrt, ebenso Schraubdübel. Weichholzswellen erhalten eine um 2 mm engere Bohrung und die Einschlagdübel sogar konische Bohrung, so daß sie im unteren Teil bis zu 6 mm geringeren Durchmesser haben als die Schrauben. Damit bei ihnen beim Eindrehen der Schrauben keine Zerstörungen eintreten, sind die Einschlagdübel mit Schlitz in den Wandungen ausgestattet.

Die Versuchsergebnisse sind in Abb. 4, Taf. 10 in Form von Dehnungskurven dargestellt. Zunächst ist zu erkennen, daß das Überdrehungsmoment bei der Buche erheblich höher liegt als bei den übrigen Schwellen. Bei den Dübeln wurden durchweg die Schrauben im Dübel, nicht aber die Dübel im Schwellenholz überdreht. Auffallend günstig liegt der Einschlagdübel. Offenbar ist bei ihm die Reibung zwischen Schraube und Dübel infolge der konischen Bohrung des Dübels im unteren Teil und der starken Spreizung durch die Schrauben besonders hoch, während beim Schraubdübel diese Spreizung nicht vorliegt und daher eine Abscherung des Dübelholzes parallel zur Faser leichter eintritt als beim Einschlagdübel.

Aus dem höchsten Drehmoment läßt sich eine Güte der verschiedenen Befestigungsarten kaum ableiten, zumal sie in der Praxis nicht erreicht werden dürfen. Die Überdrehungskurven lassen aber erkennen, daß das Eindrehen der Schrauben in die Schwellen so erfolgen muß, daß zur Erzeugung eines möglichst großen Arbeitsvermögens der Schwellen die Schrauben eine hohe Spannkraft erhalten. Diese wichtige Forderung läßt sich besonders klar erkennen in Abb. 4, Taf. 10 aus dem Vergleich der Schraubenspannkraft in Abhängigkeit vom Drehmoment, worauf im Teil B noch näher eingegangen werden soll.

Wie bei den Dehnungskurven der Haftfestigkeit, so bieten auch die Überdrehungskurven im betriebsmäßigen und elastischen Bereich der Kurven einen guten Vergleich der verschiedenen Schwellenarten. Bei einem in der Praxis normal angewandten Drehmoment von 30 bis 35 mkg verhalten sich die Kreisbewegungen im

Kiefernholz : Schraubdübel : Einschlagdübel : Buchenholz
= 3,5 : 2,5 : 2 : 3.

Auch hieraus ergibt sich das gute Arbeitsvermögen der Dübel und der Buchenschwelle gegenüber der unverdübelten Kiefernschwelle.

4. Druckversuche an verschiedenen Schwellenarten.

Um die Widerstandsfähigkeit der Schwellen bei Druckbelastung zu ermitteln, wurden die auf ihrer ganzen Länge unterstützten Probekörper, bestehend aus Schiene, Unterlegplatte, Schrauben und Schwelle, langsam und stetig belastet. Während der Belastung wurden die Einsenkungen gemessen. Die Belastungen, bei denen ein deutliches Nachgeben des Holzes beobachtet wurde, lagen bei allen Weichholzswellen nahezu gleich bei 20 bis 22 t, bei der Buchenschwelle bei 40 t.

Auch hier lassen die Höchstwerte keine Vergleiche zu, da die betriebsmäßige Belastung einer Schwelle bei 4,2 t liegt. Wohl aber sind wieder die Dehnungskurven von 0 bis 4,2 t kennzeichnend, die in Abb. 5, Taf. 10 dargestellt sind. In den unteren Belastungsstufen verlaufen die Linien der verdübelten Schwellen flacher, um dann, nachdem sich die Unterlegplatte offenbar auch gegen die Dübel stützen kann, steiler zu werden. Bei allen Schwellen laufen die Kurven im Bereich der elastischen Form-

änderungen des Holzes. Erst bei einer Druckbelastung der Schwelle von 20 t treten sichtbare Zerstörungen der Holzfasern der Schwelle ein, so daß eine 4 bis 5fache Sicherheit gegen Bruch vorliegt. Es ergibt sich daraus, daß bei den verdübelten Schwellen weder eine Schwächung noch eine Stärkung der Widerstandsfähigkeit gegen Druckbelastung vorliegt, also die in der Praxis vielfach vertretene Anschauung, daß der Dübel zum Tragen der Unterlegplatte wesentlich beiträgt, nicht zutrifft. Eine bevorzugte Druckaufnahme durch den Dübel ist aber auch nicht notwendig angesichts der geringen Pressung des Holzes unter der Unterlegplatte, die sich aus den Schraubenspannkraften und der Betriebsbelastung zu 16,6 kg/cm² auf die Schwellenfläche abzüglich der Dübelflächen ergibt gegenüber einer Druckfestigkeit des Weichholzes von 80 kg/cm². Das Wesen der Dübel liegt eben nicht in einer Verstärkung der Schwellen gegen Druckbelastung, sondern in der Erzeugung einer möglichst hohen Schraubenspannkraft zur festen Verbindung der Unterlegplatte mit der Schwelle.

5. Biegeversuche an den verschiedenen Schwellenarten.

Durch Versuche zur Ermittlung der Widerstandsfähigkeit der Schwellen bei Biegebelastung sollte die Einwirkung einer Schwächung des Schwellenquerschnitts unter den Schienen durch die Löcher der Schrauben und Dübel untersucht werden. Sie wurde vorgenommen an den mit Schiene, Unterlegplatte und Schrauben vollständig versehenen Probekörpern der Schwelle, die auf 1 m freitragend aufgelagert wurden. Der gleichmäßig verteilte Gegendruck der Bettung wurde ausgeschaltet, um die Belastung bis zum Bruch durchführen zu können. Die Ergebnisse sind in Abb. 9 dargestellt. Die verdübelten Schwellen zeigen, was leicht verständlich ist, eine geringere Widerstandsfähigkeit gegen Biegebelastung als die unverdübelten Schwellen. Das ist jedoch nicht von ausschlaggebender Bedeutung, da die tatsächliche, im Betrieb auftretende und berechnete Biegebeanspruchung, die ebenfalls in Abb. 6, Taf. 10 dargestellt ist, nur $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{12}$ der mittleren Biegefestigkeit beträgt, also eine 8 bis 12fache Sicherheit gegen Bruch der Schwelle vorliegt.

VI. Versuchsergebnisse zu B:

Vorversuche für die dynamischen Versuche.

Da bei den dynamischen Versuchen das Verhalten der Schraubenspannkraft und der Unterlegplatte bei betriebsmäßiger Belastung des Oberbaus nach 10 bis 15 Jahren zu untersuchen war, um die Verspannung und damit etwaige Bewegungen der Unterlegplatte auf der Schwelle verfolgen zu können, mußten zunächst Vorversuche vorgenommen werden. Aufgabe dieser Vorversuche war, die Meßbarkeit der Schraubenspannkraft, die die feste Lage der Unterlegplatte auf den Schwellen in erster Linie bedingen, zu untersuchen und festzulegen. Die dynamischen Versuche in Form von Dauerversuchen konnten nur dann einen Wert haben, wenn während der betriebsmäßigen Belastung des Oberbaukörpers ständig die Formänderungen von Schrauben und Schwellen und damit die Schraubenspannkraft verfolgt werden konnten.

1. Verlauf der Schraubenspannkraft unter betriebsmäßiger Belastung.

Die tatsächlichen Spannkraft der Schwellenschrauben waren bisher unbekannt und noch durch kein Meßverfahren bestimmt. Es bedurfte sehr eingehender Überlegungen, um einen Weg zu finden, der schließlich in der Messung der Dehnung der Schrauben mittels Meßuhren und der daraus sich ergebenden Berechnung der Dehnungskraft lag. Um hierbei eine möglichst weitgehende Genauigkeit zu erreichen, genügte die

gewöhnliche Schwellenschraube nicht, da sie als Meßschraube bei den Versuchen bleibende Formänderungen zeigte. Erst nachdem Schwellenschrauben aus Chromnickelstahl verwandt wurden, konnte die Meßmethode durchgeführt werden.

Es wurden nun zunächst, um die praktisch wichtigen Beziehungen zwischen dem Eindrehmoment und der Schraubenspannkraft zu erhalten, die Achsialkräfte der Schwellenschrauben in Abhängigkeit von den verschiedenen Eindrehmomenten bestimmt. Dabei wurde das von der Reibung zwischen Schraubenkopf und Unterlegplatte aufgezehrte Drehmoment von dem gesamten Eindrehmoment abgezogen, um das für das Eindrehen des Schraubenschaftes wirksame Drehmoment zu erhalten. Hieraus ergab sich dann die Schraubenspannkraft, mit der die Unterlegplatte auf die Schwelle gespannt wird. Auf die sehr interessante Versuchsmethode kann hier aus den eingangs erwähnten Gründen nicht näher eingegangen werden, sie wird später bekannt gegeben.

Die Ergebnisse sind in Abb. 4, Taf. 10 links enthalten. Wir sehen, daß bei den üblichen Eindrehmomenten von höchstens 35 mkg in den Schwellenschrauben bei den unverdübelteten Weichholzschnellen die geringsten Schraubenspannkraften, bei Buchenholz die größten Schraubenspannkraften erzeugt werden. Zwischen beiden liegen, allerdings näher der unverdübelteten Schwelle, die verdübelteten Schnellen. Die Anfangsspannkraft der Schrauben bei dem Drehmoment von 35 mkg beträgt bei

unverdübelteten Weichholzschnellen	2,4 t
verdübelteten Weichholzschnellen mit Schraub-	
dübel	2,75 t
verdübelteten Weichholzschnellen mit Einschlag-	
dübel	2,60 t
Buchenschnellen	3,75 t.

Bei diesen Spannkraften wird durch die Reibung zwischen Schraubenkopf und Unterlegplatte $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ des gesamten Drehmoments aufgezehrt. Dieser Anteil ist also für die Erzeugung einer Schraubenspannkraft wirkungslos. Aus dem Beginn der Spannkraftlinien nahe dem Nullpunkt der Spannkraftordinate ist zu ersehen, daß durch die Reibung zwischen Schraubenschaft und Schnellen- oder Dübelholz ebenfalls ein erhebliches Drehmoment aufgezehrt wird und für die Erzielung einer Schraubenspannkraft unfruchtbar bleibt. Lediglich das vom Gewinde zur Abbiegung der Holzfasern aufgezehrte Drehmoment hat positive Bedeutung für die Erzeugung der Schraubenspannkraft.

2. Das zeitliche Verhalten der Schraubenspannkraften.

Mit der Meßmethode zur einmaligen Bestimmung der Schraubenspannkraft war auch die Methode für ihre zuverlässige dauernde Bestimmung gegeben. Da aber nach dem Eindrehen der Schrauben ein gewisses Arbeiten des Holzes anzunehmen war, das womöglich die Anfangsschraubenspannkraft beeinflusst, wurde weiter der Verlauf der Schraubenspannkraft in der dem Eindrehen folgenden Zeit bis 150 Stunden oder 6 Tage verfolgt. Es zeigte sich dabei die bemerkenswerte Tatsache, daß zunächst ein starkes, dann aber ein immer schwächeres Abklingen der Schraubenspannkraft eintritt, so daß nach sechs bis acht Tagen von einer gewissen Ruhelage gesprochen werden kann. Erst von dieser Ruhelage an konnten Dauerversuche einwandfreie Versuchsergebnisse über den Verlauf der Schraubenspannkraften bei Betriebsbelastung bringen.

