

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXXIV. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich.
Alle Rechte vorbehalten.

7. Heft. 1897.

Planum, Bettung und Schwellenform des Eisenbahngleises.

Von E. Schubert, Kgl. Eisenbahndirector zu Sorau.

(Hierzu Zeichnungen auf den Tafeln XVI, XVII und XVIII.)

(Schluß von Seite 116.)

3. Schwellenabstand und Bettungshöhe.*)

Wie einerseits zur Erzeugung einer möglichst gleichmäßigen Belastung des Planums die Beschaffenheit und Stärke der Bettung, so ist anderseits zur Erzielung und Erhaltung einer dauernd festen Lage der Schwelle der Schwellenabstand von wesentlichem Einflusse.

Durch das Stopfen und Belasten der Schwelle wird der Bettungsstoff nicht nur zerkleinert, sondern auch stetig in seiner Lage verändert. Bei der Kiesbettung ist besonders deutlich zu erkennen, wie sich kreisende Bewegungen vollziehen, indem die einzelnen Theile der Bettung zunächst nach unten gehen, dann beiderseits seitlich ausbiegen, sich nach oben wenden, um nach und nach wieder an der Oberfläche zu erscheinen. Es sind dieses dieselben Bewegungen, welche früher bereits bei Versuchen im Kleinen ermittelt und über welche in der Zeitschrift für Bauwesen 1889, S. 555 u. f. Mittheilungen gemacht wurden. Die Bahnen, welche die kreisenden Bettungstheilchen beschreiben, sind**) logarithmische Spiralen. Alle Bahnen zusammen geben ein kofferartiges Gebilde, dessen äußere Umgrenzungslinie sich durch eine große Regelmäßigkeit auszeichnet. Bei einer Kiesbettung mit Sandunterlage (Abb. 5 und 6, Taf. XVII) stellt sie eine Kreislinie von 36 cm Halbmesser dar. Dieselbe Begrenzungslinie zeigt sich auch in den Abb. 21 und 23, Taf. XVII, sie ist so regelmäßig und übereinstimmend, daß ein bestimmtes Gesetz vorzuliegen scheint, dessen theoretische Ergründung gewiß von Werth sein würde.

Auch in der Senke des unterliegenden Thones (Abb. 5 und 6, Taf. XVII) zeigt sich dieselbe Regelmäßigkeit, denn auch deren Begrenzungslinie besteht aus einem Kreisbogen mit demselben

Mittelpunkte, wie demjenigen des Kieskoffers. Diese Querschnitte lassen deutlich erkennen, daß bei einem Schwellenabstande von 0,95 m unter Verwendung von Kies oder Sand als Bettungsstoff die Höhe der Bettung von 0,20 m, wie sie meist üblich ist, nicht ausreicht, da bei ihr nicht nur Einsenkungen im Planum gebildet werden, sondern auch der Untergrund durch die Bewegungen im Bettungskörper in Mitleidenschaft gezogen wird. Sogar eine Bettungshöhe von 0,30 m würde nicht ausreichen und erst bei 0,40 m Stärke kann man sicher sein, daß der Bettungskoffer nicht über diese Tiefe hinabreichen wird.*)

Bei einem Planum, das aus Thon besteht, nicht frostsicher ist, vom Wasser aufgeweicht und deshalb in seiner Form leicht geändert wird, thut man jedoch gut, der eingangs erwähnten Regel folgend, die Bettungshöhe dem Schwellenabstande gleich zu machen, oder doch das Planum mindestens 1,00 m unter Bahnkrone zu legen.

Um den Einfluß der engeren Schwellenlage zu erkennen, wurden Versuche unter Anwendung einer 0,30 m hohen Kiesbettung mit der vollkoffrigen Schwelle Nr. 51 der preussischen Staatsbahnen und auch mit der bei den vorbeschriebenen Versuchen verwendeten Schwelle mit Mittelrippe angestellt, indem der Versuchskasten durch Einsetzen von Holzstücken entsprechend kürzer gemacht wurde. Der einheitlichen Behandlung wurde 1 Million Belastungen zu Grunde gelegt und, als Maßstab zur Beurtheilung jedes einzelnen Versuches, die bis zur Erreichung dieser Belastungszahl erforderlichen Stopfungen ermittelt. Dabei wurden gleichzeitig die zur Aufzeichnung der Senkungslinien erforderlichen Zahlen angemerkt, auch nach beendeten Versuche je eine photographische Aufnahme der Bettungsquerschnitte gefertigt und endlich die verbrauchte Kiesmenge durch Siebung festgestellt.