In Abb. 7, Taf. 10 ist diese zeitliche Spannungsabnahme für die verschiedenen Schnellenarten dargestellt von der Anfangsspannung des Eindrehens bis zur Spannung nach 150 Stunden. Aus der Charakteristik der Spannungslinien ist zu erkennen, daß das Abklingen bei den Buchenschnellen absolut und relativ am größten, beim Einschlagdübel am kleinsten oder am geringsten ist. Dazwischen liegt das Ab-

klingen der unverdübelteten und mit Schraubdübeln verdübelteten Weichholzschnellen.

3. Das Verhalten der Schraubenspannkraft bei Druckbelastung der Unterlegplatte.

Den Vorversuchen für die Messungen der Schraubenspannkraften schlossen sich nun Vorversuche über das Verhalten der Schraubenspannkraften bei der Einsenkung der Unterlegplatte unter Druckbelastung an. Der Verlauf der Abnahme für vier Schraubenspannkraften ist in Abb. 8, Taf. 10 dargestellt. Ganz allgemein ist die Abnahme der Schraubenspannkraften bei den verdübelteten Schnellen vor allem im Bereich der betriebsmäßigen Belastung von 2,4 bis 4,2 t erheblich geringer als bei der unverdübelteten Weichholzschnelle. Sie liegt nur wenig über der Abnahme bei der Buchenschnelle. Der auffallend steile Verlauf der Abnahmelinien bei der Buchenschnelle in dem unteren Bereich der Belastung erklärt sich offenbar daraus, daß beim Buchenholz die Fasern durch das Eindrehen der Schrauben nur wenig aus ihrer Richtung abgelenkt werden, damit eine Zugkraft in der Schraube erzeugt wird. Beim Kiefernholz ist für dieselbe Zugkraft eine größere Durchbiegung der Fasern erforderlich. Wenn nun das Holz auf Druck beansprucht wird, so werden die kleinen Durchbiegungen des Buchenholzes rascher verzehrt als die größeren des Kiefernholzes.

Mit diesen Vorversuchen für die dynamischen Versuche sind bereits wertvolle Einblicke in das Verhalten der Schraubenspannkraften, auf denen das Arbeitsvermögen der Befestigung von Unterlegplatte und Schienen sich aufbaut, gegeben. Sie lassen erwarten, daß betriebsmäßige Dauerversuche am vollständigen Oberbau in Dauerversuchsmaschinen bisher nicht bekannte Aufschlüsse über das Verhalten des Oberbaus und vor allem der Schnellenbefestigung unter den Betriebslasten bringen werden, die für die Gleiswirtschaft ganz allgemein von besonderer Bedeutung sind. Die bisherigen Ergebnisse der Dauerversuche bestätigen bereits diese Annahme. Sie zeigen aber auch, daß man jetzt schon zu nachfolgenden Schlußfolgerungen über die Güte und den Wert der verschiedenen Schnellenarten berechtigt ist.

VII. Schlußfolgerungen.

Aus den Ergebnissen der bisher durchgeführten Versuche zu Teil A und B des Versuchsprogramms lassen sich bereits folgende Schlüsse über die Formänderung und mechanische Abnutzung der verschiedenen Holzschwellenarten ziehen:

1. Von den drei Grundbedingungen, die an Eisenbahnschnellen aus Holz zu stellen sind:

- Gleich geartetes Holz,
- gute und billige Schnellenränkung,

Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Abnutzung, haben die statischen Versuche und die Vorversuche zu den dynamischen Versuchen bisher nicht vorliegende Einblicke in die Möglichkeiten zur Erfüllung der letzten Bedingung gebracht. Der zur Verhütung der mechanischen Abnutzung wichtigste Konstruktionsteil, die Verbindung zwischen Unterlegplatte und Schwelle, zeigt ein ganz bestimmtes Arbeitsvermögen in den verschiedenen Schnellenarten.

2. Nach dem Charakter der gefundenen Dehnungskurven vermag bei voller Ausnutzung des Stoffes die Buchenschnelle am besten alle Kräfte zu verarbeiten, die unverdübeltete Weichholzschnelle am wenigsten günstig. Zwischen beiden liegen die mit Schraub- und Einschlagdübel verdübelteten Weichholzschnellen mit ihrem günstig gelagerten Arbeitsvermögen im Bereich der betriebsmäßig oder praktisch auftretenden Kraftangriffe. In diesem Bereiche sind die Schraub- und Einschlagdübel nahezu gleichwertig. Der Pflockdübel erreicht

nicht ganz die Eigenschaften der unverdübelten Weichholzwelle.

3. Die Möglichkeiten der Verdübelung scheinen noch nicht voll ausgenutzt. Bei bester Konstruktion und sorgfältigster Einbringung der Dübel erscheint es nicht ausgeschlossen, eine Weichholzwelle zu erhalten, die die gleiche Gesamtqualität wie die Buchenschwelle aufweist.

4. Vom Standpunkt einer möglichst günstigen Verarbeitung der Kraftangriffe kann gesagt werden, daß die Verwendung von Dübeln für altbrauchbare Weichholzwellen diesen bei sonst gutem Holzzustand ein günstigeres Arbeitsvermögen an ihrem empfindlichsten Teil, der Schraubenverbindung, zu geben vermag, als es neue unverdübelte Wellen besitzen. Das stellt den großen Wert der Verdübelung altbrauchbarer Weichholzwellen mit Einschlagdübeln außer Zweifel. Es liegt aber auch nach den Versuchsergebnissen der Gedanke nahe, durch Verdübelung neuer Weichholzwellen ihr Lebensalter wesentlich heraufzusetzen und die Gleisunterhaltung zu entlasten. Eine Verdübelung altbrauchbarer Buchenschwellen mit ausgeweiteten Schraubenlöchern, die bisher nicht angewandt wurde, verspricht bei geeigneter Dübelkonstruktion ähnliche Vorteile für die wirtschaftliche Verwendung der Schwelle, wie sie bei verdübelten, altbrauchbaren Weichholzwellen vorliegen.

5. Die große Bedeutung einer festen gleichmäßigen Ver-
spannung zwischen Unterlegplatte und Schwelle mittels

Schwellenschrauben und die Vorteile, die hier die Dübel für Weichholzwellen mit sich bringen, schließen für die Bahnunterhaltung eine nur teilweise Verdübelung der zu einer Unterlegplatte gehörenden Schraubenlöcher aus. Die Verdübelung muß vielmehr auf alle Löcher sich erstrecken, wenn Bewegungen der Unterlegplatte sicher vorgebeugt werden soll.

6. Es ist der vornehmste Zweck aller Dübel, die von der Schraube übernommenen Kräfte, die Zugkräfte sind, auf das Schwellenholz zu übertragen. Dies ist vollkommen nur möglich, wenn die Dübelköpfe nicht an der Unterlegplatte anliegen.

7. Für die praktische Gleiswirtschaft sind durch die Versuche wichtige Grundlagen für die richtige Beurteilung verdübelter und unverdübelter Wellen sowie der Hart- und Weichholzwellen gegeben. Mit diesen Grundlagen sind die Preisfrage und die praktischen Gesichtspunkte der Gleisunterhaltung zu verbinden, um zu einem Gesamturteil zu gelangen.

8. Die noch nicht abgeschlossenen dynamischen Versuche werden Aufschluß über Ermüdungserscheinungen vor allem bei den Schraubenverbindungen bringen müssen, die zweifellos in erster Linie durch das mehr oder weniger große Arbeitsvermögen der Schrauben in den verschiedenen Schwellenarten bestimmt werden. Hierüber wird nach Erledigung der Dauerversuche berichtet werden.

Die Reibung zwischen Rad und Schiene im Bogen.

Betrachtungen zu den Versuchen des V. D. E. V. über diese Reibung.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Die Versuche des Unterausschusses des V. D. E. V. haben wertvollen Aufschluß über die veränderliche Größe der Reibungsziffer μ zwischen laufendem Rad und Schiene im Gleisbogen gebracht. Nicht alle aus diesen Versuchen gewonnenen Reibungsziffern gelten genau auch im wirklichen Bogenlauf der Eisenbahn, diejenigen der Prüfstandsversuche mit geschränkten Radsätzen (Zahlentafel 1*) und der niederländischen Fahrversuche mit Spurkranzspiel der Endachsen (Zahlentafel 2) nur mit Vorbehalt, die der niederländischen Fahrversuche ohne dieses Spurkranzspiel ohne Vorbehalt (Zahlentafel 3 bis 6). Der Vorbehalt bezieht sich auf die Flächenpressung und Unterlage bzw. den Anlaufwinkel. Die Zahlenwerte der angegebenen Zahlentafeln seien der Betrachtung zugrunde gelegt.

Die Versuche stellen allein die Querreibung des im Bogen rollenden Rades fest, d. h. nur eine Komponente der wirklichen im Bogen auftretenden Reibung; denn das Gleiten des Rades gegenüber der Schiene geschieht hier meistens schräg, hat meistens außer der Quer- noch eine Längskomponente, die oft größer ist als jene. Die wirkliche volle Reibung und die zugehörige Reibungsziffer μ muß also erst aus den Versuchsergebnissen erschlossen werden, was im Bericht noch nicht geschehen ist. Bei allen Versuchen handelt es sich um Gleiten in der waagerechten Ebene, demgemäß nur um Reibungsziffern für nicht anlaufende Räder, nicht ohne weiteres auch für anlaufende, führende, denn diese laufen stets mit ihrer Hohlkehle oder ihrem Spurkranz an und gleiten an der Anlaufstelle nicht waagrecht, sondern erheblich schräg.

Für alle nicht anlaufenden Räder steht die Ziffer der wirklichen Gleitreibung μ zu derjenigen der Querreibung μ' , die um den Winkel ζ voneinander abweichen, nach Abb. 1 in der bekannten Beziehung:

$$\mu' Q = \mu Q \cos \zeta = \mu Q \frac{\zeta}{\sqrt{2x + s'^2}}$$

*) Siehe Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 391 ff.

mit der aus Abb. 1 hervorgehenden Bedeutung von x und s' . Streng genommen weicht die der Richtung von μQ entgegengesetzte Richtung des wirklichen Gleitens von der durch diese Beziehung gegebenen ein wenig ab, weil mit dem Rollen des Rades selbst noch ein Längsgleiten desselben notwendig verbunden ist, das in dieser Beziehung vernachlässigt ist. Der Einfluß dieses Gleitens ist aber, namentlich bei $Z=0$, so klein, daß man davon absehen kann. Das habe ich in meiner Arbeit: „Einfluß von Nebenerscheinungen des Rollens auf den Bogenlauf von Gleisfahrzeugen“*) nachgewiesen. Er sei daher auch hier bei Bestimmung der Richtung des wirklichen Gleitens bewußt vernachlässigt.

Bei $Z=0$, gleichen Raddrücken Q und gleichen Raddurchmessern außen und innen ist $s' = s =$ dem halben Abstand der beiden Radlaufkreisebenen. Nur bei $x = \infty$ oder $s' = 0$ fällt μ' mit μ zusammen. Meistens

*) Glasers Annalen 1929, 1. XI. S. 141.

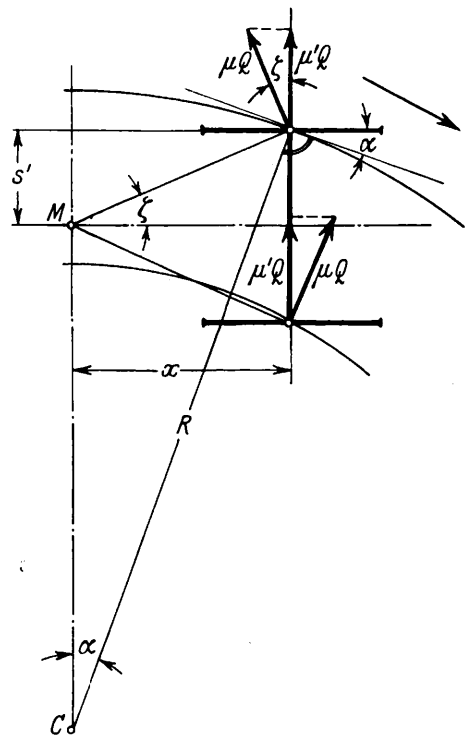


Abb. 1.

ist $s' \neq 0$, weicht mithin μ' merklich von μ ab, bei weder ziehendem noch gebremstem Radsatz um so mehr, je näher der Radsatz der Radialstellung steht, d. h. je kleiner x ist, und besonders stark bei ziehenden oder gebremsten Radsätzen, bei denen der Reibungsmittelpunkt M weit draußen oder drinnen liegt, d. h. s' sehr groß ist. Wir lesen weiter aus Abb. 1 ab: $\text{tg } \zeta = \frac{s'}{x}$ und $\sin \alpha \sim a$ (Anlaufwinkel) $= \frac{x}{R}$.

Die nichtanlaufenden Räder gleiten im wirklichen Bogenlauf unter verschiedenem α und unter sehr verschiedenem ζ . α ist bei den betrachteten Versuchen auf dem Prüfstand und im geraden Gleis durch Schrägstellung des Meßradsatzes verwirklicht und in den wirklich vorkommenden Grenzen variiert. ζ ist bei gleich großen Raddurchmessern des Meßradsatzes $= 0$, hat aber bei Ungleichheit dieser eine gewisse hiervon abhängige Größe, die ermittelt sei. Wir setzen voraus, daß die beiden Räder des um α schräggestellten Meßradsatzes mit Q gleich belastet sind, dann wird bei Fortschrittbewegung 1 des ganzen Radsatzes in Wagenlängsrichtung der Radsatz mit beiden Rädern quer zur Rollrichtung gleitend verschoben um $g = 1 \cdot \sin \alpha$ (s. Abb. 2). Dieser Querbewegung widersetzt

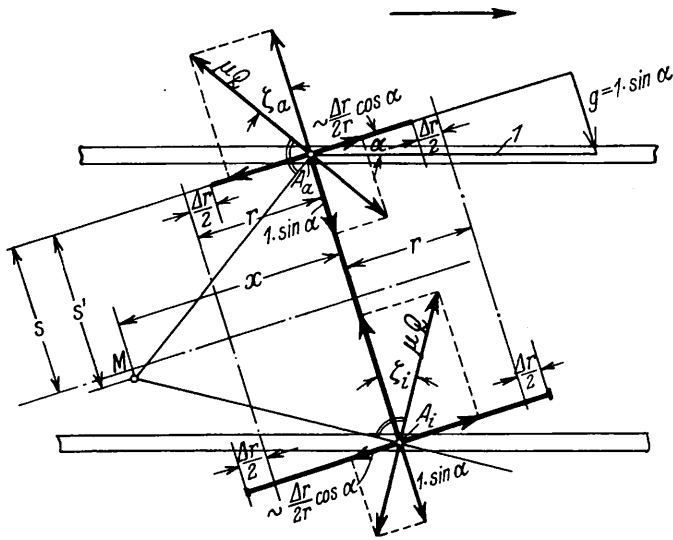


Abb. 2.

sich am Außenrad die Reibungsquerkomponente $\mu \cdot Q \cdot \cos \zeta_a$ und am Innenrad $\mu \cdot Q \cdot \cos \zeta_i$, wobei ζ_a und ζ_i noch unbekannt sind. Da nun beide Räder ungleiche Durchmesser haben und zu reinem Fortschreiten geradeaus gezwungen werden, müssen beide oder eins von beiden noch längsgleiten, und zwar sucht das größere rückwärts, das kleinere vorwärts längs zu gleiten. Der Radsatz soll nicht angetrieben sein, dann verlangt sein Gleichgewicht, daß das Gesamtmoment der Längskomponenten der beiden Reibungswiderstände $f \cdot Q$, die am Umfang der Räder an deren Aufstandspunkten angreifen, gleich 0 ist, d. h., daß mit den Bezeichnungen der Abb. 3 ist:

$$\mu \cdot Q \cdot \sin \zeta_a \cdot \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right) - \mu \cdot Q \cdot \sin \zeta_i \cdot \left(r + \frac{\Delta r}{2} \right) = 0$$

oder

$$\mu \cdot \sin \zeta_a \cdot \left(r - \frac{\Delta r}{2} \right) = \mu \cdot \sin \zeta_i \cdot \left(r + \frac{\Delta r}{2} \right).$$

Da gleichzeitig Quergleiten vorhanden ist, ζ_i und ζ_a aber > 0 und $< 90^\circ$ sein müssen, ist diese Bedingung nur erfüllt, wenn beide Räder gleiten. Unter der Voraussetzung, daß das μ an beiden Rädern gleichgroß ist, ist auch

$$\frac{\sin \zeta_a}{\sin \zeta_i} = \frac{r + \frac{\Delta r}{2}}{r - \frac{\Delta r}{2}}$$

oder, da Δr gegenüber r stets sehr klein ist, mit großer Annäherung an die Wirklichkeit $\zeta_a \sim \zeta_i$, d. h. das größere Rad gleitet ziemlich genau so viel rückwärts, wie das kleinere vorwärts.

Wie groß ist nun ζ ? Während der ganze Radsatz in der Zeit $t = 1$ den gedachten Rollweg $1 \cdot \cos \alpha$ zurücklegt, mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{1 \cdot \cos \alpha}{r}$ um seine Achse, gleitet das größere Rad längs rückwärts angenähert um $\left(r + \frac{\Delta r}{2} \right) \cdot \omega - r \cdot \omega = \frac{\Delta r}{2} \cdot \omega = \frac{\Delta r}{2r} \cdot \cos \alpha$, das kleinere fast ebensoviel vorwärts. Die schräge Gesamtgleitbewegung jedes Rades ist die Resultierende aus der bei beiden Rädern gleichen Quergleitung $1 \cdot \sin \alpha$ und der fast gleichen Längsgleitung $\frac{\Delta r}{2r} \cdot \cos \alpha$; ihr entgegen ist die volle Reibung gerichtet; es ist also nach Abb. 2

$$\text{tg } \zeta \sim \text{tg } \zeta_a \sim \text{tg } \zeta_i = \frac{\frac{\Delta r}{2r}}{\frac{1 \cdot \cos \alpha}{r}} \dots \text{Gl. 1a),}$$

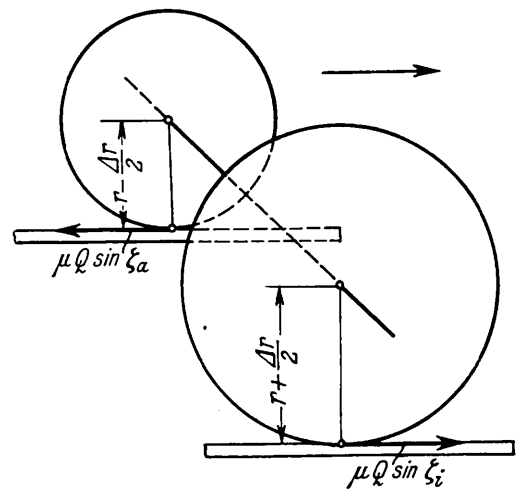


Abb. 3.

$$\cos \zeta = \frac{\text{tg } \alpha}{\sqrt{\text{tg}^2 \alpha + \left(\frac{\Delta r}{2r} \right)^2}}$$

$$\mu = \frac{\mu'}{\cos \zeta} = \mu' \cdot \frac{\sqrt{\text{tg}^2 \alpha + \left(\frac{\Delta r}{2r} \right)^2}}{\text{tg } \alpha} \dots \text{Gl. 1).}$$

Zeichnet man danach in die Abb. 2 die an beiden Rädern auftretenden vollen Reibungswiderstände $\mu \cdot Q$ ein, errichtet in den beiden Aufstandspunkten A_a und A_i Senkrechte auf deren Richtungen, bringt diese zum Schnitt in M , dem „Reibungsmittelpunkt“, der bei $\zeta_i = \zeta_a$ mitten zwischen den beiden Radebenen liegt, um s von beiden entfernt, in Wirklichkeit etwas einseitig, und der um x von der Meridianebene des Radsatzes entfernt ist, so hat $\text{tg } \zeta$ auch den Ausdruck: $\text{tg } \zeta = \frac{s}{x}$, also übereinstimmend mit dem $\text{tg } \zeta$ eines einen Bogen durchlaufenden Radsatzes, s. Abb. 1. Die Versuchsanordnung eines Radsatzes mit ungleich großen gleichbelasteten, weder ziehenden noch gebremsten, Rädern im geraden Gleis entspricht also tatsächlich fast genau dem Bogenlauf eines Radsatzes mit gleich großen und gleichbelasteten weder ziehenden noch gebremsten Rädern mit Lage des Reibungsmittelpunktes M mitten zwischen den Radlaufkreisebenen. Setzen wir die beiden Ausdrücke für x gleich, erhalten wir:

$$\frac{\Delta r}{2r} = \frac{s}{x} \text{ oder mit } \operatorname{tg} \alpha \sim \frac{x}{R}: \dots \frac{\Delta r}{2r} = \frac{s}{x} \cdot \frac{x}{R};$$

$$R = s \cdot \frac{2r}{\Delta r} \dots \dots \dots \text{ Gl. 2),}$$

d. h. die Reibungsverhältnisse des Meßradsatzes mit Δr — (Radhalbmesserunterschied) — auf geradem Gleis sind fast genau so, wie die eines Radsatzes mit $\Delta r = 0$ im Lauf durch einen Bogen von $R = \frac{2r \cdot s}{\Delta r}$ *).

Durch Änderung von Δr kann man also auf geradem Gleis fast genau die Reibungsverhältnisse beliebig scharfer Bögen erreichen. Nimmt man das r der Versuche zu 0,5 m an — gesagt ist darüber nichts — so entspricht dem $\Delta r = 0,5, 1,5$ und $2,5$ mm der Versuche ein $R = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,75}{\Delta r} = 1500, 500, 300$ m; sehr erwünscht ist eine Ausdehnung der Versuche bis auf $\Delta r = 5$ mm, entsprechend $R = 150$ m.

Rechnet man nach Gl. 1) die μ' -Werte der Zahlentafeln 1, 2, 3 bis 6 des Ausschußberichtes auf μ um und zeichnet diese μ als Ordinaten über α als Abszisse auf, so erhält man μ -Kurven für die verschiedenen Q und Δr , wie die in Abb. 4, 5, 6 für Versuchswerte der Zahlentafeln 3 bis 6 des Berichtes, die wohl am genauesten sind, dargestellten. In Abb. 4 sind die μ -Kurven für $Q = 12$ t und $\Delta r = 0, 0,5, 1,5, 2,5$ mm, in Abb. 5 die für $Q = 16$ t und gleiche Δr und in Abb. 6 die für $Q = 8, 12, 16$ t und $\Delta r = 0$ und $2,5$ mm aufgetragen. In die μ -Kurven der Abb. 4, 5 für $\Delta r > 0$ sind außerdem die Zahlenwerte der nach Gl. 1a) berechneten $\operatorname{tg} \zeta$ eingetragen und die Punkte gleicher $\operatorname{tg} \zeta$, also auch gleicher ζ , der drei μ -Kurven für $\Delta r = 0,5, 1,5, 2,5$ mm durch gerade Linien verbunden, unter Angabe der zugehörigen ζ -Werte. Das ζ auf jeder dieser μ -Kurven für konstantes $\frac{\Delta r}{2r}$ ist ja nicht konstant, sondern bei $\alpha = 0$ gleich 90° ; $\operatorname{tg} \zeta$ sinkt mit wachsendem α nach Gl. 1a), also nach dem Gesetz einer gleichzeitigen Hyperbel: $\operatorname{tg} \zeta = \alpha \cdot \text{const.}$

Die Abb. 4, 5, 6 zeigen in fast vollständiger Übereinstimmung mit den hier nicht dargestellten Ergebnissen der übrigen betrachteten Versuche folgendes:

1. Bei $\zeta = 0$, also reinem Quergleiten, steigt μ auf dem Bereich von $\alpha = 0$ bis $\alpha \sim 15'$ ziemlich proportional α an, bei größerem α schwächer und bei $\alpha > 30'$ fast gar nicht mehr, sondern bleibt bei weiterem Wachsen von α fast unverändert auf μ_{\max} .