*) Das Maß von 0,40 m als Bettungshöhe wurde auch von Ast in der Sitzung des internationalen Eisenbahn-Congresses in London 1895 empfohlen. Organ 1896, S. 217.

*) Siehe auch: Schwellenquerschnitt, Schwellenabstand und Bettungsstoff im Verlage von W. Ernst & Sohn, Berlin.

**) S. Die Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues von Dr. Zimmermann, S. 112.

Der erste auf einen Schwellenabstand von $0,95^m$ bezogene Versuch ergab eine 17 malige Stopfung mit jedesmaligem Anheben um 30^{mm} , ehe die Million Belastungen erreicht wurde. Die Senkungslinien sind in Abb. 24, Taf. XVI dargestellt und zeigen als besondere, dieser Schwelle anhaftende Eigenschaft beim Beginne ein rasches Niedersinken, eine durch die Erfahrung bereits bekannte Thatsache, auf die später noch besonders zurückgekommen werden soll. Abb. 20, Taf. XVII giebt den Querschnitt des Kieskoffers, der zwar in Folge der zu geringen Tiefe des Kastens in seinem untern Theile nicht vollständig ausgebildet ist, der sich aber im Uebrigen bezüglich seiner Umgrenzungslinie und abgesehen von der mehr fortgeschrittenen Zerstörung des Stopfmittels von denjenigen in Abb. 5 und 6, Taf. XVII nicht wesentlich unterscheidet.

Hieran anschliessend wurde ein Versuch mit $0,75^m$ Schwellenabstand ausgeführt, indem auf jeder Seite des Versuchskastens ein Holzstück von $0,10^m$ Stärke eingesetzt, im Uebrigen aber wie vorhin verfahren wurde. Zur Erreichung der vorgeschriebenen Anzahl von 1 Million Belastungen brauchte diese Schwelle nur zwölf Mal gestopft zu werden. Die Senkungslinien (Abb. 25, Taf. XVI) fielen zwar in den oberen Theilen auch noch rasch ab, jedoch trat eine normale Lage der Schwelle etwas eher ein. Der Querschnitt (Abb. 21, Taf. XVII) kennzeichnet die Kofferbildung unter der Schwelle wieder recht deutlich; der Koffer ist in Breite und Höhe kleiner als der bei einem Schwellenabstande von $0,95^m$, doch bildet auch hier wiederum die Umgrenzungslinie einen Kreis von $0,36^m$ Halbmesser.

Der fernere Versuch mit einem Schwellenabstande von $0,55^m$ bedurfte nur einer achtmaligen Stopfung; die Senkungslinien (Abb. 26, Taf. XVI) lassen schon nach der sechsten Stopfung eine feste Lage der Schwelle erkennen, wenn auch die günstigsten Linien der drei Versuche nach Abb. 27, Taf. XVI in Bezug auf ihre Höhenlage sich nicht wesentlich von einander unterscheiden.

Der Querschnitt des Schwellenbettes mit $0,55^m$ Schwellenabstand (Abb. 22, Taf. XVII) weicht von den vorigen in mancher Beziehung ab. Bei ihm verlaufen die Seitenarme der Begrenzungslinie steiler nach oben, der Einfluss der benachbarten festen Wand tritt besonders auf der rechten Seite recht deutlich zu Tage und, was ausserdem bemerkenswerth ist, die zweitheilige Gestalt des Koffers läßt in der Lagerung und der Umgrenzungslinie auf der linken Seite die spiralförmigen Bewegungslinien, welche die einzelnen Kiestheile durchlaufen haben, zweifellos erkennen.

Im Uebrigen haben sich die Bewegungen im Kieskoffer nicht tiefer als 12 bis 15 cm unter Schwellenunterkante erstreckt, so daß für diesen Schwellenabstand eine Bettungshöhe von $0,20^m$ vollständig ausreicht.