2. Von sehr kleinem α , $\alpha < 9'$, abgesehen, sinkt μ bei gleichem α merklich mit steigendem ζ .

3. Wie sich μ bei konstantem $\zeta > 0$ mit steigendem α verhält, ist aus den μ -Kurven nicht ohne weiteres zu entnehmen, weil auf jeder wie gesagt das ζ mit steigendem α stark abnimmt. Es läßt sich aber entnehmen aus den Verbindungslinien der Stellen gleicher ζ der drei μ -Kurven für $\Delta r > 0$ der Abb. 4 und 5. Diese Verbindungslinien verlaufen unter Berücksichtigung unvermeidlicher Ungenauigkeiten des Messens von μ' und der Ermittlung von ζ , schwach ansteigend mit der Tendenz in die Waagerechte überzugehen und liegen um so tiefer, je größer ζ ist. Weiter liegen die μ -Kurven für das kleinste gemessene $\Delta r = 0,5$ mm in ihrem Anfangsstück,

*) Auf die Wirkung kegelförmiger Radreifen im Bogen gestattet dies natürlich gar keinen Schluss.

also bei kleinem α , den μ -Kurven für $\Delta r = 0$ sehr nahe. Es ist daher wahrscheinlich so, daß bei verschiedenen konstanten Werten von $\zeta > 0$ das μ mit von 0 an wachsendem α sich zunächst ziemlich genau wie bei $\zeta = 0$ verhält, also proportional α zunimmt, aber bei kleinerem α seinen Höchstwert erreicht, den es dann bei wachsendem α nur noch wenig ändert, und daß weiter dieser Höchstwert um so tiefer liegt, je größer ζ ist. Danach würden die μ -Kurven über α bei

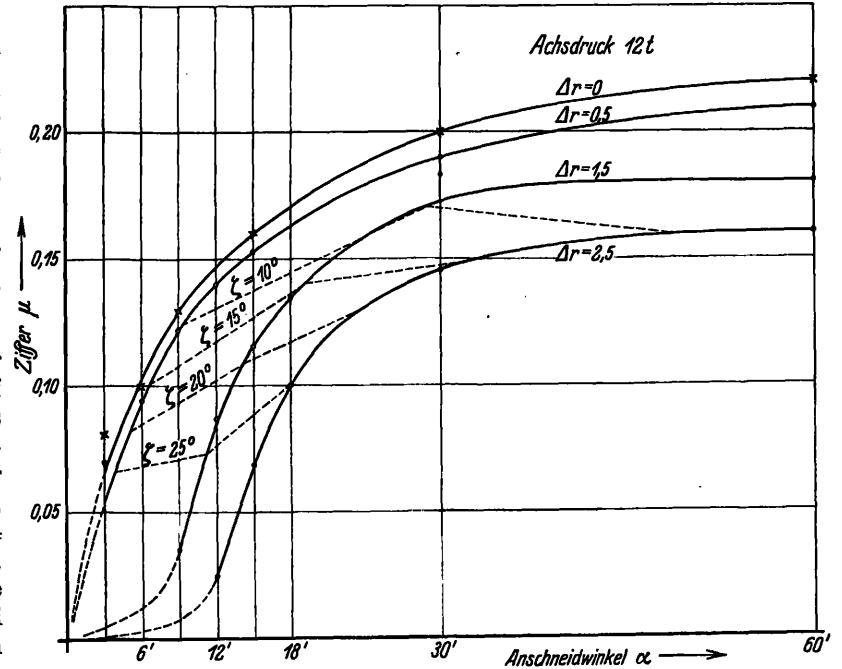


Abb. 4.

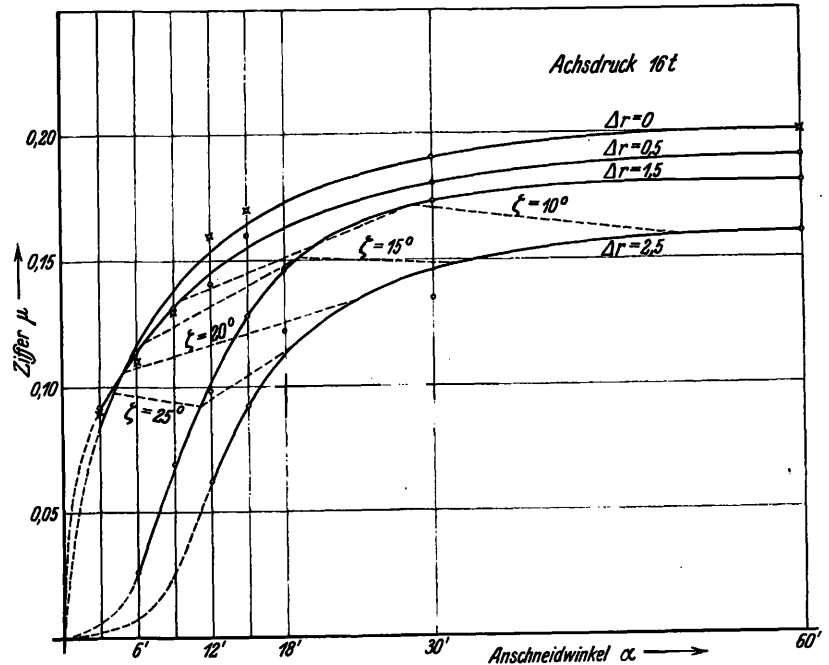


Abb. 5.

schiedenem konstantem ζ etwa das Aussehen der Abb. 7 haben. Genaueres läßt sich hierüber erst sagen, wenn Messungen von μ' für etwa $\Delta r = 3,5, 4,5, 5,5$ mm vorliegen. Ist die angegebene Auffassung richtig, so müssen die Verbindungslinien zwischen den Punkten gleicher ζ der letzten alten μ -Kurve für $\Delta r = 2,5$ mm und der neuen Kurven für $\Delta r = 3,5, 4,5, 5,5$ mm einigermaßen waagerecht oder leicht abfallend nach rechts weiter verlaufen. Eine Ausdehnung

der Versuche in dieser Richtung ist also auch aus diesem Grunde sehr erwünscht.

In Übereinstimmung mit dieser Anschauung weichen die μ -Kurven für $\Delta r > 0$ in ihrer Form merklich von denen für $\Delta r = 0$ ab. Während diese in der angegebenen Art ohne Wendepunkt verlaufen, sind jene in ihrem ersten, für großes und mit wachsendem α abnehmendes ζ geltenden Teil nach rechts unten ausgebuchtet, um dann erst mit Wendepunkt

Einklang mit den bisherigen Anschauungen und bedarf der Erklärung*).

Punkt 1 dürfte folgendermaßen zu erklären sein: Bedeutet a den variablen Durchmesser der Druckfläche, auf dem jedes der Mitte der Druckfläche durchlaufende Radteilchen die Schiene bei der Vorwärtsbewegung des Rades berührt, so muß nach Abb. 1 das Rad während dieses Durchganges des Teilchens durch a schräg seitlich verschoben werden, um

$$g = \frac{a}{R} \cdot \sqrt{x^2 + s'^2} = a \cdot \frac{\alpha}{\cos \zeta} \dots \text{Gl. 3)},$$

bei sehr kleinem ζ also angenähert um $a \cdot \alpha$. Unmittelbar unterliegt dieser Verschiebung immer nur derjenige Teil des Rades, der über der Druckfläche liegt. Dieser wechselt ständig bei Weiterbewegung des Rades, weil dabei immer andere Radumfangsteile mit der Schiene in Berührung kommen und auch auf immer anderen Teilen der Schiene die Verschiebung vor sich geht. Die Druckfläche dürfte ungefähr die Form einer Ellipse haben, deren große Achse bei starker Schienenkopfwölbung in Schienenlängsrichtung, bei der meist vorliegenden schwachen aber in Schienenquerrichtung liegen dürfte; demgemäß dürfte mit zunehmendem α der Durchgangsweg a bei starker Schienenkopfwölbung etwas zu-, bei schwacher etwas abnehmen. Groß dürfte der Achsenunterschied im allgemeinen nicht sein. Näherungsweise kann man die Druckfläche als Kreis mit konstantem a als dem Kreisdurchmesser ansehen. Bei dem oft vorkommenden $a = 10 \text{ mm}$ ist z. B. bei $\alpha = 15'$ und $\zeta \sim 0$ die Verschiebung $g = 10 \cdot 0,0044 = 1/23 \text{ mm}$, also außerordentlich klein. Auch bei größerem ζ bleibt g noch sehr klein.

Wären nun Rad und Schiene völlig starr, so müßte dieser Weg g beim Durchgang des Rades durch a wirklich gleitend zurückgelegt werden und müßte das Rad bei seiner Weiterbewegung in gleichem Maße immer weitergleiten, dann wäre auch bei kleinstem α das μ eine wirkliche Gleitreibungsziffer. Tatsächlich sind aber Rad und Schiene in allen Teilen elastisch, können sie nach allen Seiten elastisch ausweichen. In unserem Beispiel müßte ohne Gleit- also Relativbewegung der einander berührenden Teile gegeneinander der Radkörper über und die Schiene unter der Druckfläche im ganzen um $1/23 \text{ mm}$ oder, bei gleichmäßiger Verteilung des Ausweichens auf Rad und Schiene, jedes um $1/46 \text{ mm}$, also um außerordentlich wenig — auch bei größerem ζ sehr wenig — ausweichen. Nur gemäß diesem winzigen Betrag würden beim Durchgang durch a die angegebenen Teile, die immer wechseln, allmählich elastisch gespannt; nach dem Durchgang können sie in ihre spannungslose Lage zurückschnellen und andere werden gespannt. Daß ein elastischer, über eine elastische Unterlage hingezogener Körper, wie hier vorhanden, zunächst elastisch ausweicht, bevor er gleitet, dürfte unbestritten sein. Es dürfte daher bei kleiner Verschiebung g , d. h. bei kleinem α , das Rad gegenüber der Schiene tatsächlich rein elastisch ausweichen und erst bei größerem α außerdem wirklich gleiten. μ ist danach bei kleinem α gar keine Gleitreibungsziffer, sondern eine elastische Größe, ein Maß des Widerstandes gegen elastische Verschiebung. Da die

*) Daß das für $\Delta r > 0$ gemessene μ' , also die Reibungsziffer der Querreibung, mit von 0 an steigendem α zunimmt, ist dagegen nicht verwunderlich, ebensowenig, daß es mit wachsendem Δr , also wachsendem ζ , abnimmt. Beides tritt ein auch bei konstantem μ , wie die obigen Ausführungen und Gl. 1a) ohne weiteres erkennen lassen.