Um einerseits das Verhalten der Schwelle mit Mittelrippe bei engeren Schwellenlagen zu beobachten und anderseits auch noch eine engere Schwellenlage mit in den Kreis der Betrachtung zu ziehen, sind die gleichen Versuche auch mit der genannten Schwellenform bei $0,95^m$, $0,75^m$, $0,55^m$ und ausserdem mit $0,36^m$ Schwellenabstand angestellt worden. Die Senkungslinien des Versuches mit $0,95^m$ Schwellenabstand sind

in Abb. 28, Taf. XVI, die des Versuches mit $0,75^m$ Abstand in Abb. 29, Taf. XVI und endlich die der Versuche mit $0,55^m$ und $0,36^m$ Abstand in Abb. 30, Taf. XVI dargestellt, auch in Abb. 27, Taf. XVI die besten Linien jedes der Versuche zusammengetragen.

Wie ersichtlich ist, weichen die Senkungslinien der Abstände $0,95$ und $0,75^m$ nicht viel von einander ab, bei letzterem Abstände mußte die Schwelle in Folge des unregelmässig raschen Verlaufes nach der vierten Stopfung sogar ein Mal mehr gestopft werden, wonach dann freilich eine etwas höher liegende Senkungslinie erzielt wurde. Erheblich besser gestalteten sich die Senkungslinien der Schwelle mit $0,55^m$ Abstand, da schon die dritte Stopfung 132 860 Belastungen, die vierte sogar 763 315 aushielt, ehe sie sich um das angehobene Maass von 30^{mm} senkte. Der dann folgende Versuch mit $0,36^m$ Abstand, dessen Senkungslinie gestrichelt mit in Abb. 27, Taf. XVI eingetragen sind, übertraf den vorigen noch erheblich, denn die Senkungslinie hatte nach der ersten Stopfung etwa die Höhe der vierten des vorigen Versuches und die zweite Stopfung hätte bis zum vollständigen Niedergange auf 30^{mm} mehr als 1 Million Belastungen ergeben.

Die Querschnitte der Kieskoffer sind aus den Abb. 23 und 31 bis 33, Taf. XVII zu ersehen. Die Abb. 23 und 31, Taf. XVII weichen von einander ab durch die Höhe der Unterbettung. Im ersten Querschnitte liegt die Stopfkante der Schwelle in derselben Höhe über dem Kastenboden wie bei den vollkofferigen Schwellen (Abb. 20 bis 22 Taf. XVII), während in Abb. 31 und 33, Taf. XVII die Oberkante der Schwelle in die Höhe des Schwellendeckels der vollkofferigen Schwelle gelegt wurde. Der Kieskoffer in Abb. 23, Taf. XVII ähnelt demjenigen in Abb. 21, Taf. XVII, nur sind die seitwärts nach oben gehenden Umgrenzungslinien etwas steiler. Abb. 31, Taf. XVII läßt andeutungsweise wieder die mehrtheilige Form des Kieskoffers erkennen. Bei beiden Querschnitten läßt sich ersehen, daß eine Bettungshöhe von $0,2^m$ nicht ausreicht, um mit Rücksicht auf die vorkommenden Senkungen der Schwelle die kreisenden Bewegungen auf das Kiesbett zu beschränken. Der Querschnitt des Bettungskörpers bei $0,55^m$ Abstand, (Abb. 32, Taf. XVII) ähnelt demjenigen in Abb. 22, Taf. XVII, wenn man von dem mittleren Theile absieht, der sich seitlich und unter der Mittelrippe bilden mußte. Die Höhe des Bettungskörpers beträgt 13 bis 15 cm. Querschnitt 33, Taf. XVII des Bettungskörpers mit $0,36^m$ Schwellenabstand zeigt ebenfalls wieder die dreitheilige Form und erstreckt sich nur wenige Centimeter unter die im vorliegenden Falle etwas lang ausgefallene Mittelrippe. Eine Bettungshöhe von 10 cm würde bei diesem Schwellenabstande vollständig ausreichen.

Das Ergebnis dieser Versuche ist folgendes:

1) Die zweckmässige Höhe der Bettung ist abhängig vom Schwellenabstande.

2) Bei einem Schwellenabstande von $0,95^m$ bis herab zu $0,75^m$ darf die Kiesbettung nicht unter $0,40^m$ bis $0,30^m$ hoch sein; bei Abständen von $0,75^m$ bis $0,55^m$ nicht weniger als $0,30^m$ bis $0,20^m$, während bei Abständen von $0,55^m$ bis $0,36^m$ die Bettungshöhe auf $0,20^m$ bis $0,10^m$ verringert werden kann.

3) Je enger die Schwellen liegen, desto eher erhalten sie ein festes Lager, desto geringer sind die Gleisunterhaltungskosten für Arbeitslohn und Verbrauch an Bettungsstoff und zwar verhalten sich diese Kosten bei den Schwellenabständen von 95 cm : 75 cm : 55 cm : 36 cm rund wie 6 : 5 : 4 : 2.

Bildlich läßt sich die Abhängigkeit zwischen Schwellenabstand und Bettungshöhe nach Abb. 34, Taf. XVI darstellen.

Bei Verwendung von Steinschlag würde die Bettungshöhe unter Anwendung der größeren Schwellenabstände nicht größer als 0,30 m gemacht zu werden brauchen, da, wie die Abb. 7, 8, 11 und 12, Taf. XVII erkennen lassen, die Druckvertheilung bei diesem Bettungsstoffe günstiger ist. Eine kreisende Bewegung des Gesteins findet, wenn auch in geringerem Maße, zwar ebenfalls statt, doch scheint der Halbmesser des die Umgrenzungslinie bildenden Kreises größer zu sein, als beim Kiese. Da nun ferner die beim Stopfen entstehenden Staubtheile zum Theil durch das Gestein hindurch sickern und sich im Bettungskörper oder auf dem Planum ablagern, anderseits auch das härteste Gestein im Laufe der Zeit mehr und mehr zerstopft wird, und endlich die Bettung verschlammt, so empfiehlt es sich, auch beim Steinschlag bei der engern Schwellenlage dieselbe Bettungshöhe anzuwenden, wie beim Kiese, nämlich:

bei 0,95 m bis 0,75 m Schwellenabstand	= 0,30 m	Bettungshöhe
< 0,75 m bis 0,55 m	< = 0,30—0,20 m	<
< 0,55 m bis 0,36 m	< = 0,20—0,10 m	<

Diese Abmessungen lassen sich in Wirklichkeit natürlich nicht streng durchführen, da man die Stofsschwellen mit geringerem, die Mittelschwellen mit größerem Abstände verlegt. Man wird daher bei der Festsetzung der Bettungshöhe nur die größten Schwellenabstände ins Auge fassen.

Bei einem Schwellenabstande von 0,85 m, wie ihn der Oberbau Nr. 6 der preussischen Staatsbahnen unter Verwendung von 15 Schwellen für die Schienenlänge von 12 m aufweist, muß die Bettung 0,35 m hoch genommen werden. Der Oberbau Nr. 7 b würde bei 0,78 m Schwellentheilung eine Bettung von 0,32 m Höhe beanspruchen und bei den für Nebenbahnen bestimmten Oberbau-Anordnungen Nr. 10 und 11 unter Anwendung von 1,00 m Schwellenabstand würde sogar eine Bettungshöhe von 0,425 m erforderlich sein.

4. Schwellenform.

Die Querschnittsform einer Eisenbahnschwelle soll nicht nur hinreichende Tragfähigkeit gewährleisten und eine sichere und dauernde Befestigung der Schienen gestatten, sondern auch so beschaffen sein, daß die Schwelle sich gut stopfen läßt.