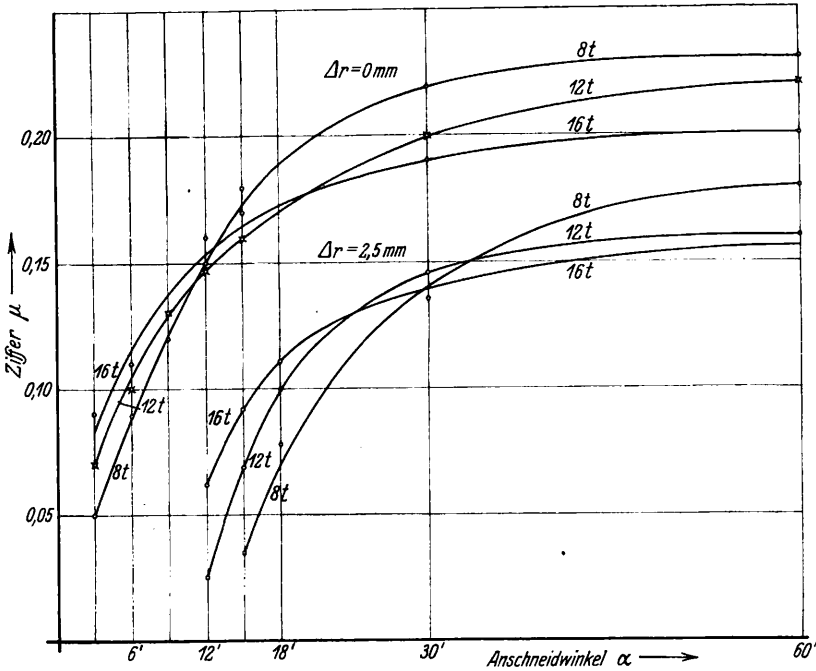


Abb. 6.

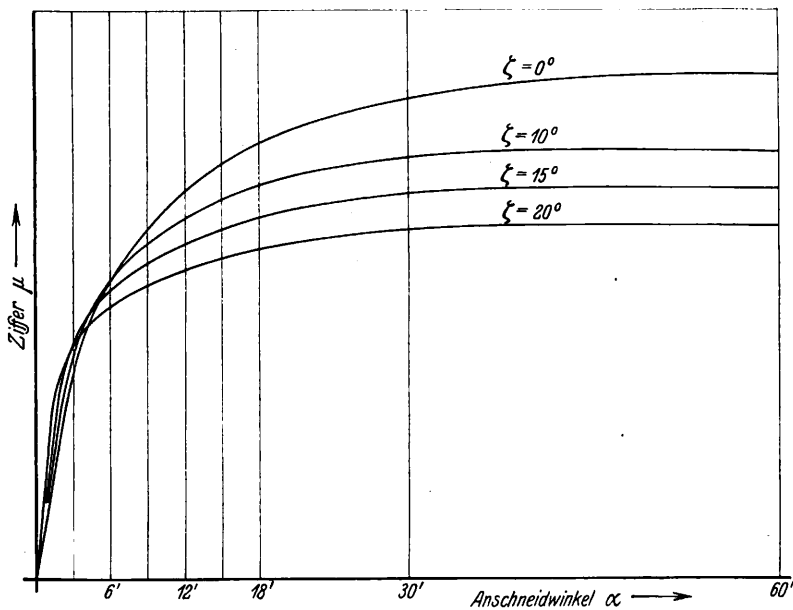


Abb. 7.

in die Form der $\Delta r = 0$ -Kurven überzugehen; diese Abweichung ist um so stärker, je größer Δr , je größer also ζ bei gleichem α nach Gl. 1a) ist.

4. Bei kleinem α steigt μ mit wachsendem Q , bei größerem dagegen sinkt es mit wachsendem Q (s. Abb. 6). Das scheint für jedes ζ zu gelten. Für $\zeta = 0$ liegt der Übergang vom einen zum anderen Verhalten etwa bei $\alpha = 15'$.

Diese Veränderlichkeit von μ ist sehr merkwürdig und steht bis auf das Sinken von μ mit wachsendem Q , also wachsendem Flächendruck, bei großem α (Punkt 4) nicht im

erforderliche Verschiebung g , also das elastische Ausweichen g , nach Gl. 3) proportional α ist und der Widerstand gegen dieses Ausweichen proportional der Größe dieses Ausweichens steigt, muß auch μ bei kleinem α proportional α steigen. Die Abschwächung des Ansteigens bei $\alpha > \sim 15'$ deutet auf Beginn des eigentlichen Gleitens hin, das mit wachsendem α immer stärker wird, μ immer mehr bestimmt, und dann zusammen mit dem von einem gewissen α an ziemlich unverändert bleibenden elastischen Ausweichen eine Kurve ziemlich konstant bleibenden μ ergibt, wenn die eigentliche Gleitzeit, die mit wachsendem α das μ zunehmend bestimmt, mit wachsendem α , also wachsender Gleitgeschwindigkeit, zunächst stärker, dann zunehmend schwächer, abnimmt, in Übereinstimmung mit dem für nichtrollende Körper geltenden Verhalten der Reibungsziffer.

Damit ist auch Punkt 4 erklärt. Wenn μ bei kleinem α ein Maß des Widerstandes gegen elastisches Ausweichen ist, muß es mit dem Maß dieses Ausweichens, also mit $g = a \cdot \frac{\alpha}{\cos \zeta}$, mithin bei gleichem α und ζ mit wachsendem a zunehmen. Nun wächst a mit wachsendem Q ; somit muß μ bei kleinem α mit wachsendem Q zunehmen. Sobald dagegen bei größerem α das eigentliche Gleiten überwiegt, muß nach den bekannten Gleitreibungsgesetzen die Ziffer μ mit wachsendem Flächen- druck, also wachsendem Q , abnehmen.

Da beim Meßradsatz mit ungleich großen Rädern am Umfang des größeren Rades ein etwas kleinerer Reibungswiderstand auftritt, als am Umfang des kleineren, so dürfte mit von 0 an wachsendem α das wirkliche Gleiten beider Räder nicht gleichzeitig einsetzen, sondern am größeren Rad erst bei etwas größerem α als am kleineren.

Für das unter Punkt 2 und 3 angegebene Verhalten von μ sehe ich zwei Ursachen, die zusammenwirken:

Einmal dürften die kleinen Längsriefen in Rad und Schiene, herrührend von Herstellung und Betrieb, und die längsgerichtet gleichlaufende Faserrichtung in Radreifen und Schiene das Rad in der Längsrichtung ($\zeta = 90^\circ$) leichter gleiten lassen als in der Querrichtung ($\zeta = 0$). Diese Ursache ist unabhängig von der Richtung des Längsgleitens, ob in der Fahr- richtung oder entgegengesetzt dieser, tritt also an beiden Rädern des Meßradsatzes in fast gleicher Weise auf, drückt beider μ_{\max} herab.

Eine weitere Ursache sehe ich in der Reynoldsschen Auffassung der Radrollreibung*). Danach werden die in Fahr- richtung vor dem Festpunkt der Berührungsfläche liegenden Schienenteile, die den größeren Teil der Radlast aufnehmen, in der Fahr- richtung nach vorn gequetscht, die darüber- liegenden, die Schiene berührenden Radteile nach hinten zusammen- gestaucht, besteht also eine Gleit-Relativbewegung zwischen beiden Körpern. Wenn nun im Bogen bei großem ζ der Radteil über der Berührungsfläche merklich nach vorne verschoben wird, so wird durch diese Verschiebung in Richtung der Schienenquetschbewegung jene Relativbewegung zwischen Rad und Schiene verkleinert, d. h. die Verschiebearbeit auf einem gewissen Fortschrittsweg des Rades oder dessen Ver-

*) Siehe Grashof, Z. V. d. I. 1877, S. 417. Es handelt sich um das oben bereits erwähnte mit dem Rollen als solchem verbundene Gleiten.

schiebewiderstand $\mu \cdot Q$, also die Gleitzeit μ , verringert. Bei $\zeta = 90^\circ$ oder $x = 0$ ist nach Gl. 3) $g = \frac{a}{R} \cdot s'$, also z. B. bei $a = 10$ mm, $R = 180$ m, $s' = 0,75$ m — $g = 1/28$ mm, so klein, daß der Unterschied zwischen vorwärtsgerichtetem g , vermindert um die rückwärts gerichtete Stauchbewegung der Radteilchen, und rückwärts gerichtetem Quetschweg der Schienenteilchen sehr gering ausfallen kann. Diese Erscheinung dürfte das μ_{\max} des in Fahr- richtung gleitenden Rades verkleinern, dasjenige des in umgekehrter Richtung gleitenden dagegen wahrscheinlich vergrößern.

Bei der vorliegenden Versuchsanordnung, bei der das kleinere Rad des Meßradsatzes fast ebensoviel vorwärts, wie das größere rückwärts gleitet, dürfte diese Ursache mithin nur wenig zur Wirkung kommen. Trifft das zu, müßten Versuche mit um 180° gedrehtem Meßradsatz, also Vertauschung seiner beiden Räder, nur wenig veränderte μ -Werte ergeben. Eine Ausdehnung der Versuche auch in dieser Richtung ist sehr erwünscht.

Das starke Sinken von μ mit steigendem ζ legt die Befürchtung nahe, es möchte das μ der im Bogen stark ziehenden Lokomotive, also bei großem ζ , sehr niedrig werden, was scheinbar durch die Betriebserfahrung bestätigt wird. Die vorliegenden Versuchsergebnisse zwingen aber nicht zu diesem Schluß und die unbearbeitete Betriebserfahrung kann nur ein ungefähres Bild der Zusammenhänge geben. Eine Abnahme von μ mit steigendem ζ ist durch die Versuche nur festgestellt bei Vorwärtsgleiten des einen und Rückwärtsgleiten des anderen Rades. Bei im Bogen stark ziehender Lokomotive aber gleiten beide Räder jedes Radsatzes rückwärts, erhöht also wahrscheinlich die Reynoldssche Erscheinung an beiden Rädern den Gleitwiderstand, während nur die Riefen das Längsgleiten beider Räder erleichtern. Es ist also sehr wohl denkbar, daß bei stark ziehender Lokomotive das μ mit steigendem ζ nicht stark abnimmt. Der hohe, bereits früher durch viele Versuche ermittelte Wert der Haftreibungsziffer bei in der Geraden ziehender Lokomotive läßt hierüber noch keinen Schluß zu, denn hier wird die Rutschgrenze gar nicht überschritten, während im Bogen, wenigstens bei größerem α , stets Rutschen, also Gleitreibung, nicht Haftreibung vorhanden ist. Bei kleinem α kann das rein elastische Ausweichen ohne eigent- liches Gleiten dazu führen, daß auch bei ziehender Lokomotive die Rutschgrenze nicht überschritten wird. Da nun bei stark ziehender Lokomotive der Reibungsmittelpunkt M weit nach außen rückt, das s' der Abb. 1 sehr groß wird, wird auch

$g = \frac{a}{R} \cdot \sqrt{x^2 + s'^2}$ im Gegensatz zu nicht ziehender Lokomotive

ansehnlich groß und wächst damit auch bei gleichem α der elastische Verschiebewiderstand. Infolgedessen kann bei stark ziehender Lokomotive die μ -Kurve steiler liegen als bei nicht ziehender und auch ein μ_{\max} ergeben, das mit steigendem ζ weniger stark sinkt. Jedenfalls ist bei ziehender Lokomotive eine andere Gesetzmäßigkeit des μ zu erwarten wie bei nicht ziehender. Hierüber können nur sorgfältige, auf Grund klarer Erkenntnis der eigentümlichen Zusammenhänge des Bogen- laufs ziehender Lokomotiven planmäßig durchgeführte, Ver- suche sicheren Aufschluß geben. Den in Aussicht genommenen Versuchen des V. D. E. V. hierüber muß man daher mit Spannung entgegensehen.

Rundschau.

Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

Eine neue Schiene der Pennsylvania-Eisenbahn.

Im Jahre 1916 hatte die Pennsylvania-Eisenbahn eine 168 mm hohe Breitfußschiene mit 65 kg/m Gewicht, die für eine

Achslast von 36 t bei 130 km/Std. Fahrgeschwindigkeit berechnet war, als Regelform eingeführt (s. Abb. 1). Seitdem hat die Achs- last, ebenso die Fahrgeschwindigkeit der Züge zugenommen, die

Züge sind länger geworden, die Güterwagen werden schwerer beladen, die Zahl der Züge ist vermehrt worden. Wenn auch die oben genannten Grenzen von Achslast und Geschwindigkeit noch nicht überschritten sind, so hielt man es doch mit Rücksicht auf die Lebensdauer der Gleise für geboten, zu einer schwereren Schienenform überzugehen, die infolge ihres größeren Widerstandsmoments — das Gewicht allein gibt ja nicht den Ausschlag — besser geeignet wäre, den Beanspruchungen, denen sie ausgesetzt ist, auf die Dauer zu widerstehen. Zu einer derartigen Verstärkung des Oberbaus sah man sich um so mehr

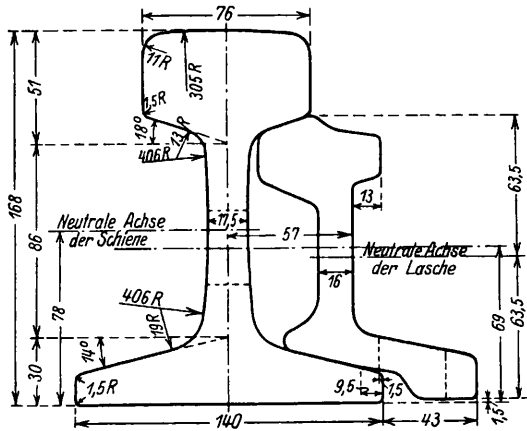


Abb. 1.

veranlaßt, als man annahm, daß die Steigerung der Beanspruchung des Oberbaus auch in Zukunft noch zunehmen werde. Durch Einführung einer auf die Dauer widerstandsfähigeren Schiene hoffte man insbesondere auch an Unterhaltungskosten zu sparen. Man entschloß sich daher, einen neuen Schienenquerschnitt einzuführen, dessen Entwurf eine Achslast von 45,5 t und eine Fahrgeschwindigkeit von 160 km zugrunde gelegt wurde. Nach eingehenden Beratungen zwischen den Vertretern der Pennsylvania-Eisenbahn und Vertretern der Stahlerzeugung und -verarbeitung ist man zu einer Schienenform gekommen, von der ein laufendes Meter 75,5 kg wiegt. Die Höhe beträgt 203 mm, die Fußbreite

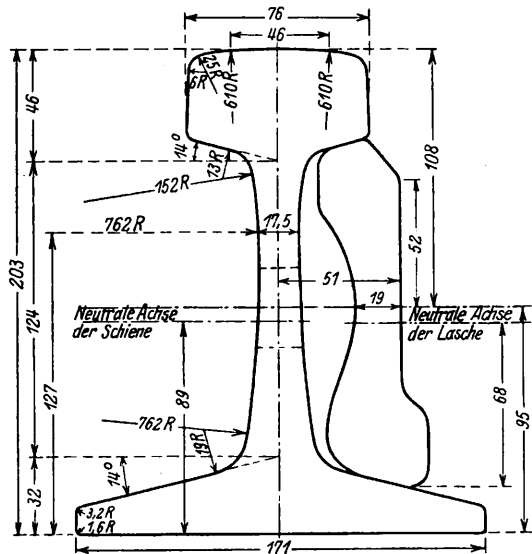


Abb. 2.

171 mm, die Kopfbreite 76 mm (s. Abb. 2). Mit dieser Schienenform hofft man, für die nächsten 25 Jahre auszukommen.

Besonderer Wert wurde beim Entwurf der neuen Schiene auf die Gestalt des Kopfes gelegt. Seine Lauffläche sollte möglichst flach gekrümmt sein, damit sie dem Rad eine breite Berührungsfläche biete. Um hierfür das richtige Maß zu finden, wurden die Radkränze einer großen Zahl von im Betrieb befindlichen Wagen untersucht und daraus eine mittlere Form ermittelt. Auf diesem Wege kam man dazu, die Oberfläche des Schienen-

kopfes mit 610 mm (24 Zoll) zu krümmen, während dieser Halbmesser bei der Schiene von 1916 nur 305 mm betrug. Weiter wurde darauf geachtet, daß die Querschnittflächen von Kopf, Steg und Fuß im richtigen Verhältnis zueinander stünden, so daß sich die Schiene nach dem Walzen gleichmäßig abkühlt und innere Spannungen vermieden werden.

Als Baustoff für die neue Schiene ist ein Stahl gewählt, der 0,70 bis 0,85 % Kohlenstoff, 0,70 bis 1,00 % Mangan, 0,15 bis 0,30 % Silicium und höchstens 0,04 % Phosphor enthält.

Im Mai und Juni 1930 sind die ersten Schienen der neuen Form verlegt worden; so viel sich nach der kurzen Zeit, die sie im Gleis liegen, sagen läßt, haben sie sich gut bewährt. Namentlich haben die Beobachtungen ergeben, daß die Berührung zwischen Rad und Schiene besser ist als bisher. Dazu trägt, so glaubt man annehmen zu dürfen, auch der Umstand bei, daß die Schienen unter 1:40 nach innen geneigt verlegt werden.

Die Vorarbeiten für den Entwurf der neuen Schiene von 75,5 kg/m gaben Anlaß, auch die Form der Schiene von 1916 zu überprüfen. Man kam zu einer Form (s. Abb. 3), die nur 13 mm höher ist als jene, nur 0,5 kg/m mehr wiegt, dafür aber eine um 22 % erhöhte Steifigkeit besitzt. Diese Schiene soll von nun an in allen den Gleisen verlegt werden, auf denen es nicht nötig ist, die schwere Schiene von 75,5 kg/m zu verwenden, wie es z. B. schon jetzt auf der Strecke New York—Pittsburgh mit ihrem lebhaften und schweren Verkehr nötig ist. Im Laufe der Zeit sollen auch auf den anderen schwer belasteten Strecken die vorhandenen Schienen gegen die neue Form ausgewechselt werden.

Die Tragfähigkeit und Lebensdauer eines Gleises hängt bekanntlich nicht nur von der Schiene, sondern ganz besonders auch von dem Verhalten der Stöße ab. Die Pennsylvania-Eisenbahn hat daher für ihre beiden neuen Schienenformen von 1930 auch eine neue Lasche entwickelt. Daß für ihre Tragfähigkeit die größere Höhe der Laschenkammer von Vorteil ist und daß dieser Vorteil ausgenutzt worden ist, ist selbstverständlich. Während aber die Lasche von 1916 eine Winkellasche war und einen verdickten Kopf hatte, ist man für die Form von 1930 zu einer Flachlasche zurückgekehrt. Die größere Höhe gewährleistet auch bei dieser Form die nötige Steifigkeit in senkrechter Richtung, und man legte Wert auf eine gewisse Nachgiebigkeit im waagerechten Sinne, damit die Lasche bei Abnutzung der Anlageflächen besser in die Laschenkammer eingepreßt werden könnte.

Wernecke.

Fahrzeug mit Eigenantrieb für Gleisunterhaltung.

Die Fairmont-Eisenbahn-Motoren-Gesellschaft hat unter dem Namen „Fairmont-Mogul“ eine neuartige Einheit zur Gleisunterhaltung herausgebracht. Die Maschine besteht aus nur einem Benzinmotor mit Stromerzeuger im Gewicht von 40 t, der auf einem geschweißten, 14 m langen Stahlrahmen montiert ist. Der Fahrzeugrahmen ruht auf zwei Drehgestellen mit Fahrmotoren. Der Benzinmotor hat eine Stärke von 177 PS, wobei genügend Raum für einen doppelt so starken Motor vorgesehen ist, wenn die Streckenverhältnisse dies erfordern sollten. — Die Ausleger für die Herstellung der Gräben und zum Glätten der Bettung, die sich seitlich an den Wagen legen, wenn sie nicht in Betrieb sind, sind auf einem besonderen Rahmen montiert, der an den Wagen angeschraubt wird. Die senkrecht und waagrecht schwingenden Bewegungen dieser Ausleger werden mittels Ölzylindern unter

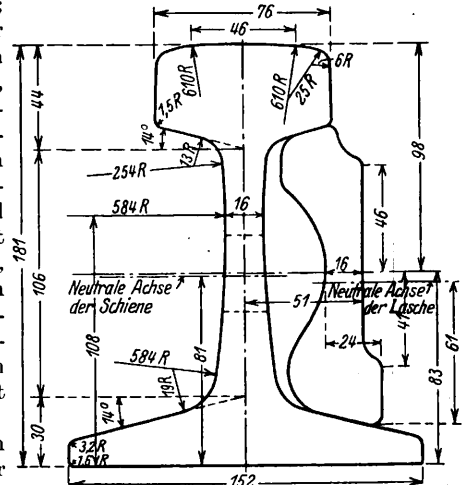


Abb. 3.

Druck bis zu 27 atü ausgeführt. Zwischen den zwei Auslegern ist mit der Längsseite des Wagens gleichlaufend eine Zwischenwand eingezogen, wodurch ein Kasten entsteht, in dem sich der Grabenaushub ansammelt. Wenn der Kasten voll ist, wird er jenseits des Grabens entleert. Ebenso sind die Ausleger zum Glätten der Böschung gestaltet, so daß sie Bettungsüberschuß bis zu 4,2 m³



ansammeln, der dann an Stellen verteilt wird, wo zu wenig vorhanden ist. — Ursprünglich zur Herstellung der Bahngräben und des Regelquerschnitts vorgesehen, findet das Fahrzeug auch unter entsprechender Ergänzung Verwendung als Schneepflug, Bettungspflug und als elektrischer Kran, sowie zur Reinigung der Spurrillen. Der eigene Antrieb des Fahrzeugs macht eine Arbeitslokomotive entbehrlich, er kann in Notfällen auch zur Kraft-erzeugung für Stellwerke und Betriebseinrichtungen herangezogen werden. Während eines elftägigen Probetriebes beim

Graben ziehen und bei der Herstellung des Regelquerschnittes betrug bei einer Gesamt-Schichtdauer von 115 Stunden 30 Minuten (10 Stunden 30 Minuten täglich) die gesamte Arbeitszeit 59 Stunden 20 Minuten (5 Stunden 24 Minuten täglich). Während dieser elf Tage wurden 140 km Bettung und Planum in 51 Stunden 20 Minuten auf einer Seite geglättet, was beim beiderseitigen Arbeiten einer Geschwindigkeit von 1,33 km/h entspricht. Ferner wurden in 8 Stunden 2,14 km Graben mit einer Erdbewegung von 1410 m³ ausgehoben, was einer Stundenleistung von 267 m oder 176 m³ entspricht. Die Gesamt-Lauflänge während dieser Zeit betrug 910 km, die wirkliche Arbeitsstrecke 142 km.

Im übrigen ist das Fahrzeug so ausgebildet, daß es allen Anforderungen der Betriebssicherheit entspricht und jederzeit alle Strecken mit eigener Kraft befahren kann.