Betrachtet man in letzterer Beziehung die Querschnitte der Holzschwelle, der vollkofferigen Schwelle und einer Schwelle mit Mittelrippe (Abb. 35, Taf. XVIII) und berücksichtigt man, daß zum Stopfen nicht nur derselbe Stoff: Kies, Steinschlag, dasselbe Handwerkszeug: die Stopfhacke und dieselbe Arbeitsausführung, mit der Hand verwendet wird, so wird man anerkennen müssen, daß der Erfolg der Arbeit bei den verschiedenen Schwellenformen nicht derselbe sein kann. *)

Beim Stopfen der Holzschwelle und der Schwelle mit Mittelrippe kann die Stopfhacke den Kies oder Steinschlag unmittelbar unter das Schwellenlager befördern (Abb. 36, Taf. XVIII), fest zusammenpressen und ein ziemlich gleichmäßig tragfähiges Lager schaffen, auf dem die Schwelle nach Eintritt der Belastung nur wenig zurücksinkt. Anders ist es bei einer eisernen Querschwelle mit kofferförmigem Querschnitt, z. B. der Schwelle Nr. 51 der preussischen Staatsbahnen, bei der die Stopfhacke den Stopfkies unterhalb der senkrechten Seitenwangen zusammenpreßt, während die eigentliche tragende Schwellenunterfläche 6 bis 8 cm höher liegt. Es kann beim Anheben und Stopfen einer solchen Schwelle sich zwar ereignen, daß der in ihr befindliche Bettungskern fest am Eisen anhäftet und sich vom Lager losreißt (Abb. 37, Taf. XVIII), so daß die Schwelle ähnlich, wie die Holzschwelle, gestopft werden kann, doch kommt dieses erfahrungsmäßig nur selten und dann auch nur stückweise vor. In den meisten Fällen hebt sich die Schwelle vom Bettungskörper vollständig ab (Abb. 38, Taf. XVIII), so daß beim nachfolgenden Stopfen dieser zunächst mit der Spitzhacke gelockert werden muß (Abb. 39, Taf. XVIII) ehe mit dem Stopfen der Schwelle begonnen werden kann. Der unter einer angehobenen Schwelle fest zu pressende Bettungskörper ist somit bei einer vollkofferigen Schwelle stets um den Inhalt des Schwellenkoffers größer, als bei einer Schwelle mit gerader Unterfläche. Ersterer beträgt bei der Schwelle 51, der preussischen Staatsbahnen auf 1 cm Schwellenlänge rund 119 ccm, bei der Heindl'schen Schwelle rund 164 ccm. Soll nun eine Schwelle 3 cm angehoben werden, so würde bei einer gleich breiten Holzschwelle nur $3 \cdot 23,2 \text{ cm} = 69,6 \text{ ccm}$ Bettungsstoff unterzupressen sein, während bei der Eisenbahnschwelle Nr. 51, außerdem noch der Inhalt der Schwelle, mithin im Ganzen $69,6 + 119 = 188,6 \text{ ccm}$, d. h. etwa das $2\frac{1}{2}$ fache festgestopft werden muß. Die Heindl'sche Schwelle würde im Vergleiche zur gleich breiten Holzschwelle bei 3 cm Stopfhöhe $24 \cdot 3 + 164 = 236 \text{ ccm}$ gegen $24 \cdot 3 = 72 \text{ cm}$ der letztern, mithin das 3,3 fache an Arbeitsleistung erheischen. Werden die Schwellen mehr als 3 cm angehoben, so wird das Verhältniß für die Hohl-schwellen zwar etwas weniger ungünstig, doch haftet dieser Schwellenform die Mehrarbeit für die im Schwellenkörper befindliche Bettung unabänderlich an. Hierzu tritt der fernere Nachtheil, daß der Bettungskern in der Hohlschwelle beim Stopfen nicht so fest zusammengepreßt werden kann (Abb. 40, Taf. XVIII), wie unter einer Schwelle mit gerader Unterfläche (Abb. 41, Taf. XVIII); deshalb sinkt die Hohlschwelle auch bei eintretender Belastung rasch wieder um ein verhältnismäßig großes Maß zurück, bis der Bettungskörper in ihr hinreichend zusammengepreßt ist, um dem Schwellendeckel ein festes Lager zu gewähren und einen Beharrungszustand zu schaffen.

Dabei muß noch der Umstand hervorgehoben werden, daß die Seitenwände der Schwelle hämmern auf die unterliegende Bettung wirken, sich in diese einbohren, dabei das Gestein zermahlen, Staub und Schlamm erzeugen, das dann, durch die bekannten pumpenden Wirkungen nach oben gebracht, das Gleis bald in einen ungleichmäßigen und unsichern Zustand versetzt.

Das Maß, um welches die Schwelle nach dem Stopfen in

*) Centralblatt für Bauverwaltung 1893, S. 17 und 1894, S. 186.

kurzer Zeit wieder zurücksinkt, läßt sich aus der Betrachtung der auf Taf. XVI, Abb. 24, 25, 26 dargestellten Senkungslinien deutlich ersehen. Abb. 24 Taf. XVI kennzeichnet die Unsicherheit der Lage der vollkoffrigen Schwelle bei Verwendung von Kies zum Stopfen recht treffend, denn nach keiner der im Ganzen bewirkten 17 Stopfungen hat die Schwelle mehr als 144 828 Belastungen ausgehalten; dabei ist der Bettungsstoff wie auch Abb. 20, Taf. XVII erkennen läßt, schon in einen so schlechten Zustand versetzt worden, daß seine Erneuerung nöthig wird.

Die Senkungslinien bei engeren Schwellenabständen (Abb. 25, 26, Taf. XVI) sind zwar günstiger verlaufen, doch ist das Maß, um welches diese rasch zurücksinken — der Verlust an Stopfhöhe von 22 bis 26 mm — dasselbe geblieben. Erst nach dieser Einsenkung hat die Schwelle mit 0,95 m Abstand etwa 50 000 Belastungen ausgehalten, ehe sie sich von 28 auf 30 mm, also um 2 mm senkte. Da die Belastung der Schwelle bei dem Versuche 4 kg/qcm betrug, so wird man diese einer Belastung von mindestens 7 t im Betriebsgleise gleich stellen können; die 50 000 Belastungen würden daher einer befördernden Bruttolast von $7 \cdot 50\,000 = 350\,000$ t entsprechen, welche nöthig waren, um die Senkung der Schwelle um 2 mm zu bewirken. Auf 1 Million beförderte Bruttolast würde demnach eine Senkung von 5,7 mm entfallen. Bräuning hat bei seinen Beobachtungen im Betriebsgleise im Oberbau mit eisernen Querschwellen*) in dem einen Falle eine Senkung von 11,03 mm, in einem andern 8,41 mm, bei einer Million Tonnen Bruttolast, also im Mittel 9,72 mm gefunden.

Bei Bräuning's Untersuchungen war jedoch der Untergrund nur langsam durchlassend, das Wetter abwechselnd trocken und naß; während der Untergrund bei den hier dargestellten Versuchen unveränderlich fest aus dem Boden des Kastens gebildet war, der dem Sickerwasser hinreichend Abfluß gewährte.

Bei neuem Holzschwellenbau Nr. 6 b der preussischen Staatsbahnen mit 11 bis 12 Schwellen findet Bräuning nach Nr. 5 der Zusammenstellung auf Seite 550 obenangeführter Quelle die Werthe von 2,76 bis 2,40 mm bei gut durchlässigem Untergrunde, was einen Durchschnittswerth von 2,58 mm ergibt. Die Senkungslinie 5 der Schwelle mit Mittelrippe (Abb. 28, Taf. XVI) ergibt zwischen den Linien 24 und 26 160 000 Belastungen zu 7 t = 560 000 t auf 1 mm Senkung oder auf 1 Million t Bruttolast eine Senkung von 1,79 mm**).

Man ersieht hieraus, daß die bei den Versuchen gewonnenen Werthe mit den in einem Betriebsgleise durch sorgfältige Beobachtungen gewonnenen Ergebnissen recht wohl im Einklang stehen.

Zur Ermittlung des Verlustes an Stopfhöhe bei den beiden Schwellenarten möge die Durchschnittszahl der von Bräuning für die Eisenschwelle ermittelten Werthe 11,03 mm und 8,41 mm = 9,72 mm angenommen werden, woraus sich auf 2 mm Senkung eine Bruttolast von 205 761 t oder, da 7 t für eine Belastung in Ansatz zu bringen sind, 29 394 Belastungen ergeben. Diese

dynamische Wirkung entspricht den besten Senkungslinien der Abb. 24, Taf. XVI zwischen den Höhen 26 mm und 28 mm und der besten Linie Abb. 26, Taf. XVI zwischen 22 und 24 mm. Will man mit Beginn dieses Zustandes die stetige Lage der Schwelle bezeichnen, so schwankt deren Verlust an Stopfhöhe zwischen 22 und 26 mm, er beträgt somit bei der Schwelle Nr. 51 durchschnittlich = 24 mm.