Auf besetzten Schienen beträgt die Zugkraft 9,5 t, das Fahrzeug kann dabei eine Anzahl Wagen mit entsprechender Geschwindigkeit befördern.

Mf.

(Railway Age Juli 1931.)

Neue Art von Gleiskreuzung.

Sie unterscheidet sich von der bisherigen Gleiskreuzung dadurch, daß die Lücken zwischen den Schienen an den Kreuzungsstellen beseitigt sind. Dies wird dadurch ermöglicht, daß an den vier Kreuzungsstellen kleine Drehstücke besonderer Bauart eingebaut sind. Die Drehstücke aus Chrom-Vanadiumstahl haben 40 cm Durchmesser und 12,5 cm Höhe sowie eine Spurrinne, die nach der jeweils gewünschten Richtung eingestellt wird. Die Spurrinnen der Drehstücke werden für die gewünschte Richtung vom Stellwerk aus eingestellt und in dieser Richtung festgelegt und gesichert. Die Stellung der Drehstücke (ähnlich einer stellwerkbedienten Weiche) wird elektrisch überwacht und ist von den Signalen abhängig, so daß die Kreuzung nur von der Richtung befahren werden kann, für die das Signal auf „Fahrt frei“ gestellt ist.

Do.

(Railway Age.)

Lokomotiven und Wagen.

2 C 1 - h 4 v - Umbaulokomotive der Paris-Orléans-Bahn.

Die Paris-Orléans-Bahn hat in den Jahren vor dem Krieg seit 1907 eine große Anzahl von 2 C 1 - h 4 v - Lokomotiven beschafft, die für den Schnell- und Personenzugdienst bestimmt waren. Die ersten Lieferungen waren noch Naßdampflokomotiven; seit 1910 ist die Bahn jedoch zur Heißdampfbauart übergegangen unter gleichzeitiger Vergrößerung des Durchmessers der außenliegenden Hochdruckzylinder von 390 auf 420 mm. Die Lokomotiven haben die Glehn'sche Triebwerkanordnung und trapezförmigen Rost; sie entsprechen mit dieser Bauart fast genau den Lokomotiven, die auch auf einigen anderen französischen Netzen — Südbahn, Staatsbahn, neuerdings auch Elsaß-Lothringische Eisenbahnen — laufen und wohl als bekannt vorausgesetzt werden dürfen.

Die Lokomotiven haben vor dem Krieg zufriedenstellend gearbeitet. In den letzten Jahren sind indessen die französischen Eisenbahnen allgemein dazu übergegangen, die Fahrgeschwindigkeit ihrer Schnellzüge ganz erheblich zu steigern. Durchschnittsgeschwindigkeiten von 100 bis 110 km/h werden für längere Teilstrecken angestrebt; hierzu sind Höchstgeschwindigkeiten von 120 km/h erforderlich. Solchen Anforderungen hat sich die 2 C 1 - Lokomotive der Orléans-Bahn nicht mehr gewachsen gezeigt. Sie krankte vor allem an einer ungünstigen Führung der Ein- und Ausströmröhre und einer ungenügenden Durchbildung der Zylinderkanäle, so daß ihre Leistung in den Niederdruckzylindern bei den hohen Geschwindigkeiten stark ab- oder sogar fast ganz ausfiel.

Da die Lokomotiven im übrigen für den Schnellzugsdienst noch vollauf geeignet sind, beschloß die Bahn, dem geschilderten Übelstand durch Umbau der Dampfleitungen und der Zylinder abzuwehren. Gleichzeitig sollte durch einige weitere Änderungen die Wirtschaftlichkeit der Lokomotive im ganzen entsprechend den Ergebnissen der neueren Lokomotivversuche verbessert werden.

Zu diesem Zweck wurde als Versuchslokomotive die aus dem Jahr 1912 stammende Lokomotive Nr. 3566 im Jahr 1929 in den Werkstätten der Bahn umgebaut. Bei diesem Umbau wurden vor allem sämtliche Ein- und Ausströmröhre durch solche mit wesentlich größerem Durchgangsquerschnitt ersetzt, auch wurden die Röhre so verlegt, daß die Dampfwege möglichst kurz und einfach ausfielen. Die bisherigen Kolbenschieber an den außenliegenden Hochdruckzylindern und die Flachschieber an den innenliegenden Niederdruckzylindern wurden durch Lentz-Ventilsteuern mit waagrecht liegenden, doppelsitzigen Ein- und Auslaßventilen ersetzt, die von der bisherigen Heusinger-Steuerung über eine Nockenwelle bewegt werden. Die Überhitzung wurde durch Einbau eines neuen Robinson-Überhitzers mit 34 Schlangen an Stelle des bisherigen Schmidtschen Überhitzers mit nur 24 Schlangen gesteigert und die Verdampfung durch Einbau einer Nicholsonschen Wasserumlaufkammer verbessert. Schließlich wurde noch ein doppelter Auspuff vorgesehen, der aus zwei hintereinander liegenden, aber in gemeinsamer Verkleidung untergebrachten Schornsteinen und dementsprechend auch aus zwei Blasrohren Bauart Kylälä besteht, und ein Abdampf-Speisewasservorwärmer Bauart ACFJ eingebaut. Dazu kam noch eine Reihe kleinerer Änderungen, wie der Einbau einer neuen Kropfchase mit besserem Ausgleich und die Verbesserung der Zylinder- und Achsbuchsschmierung, die dazu dienen sollten, die Lokomotive für größere Geschwindigkeiten geeigneter zu machen. Schließlich wurde noch eine verbesserte, mit Druckluft arbeitende Sandstreuvorrichtung vorgesehen, wobei merkwürdigerweise aus einem besonderen, oben in der Rauchkammer sitzenden Sandbehälter auch die vorderen Räder des Drehgestells mit Druckluft gesandet werden können. Es scheint, als ob man diese ganz außerordentliche Einrichtung zu dem Zweck vorgesehen habe, um das Schlingern des Drehgestells zu vermindern und so den Lauf der Lokomotive zu verbessern. An Stelle des ursprünglichen, dreiachsigen Tenders hat die Umbaulokomotive leihweise einen der neuen vierachsigen Tender der

französischen Nordbahn mit 37 m³ Wasservorrat erhalten, mit dem auch größere Entfernungen ohne Wasserfassen durchfahren werden können.

Mit der umgebauten Lokomotive ist eine Reihe von Versuchsfahrten ausgeführt worden. Die Lokomotive wurde dabei mit den besten Schnellzuglokomotiven der Bahn verglichen und eingehend auf ihre Wirtschaftlichkeit geprüft. Der geringe Wasserverbrauch der Lokomotive ermöglichte es, bei Verwendung des oben erwähnten Nordbahntenders Züge von 450 und 500 t Gewicht über die 348 km lange Strecke Bordeaux—St. Jean ohne Anhalten mit Geschwindigkeiten von 110 und 100 km/h zu befördern. Für den Regelbetrieb ergibt sich daraus die Möglichkeit, die 460 km lange Strecke von Aubrais nach Bordeaux mit einem einzigen Zwischenhalt zum Wasserfassen — in Poitiers — mit 450 t schweren Zügen und einer Geschwindigkeit von 110 km/h zu durchfahren. Diese Strecke weist dauernd wechselnde Steigungen von 1 bis 5‰ auf.

Der Hauptzweck des Umbaus, die Lokomotive für größere Geschwindigkeiten geeignet zu machen, wurde völlig erreicht. Die Lokomotive kam leicht auf eine Geschwindigkeit von 120 km/h und konnte diese über lange Strecken durchhalten; höhere Geschwindigkeiten sind vorläufig im Hinblick auf die Betriebsvorschriften noch unzulässig. Selbst nach einer einstündigen Fahrt mit einer dauernden Geschwindigkeit von 120 km/h war die Lokomotive noch vollständig in Ordnung; insbesondere konnten keine warmen Lager festgestellt werden. Man schreibt dies der verbesserten Schmierung, der gut gelungenen Durchbildung des Triebwerks und der neuen Kropfachse sowie der gleichmäßigeren Arbeitsverteilung zwischen den Hoch- und Niederdruckzylindern zu.

Der Kesselwirkungsgrad ist trotz starker Verkleinerung der Verdampfungsheizfläche bei mittleren Leistungen annähernd gleich geblieben; bei höheren Leistungen — über 1000 PS_e — ist er wegen des jetzt flacheren Verlaufs der Kurve sogar höher als bisher. Die Bahn führt dies auf den Einbau der Nicholson-Kammer und auf die Verwendung des neuen Blasrohrs zurück, das bei gleichem Blasrohrdruck wesentlich größeren Unterdruck ergibt.

Die Maschinenleistung ist bei den größeren Geschwindigkeiten von 100 und mehr km/h um rund 50% höher geworden. Dieser Gewinn wird ganz in den Niederdruckzylindern erzielt, deren Leistung beispielsweise bei einer Versuchsfahrt mit rund 370 t Belastung und 105 km/h Geschwindigkeit von 60 auf 564 PS_i erhöht werden konnte, während die Leistung der Hochdruckzylinder mit 930 und 925 PS_i sich annähernd gleich blieb, ja sogar noch etwas — in anderen Fällen noch mehr — zurückging. Die Gesamtleistung der Lokomotive erreichte auf Steigungen von 5‰ bei Geschwindigkeiten von 110 bis 115 km/h 2800 bis 2950 PS_i, entsprechend 1700 bis 1950 PS_e am Tenderzughaken.

Der Verbrauch an Kohle belief sich bei den Versuchsfahrten auf 0,72 bis 0,85 kg, der an Wasser auf 5,13 bis 6,20 kg je PS_ih und nach Abzug der zum Anheizen und zum Betrieb der Luftpumpe erforderlichen Mengen. Auf die Leistung am Tenderzughaken bezogen entspricht dieser Verbrauch Werten von 1,1 bis 1,3 kg Kohle und 8,2 bis 10,0 kg Wasser je PS_ih. Die Verbrauchszahlen sind somit recht gut; sie sind durchschnittlich um 10 bis 20 und — bei Verwendung des Vorwärmers — um 15 bis 25% niedriger geworden als bei den nicht umgebauten Verbundlokomotiven. Die niedrigeren Ersparnisse beziehen sich dabei auf die kleineren, die höheren auf die größeren Leistungen. Gegenüber den bei der Bahn vorhandenen 2 C 1-Zwillings-Lokomotiven sind die Ersparnisse noch bedeutender.

Nach den guten Ergebnissen mit dieser Lokomotive will die Orléans-Bahn 20 weitere Lokomotiven — und zwar die eingangs erwähnten Naßdampf-Lokomotiven — in derselben Weise umbauen. Bei diesen Umbauten soll dann neben einigen weiteren Änderungen — wie der Verstärkung des Rahmens — gleichzeitig der Kesseldruck von 16 auf 17 at erhöht und der Durchmesser der Niederdruck-Einlaßventile von 220 auf 240 mm vergrößert werden.

R. D.

Schwere Dampflokomotiven in Spanien.

Die kürzlich in Dienst gestellten zwölf Garrattlokomotiven der Central de Aragon-Bahn für 1674 mm Spurweite sind die schwersten Lokomotiven des Landes und es gibt selbst im übrigen Europa wenig ihresgleichen. Sie geben Zeugnis von der Ent-

wicklung des spanischen Eisenbahnwesens, aber auch von der Leistungsfähigkeit der dortigen Lokomotivbauwerkstätten.