Die Schwelle mit Mittelrippe ähnelt, wie bereits oben hervorgehoben wurde, insofern der Holzschwelle, als die Stopfhacke das Schwellenlager unmittelbar anpressen und die Bettung auf kürzestem Wege dahin befördern kann (Abb. 41, Taf. XVIII). Demzufolge senkt sich die Schwelle bei eintretender Belastung auch nicht so tief hinab, ehe sie eine feste Lage erhält. In Abb. 28, Taf. XVI hat die sechste Senkungslinie bereits in der Höhe von 14 bis 16 mm eine Belastungszahl von 28 000 und bei 16 bis 18 mm eine solche von 41 600 ausgehalten, während die Belastungslinien (Abb. 29, Taf. XVI) zur Senkung von 10 bis 12 mm = 57 000, diejenigen in Abb. 30, Taf. XVI in den Höhen von 10 bis 12 mm solche von 35 000 und zwischen 8 und 10 mm 28 800 Belastungen ertragen haben, ehe eine Senkung von 2 mm eintrat. Der bei dieser Schwellenart in Vergleich zu ziehende Verlust an Stopfhöhe schwankt somit zwischen 8 und 16 mm, ist im Mittel = 12 mm, mithin nur halb so groß als bei der Schwelle Nr. 51*). Je geringer aber der Verlust der Stopfhöhe ist, je eher die Schwelle in den Beharrungszustand eintritt, und je weniger dieser von der ursprünglichen, beim Stopfen erhaltenen Höhenlage abweicht, desto besser liegt das Gleis und desto länger wird es auch diese Lage behalten. Die Gleisunterhaltungskosten und der Verbrauch an Bettungsstoff werden daher bei solchen Schwellen auch niedriger ausfallen, als bei denen, die erst später in den Beharrungszustand eintreten.

In welchem Maße und Verhältnisse dieses bei den beiden im Vergleich gestellten Schwellenformen der Fall ist, ergibt sich aus dem Vergleiche der Senkungslinien (Abb. 42, Taf. XVI) und der Zusammenstellung III, zu deren Erläuterung noch folgendes bemerkt werden möge.

Bei Nr. 1, 4 und 5 der Zusammenstellung III sind je zwei Versuche angestellt und deren Ergebnisse gemittelt worden. In Spalte 5 sind die Arbeitskosten, bezogen auf die Schwelle Nr. 51 mit 0,95 Schwellenabstand und berechnet unter Zugrundelegung von 1 Million Belastung und der dazu erforderlichen Stopf-

*) Nach den Messungen von Bräuning (Zeitschrift für Bauwesen 1896) und den Darstellungen auf Blatt 71, Abb. 2 daselbst ergibt sich der Verlust an Stopfhöhe im Holzschwellengleise von Punkt V bis Ende August zu 5,5 mm, in Abb. 4 von Punkt V bis VII zu 6 mm. Bei der eisernen Querschwelle Abb. 1 läßt sich dieses Maß nicht ermitteln, da die Höhe, bis zu welcher das Gleis angehoben wurde, nicht angegeben ist. Außer der Verlängerung der Senkungslinie bis zur lothrechten rückwärts und da die Senkungslinie im Anfange viel steiler abfällt, läßt sich jedoch schließen, daß hier der Verlust an Stopfhöhe größer als 12 mm war; beim Langschwellenbau Abb. 3 scheint er sogar größer als 26 mm gewesen zu sein.

Diese Beobachtungen bestätigen gleichfalls die durch die vorliegenden Versuche erwiesene Thatsache, daß die wallkoffrigen Schwellen mit einem doppelt so großen Verluste an Stopfhöhe behaftet sind, als die Holzschwelle.

*) Zeitschrift für Bauwesen, 1896, S. 550, No. 1.

**) Fast genau denselben Werth erhält man, wenn man die Senkungslinien der Holzschwellen (Abb. 1, Taf. XVII, Zeitschrift für Bauwesen 1896) in Vergleich stellt.