Die 2 C 1 + 1 C 2 Personenzuglokomotiven, geliefert von der Compañía Euskalduna, sind für die neue Strecke von Camínreal nach Zaragossa bestimmt und haben einen Zug von 300 t mit 40 km/h auf 21,5 v. T. und mit 90 bis 100 km/h in der Ebene zu befördern. Die Güterzuglokomotiven von der Kupplung 1 D 1 + 1 D 1, gebaut von der Spanischen Babcock und Wilcox-Gesellschaft, befördern auf der gleichen Strecke einen Zug von 500 t mit 22 km/h auf 21,5 v. T. Die 20 km lange Steigung weist zahlreiche Bogen bis zu 300 m kleinstem Halbmesser auf. Die Hauptabmessungen beider Lokomotiven sind:

Kupplung	2 C 1 + 1 C 2	1 D 1 + 1 D 1
Größter Achsdruck	15,5 t	13,5 t
Dienstgewicht	184 „	161 „
Gesamter Achsstand	25,527 m	22,5 m
Triebraddurchmesser	1750 mm	1200 mm
Zylinderdurchmesser	4 × 484 „	4 × 440 „
Kolbenhub	660 „	610 „
Kesseldruck	14 atü	14 atü
Rostfläche	4,9 m ²	4,2 m ²
Heizfläche der Feuerbüchse	19,8 „	18,92 „
„ „ Wasserkammern	5,8 „	—
„ „ Rohre	273,4 „	181,7 m ²
Ges. Verdampfungsheizfläche	299 „	200,62 „
Überhitzer (dampfberührt)	69 „	69,5 „
Kohlenvorrat	8 t	9 t
Wasservorrat	22 m ³	22 m ³

Wenn man sich vergegenwärtigt, daß Spanien noch vor einem Dutzend Jahren keine nennenswerte eigene Lokomotivindustrie besaß, sondern ein gutes Absatzfeld für die deutsche, belgische und englische Industrie war, so erkennt man, welche Anstrengungen die alten Industrieländer hinsichtlich überlegener Konstruktion, hochwertiger Ausführung und Senkung der Selbstkosten machen müssen, um ihre Weltgeltung nicht noch mehr einzubüßen. Spanien, dessen Agrarprodukten wir Tür und Tor öffnen, ist nicht nur als Abnehmer unsrer bedeutenden Lokomotiv- und Waggonindustrie ausgeschieden, sondern beginnt uns und die übrigen alten Industriestaaten bereits auf dem Weltmarkt zu bedrängen. So lieferte vor nicht langer Zeit eine baskische Firma Eisenbahnmaterial (Radsätze und Stahlguß) nach Argentinien im Wettbewerb gegen deutsche und nordamerikanische Erzeuger und jüngst über 100 vierachsige Güterwagen nach Uruguay im Wettbewerb mit 23 europäischen und amerikanischen Häusern. Auch nach Bulgarien und Frankreich gingen spanische Lieferungen. Der niedrige Pesetenkurs erleichtert die Konkurrenz, erklärt die Erfolge aber nicht allein.

(Ferrocarriles y Tranvías, 1931.)

Schn.

Diesellokomotive mit elektrischer Übertragung für UdSSR.

Zur Zeit wird bei Krupp für die UdSSR. eine schwere Diesellokomotive mit elektrischer Übertragung gebaut. Grundlegend für die Konstruktion der Diesellokomotive ist die Unterteilung der Leistung auf zwei Dieselmotoren mit Generator. Als Fahrmotoren sind Rahmenmotoren (im Rahmen gelagerte Motoren) genommen, von denen je zwei eine Achse über ein gefedertes Vorgelege in der Ausführung Secheron-Westinghouse antreiben. Das Übersetzungsverhältnis ist 1:6,8. Durch die Unterteilung ist bei dem wechselnden Profil der russischen Eisenbahnstrecken eine bessere Regulierung und erhöhte Wirtschaftlichkeit erzielt.

Bei voller Zugkraft und halber Geschwindigkeit ebenso wie bei voller Geschwindigkeit und halber Zugkraft arbeitet nur ein Dieselmotor.

Vorgesehen war eine Diesellokomotive, Bauart 1 E₀ 1. Bei der Ausarbeitung der Diesellokomotive entsprechend den technischen Bedingungen hat sich aber herausgestellt, daß man mit dem vorgeschriebenen Gewicht und daher mit dem Achsdruck nicht auskommen könne, so daß man zu einer Lokomotive der Bauart 2 E₀ 1 schreiten mußte. Ferner mußte man aus denselben Gründen von der Forderung der elektrischen Bremsung der Lokomotive Abstand nehmen.

Spurweite	1676 mm
Zylinderdurchmesser (mit Büchse)	495 „
Kolbenhub	660 „
Durchmesser der Treibräder	1892 „
Verdampfungsheizfläche	208,4 m ²
Heizfläche des Überhitzers	50,6 „
Heizfläche im Ganzen H	259,0 „
Rostfläche R	4,0 „
Kesselüberdruck	16,1 at
Dienstgewicht der Lokomotive G	98,2 t
Reibungsgewicht	54,8 „
Dienstgewicht der Lokomotive samt Tender	171,2 „
Vorrat an Wasser	34 m ³
„ „ Brennstoff	8 t
H:R	65
H:G	2,6 m ² /t
Metergewicht	8,5 t/m

Es erscheint besonders beachtenswert, daß eine Bahnverwaltung, die zudem wahrscheinlich nicht über eine durchweg nach europäischen Begriffen geschulte Bedienungsmannschaft verfügt, gleich eine ganze Reihe von Schnellzuglokomotiven mit der immerhin noch verhältnismäßig wenig erprobten Ventilsteuerung von Caprotti ausrüstet. Man wird dem Ergebnis dieses groß angelegten Versuches mit Spannung entgegensehen dürfen.

R. D.

(The Railw. Eng.)

1 D 1 - h 2 Güterzuglokomotive der Bombay, Baroda and Central India Railway.

Die für das Meterspurnetz der Bahn bestimmte Lokomotive ist in den Bahnwerkstätten in Ajmer gebaut worden. Sie soll Züge von 900 t Wagengewicht auf Steigungen von 6,6‰ befördern.

Insgesamt sollen in den nächsten Jahren 60 derartige Lokomotiven in den Bahnwerkstätten gebaut werden. Es ist dies bemerkenswert, weil bisher nur wesentlich kleinere Lokomotiven — in den Werken von Ajmer etwas über 300 Stück — in Indien selbst gebaut worden sind. Der Bau dieser Lokomotiven in einem indischen Werk stellt demnach eine besondere Leistung vor und er bedeutet zugleich wieder einen weiteren Schritt zur Loslösung des Überseemarktes von der europäischen Lokomotivindustrie, wenn auch gewisse Einzelteile zunächst noch von auswärts bezogen werden müssen.

Die Lokomotive besitzt einen sehr leistungsfähigen Kessel mit breitem Rost und Verbrennungskammer. Der lichte Kessel-

durchmesser beträgt 1514 mm, die Rohrlänge 4572 mm. Der Aschkasten kann während der Fahrt entleert werden, weil die verwendete Kohle einen hohen Aschegehalt aufweist. Die Zylinder samt der Steuerung liegen außen. Alle beweglichen Teile haben Ölschmierung mit Ausnahme der Treib- und Kuppelstangenlager, die mit Fett geschmiert werden. Die Schleppachse hat Cartazzi-Lager, der Hauptrahmen ist als Plattenrahmen ausgebildet. Die Lokomotive besitzt Dampf- und — am vierachsigen Tender — auch Handbremse und Einrichtung zur Betätigung einer Saugluftbremse am Zug. Ihre Hauptabmessungen sind:

Spurweite	1000 mm
Kesselüberdruck	12,6 at
Zylinderdurchmesser	2 × 432 mm
Kolbenhub	610 „
Durchmesser der Treibräder	1219 „
„ „ Laufräder, vorn und hinten	762 „
Achsstand der Kuppelachsen	4089 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	8458 „
„ „ „ „ einschl. Tender	15367 „
Heizfläche der Rohre + Feuerbüchse 117 + 12 =	129 m ²
„ des Überhitzers	29 „
„ im Ganzen, H	158 „
Rostfläche, R	2,4 „
Größter Achsdruck der Lokomotive	10 t
Dienstgewicht der Lokomotive, G	57,3 „
„ des Tenders	37,8 „
Vorrat an Wasser	13,6 m ³
„ „ Brennstoff	7,4 t
H:R	66
H:G	2,8 m ² /t
Metergewicht	5,2 t

Im Anschluß an die Beschreibung dieser Lokomotive bringt die Quelle einen Vorschlag, sie nicht als Zweizylinderlokomotive mit 85% größter Füllung, sondern als Dreizylinderlokomotive mit einfacher Dampfdehnung und einer größten Füllung von 30% auszubilden. Um bei einer solchen Anordnung trotzdem in allen Fällen das Anfahren sicher zu stellen und zu erleichtern, sieht dieser Vorschlag eine besondere Anfahrvorrichtung vor.

Bekanntlich läßt sich, wie die Vergleichsversuche der Deutschen Reichsbahn gezeigt haben, die Zweizylinderlokomotive ebenso gut für ein wirtschaftliches Arbeiten durchbilden, wie eine Dreizylinderlokomotive. Der Vorschlag hätte daher vom Standpunkt der Dampfersparnis nur dann Berechtigung, wenn die Umgrenzungslinie größere Zylinder nicht zuließe.

R. D.
(The Railw. Eng., 1931.)

Verschiedenes.

Neu erschienene Lonormen.

Vom Normenausschuß der Deutschen Lokomotivbau-Vereinigung ist wiederum eine Anzahl neuer Teile genormt worden. Wir heben davon (in Anschluß an unsere letzte Veröffentlichung in Heft 24, Jahrgang 1930, Seite 557) hervor:

LON 264 Durchführungen für Rohrverschraubungen.
„ 505 bis 508 Verschiedene Nietformen.
„ 1501 Blatt 1, Bohrerdurchmesser für Paßbohrungen, große Spiele und Durchgangslöcher.
„ 1501 Blatt 2, Bohrerdurchmesser für Gewindekernlöcher.
„ 2225 Feuertür, Klapptür mit gesteuerter Oberluft, Bauart „Marcotty“ für Feuerlochbreite 400 und 500 mm. Anschluß- und Einbaumaße.
„ 2240 Feuerlochschröner, rechteckig, für Klapptür mit gesteuerter Oberluft, Bauart „Marcotty“ für Feuerlochbreite 400 und 500 mm Anschluß- und Einbaumaße.
„ 2330 Reglerrohr für 80 bis 200 mm Nenndurchmesser.
„ 2381 bis 2384 Ventilregler, Bauart „Wagner“ verschiedener Ausführung.

LON 2387 bis 2389 Reglerknierohr für hohen Dom. Verschiedene Durchmesser.
„ 2392 Hakenschrauben für Reglerknierohr.
„ 3205 Kohlenspritze schwer, Zusammenstellung.
„ 3206 „ „ Einzelteile.
„ 3237 Wasserstandsschutz, schwer, Zusammenstellung.
„ 3238 „ „ Einzelteile.
„ 5121 Geteilte Stopfbuchsen. Anschluß- und Einbaumaße.
„ 5125 bis 5130 Naßdampf-Stopfbuchsen und Brillen verschiedener Größe.
„ 6032 bis 6038 Schiebefenster mit Rollenführung und Drehfenster.
„ 6431 bis 6443 Wasserentnahmeeinrichtung am Tender mit Einzelheiten.
„ 7116 Spannschlösser, Spannschloßmutter, Anschweißenden für Bremszugstangen.

Neu erschienene geänderte Lonormen.

LON 3603 Gas- oder elektrische Beleuchtung, Signallaternen, Gehäuse.
„ 6143 bis 6148 Drehsitz und Klappsitz, drehbarer Klappsitz.