Zusammenstellung III.

Nr.	Schwellenart und Schwellenabstand	Arbeitslohn			Kiesverbrauch	
		Anzahl der Stopfschläge	Anzahl der Belastungen	Arbeitslohn auf 1 Million Belastungen und Schwelle Nr. 1 bezogen	Zerstörter Kies von 2 mm Korn und darunter 1	Zerstörter Kies der Spalte 6 im Vergleiche mit Schwelle Nr. 1 bei 1 Million Belastungen
1	2	3	4	5	6	7
1	U-Schwelle Nr. 51 mit 0,95 m Ab- stand	1178	1000000	1	7,34	1
2	Dieselbe mit 0,75 m Abstand	832	1000000	0,71	4,61	0,63
3	Dieselbe mit 0,55 m Abstand	566	1110000	0,44	3,28	0,43
4	T mit 0,95 m Ab- stand	519	1000000	0,44	3,25	0,44
5	Dieselbe mit 0,75 m Abstand	457	1114000	0,36	2,92	0,36
6	Dieselbe mit 0,55 m Abstand	443	1777000	0,21	2,79	0,22
7	Dieselbe mit 0,36 m Abstand	215	1132000	0,16	1,56	0,19

schläge ermittelt. Danach verhalten sich die beiden Schwellenarten mit den entsprechenden Schwellenabständen fast durchweg wie 2:1; die Rippenschwelle übertrifft somit die vollkoffrige in jedem Falle um das Doppelte. Fast dasselbe Verhältnis ergibt sich beim Kiesverbrauche in Spalte 7, ein Ergebnis, das nicht überraschen kann, da der Verbrauch an Bettungsstoff fast genau in geradem Verhältnisse zur Anzahl der Stopfschläge steht.

Der günstige Einfluss der engeren Schwellenlage macht sich bei beiden Schwellenarten geltend; besonders tritt die Schnelligkeit der Festlagerung bei der Schwelle mit Mittelrippe unter Anwendung des Schwellenabstandes von 0,36 m schlagend zu Tage, so daß diese Anwendung geeignet erscheint, den schwächsten Punkt des Eisenbahngleises, den Schienenstofs, in wesentlich höherem Maße zu kräftigen, als bei den gebräuchlichen Bauweisen geschehen kann.

In Abb. 42, Taf. XVI sind die besten Senkungslinien der beiden Schwellenformen unter Verwendung von Kiesbettung, wie auch Basaltkleinschlag zusammengetragen, wodurch man ein in die Augen springendes Bild des Unterschiedes nicht nur der Tragfähigkeit der beiden Schwellenarten, sondern auch der Bettungsstoffe erhält.

Die Senkungslinie der vollkoffrigen Schwelle mit Kiesbettung (15. Stopfung) ist die ungünstigste, indem sie schon bei etwa 140 000 Belastungen in der Tiefe von 30 mm anlangt. Die sechste Senkungslinie der Rippenschwelle mit Kiesbettung ist schon wesentlich günstiger, sie ist erst nach rund 190 000 Belastungen auf 20 mm gesunken; ihr nähert sich die sechste Senkungslinie der vollkoffrigen Schwelle mit Basaltkleinschlag,

während die dritte und vierte Senkungslinie der Rippenschwelle mit Basaltbettung sich noch bedeutend über diese erheben.

Die vorstehend mitgetheilten Versuche und deren übereinstimmende Ergebnisse hinsichtlich der Schwelle mit Mittelrippe und mit hochliegender Stopfkante haben Veranlassung gegeben, den nachstehend beschriebenen Oberbau mit eisernen Querschwellen zu entwerfen und dabei die Schwelle so zu gestalten, daß die Befestigungsmittel nicht unter den Schwellendeckel, also nicht in den Bettungskörper hineingreifen. Dieser Oberbau wird im Sommer 1897 probeweise im Bezirke der Kgl. Eisenbahn-Direction Breslau verlegt.

5. Querschwellen-Oberbau mit Kreuzschwelle.

Aus Abb. 44, Taf. XVIII ist der Querschnitt der Schwelle zu erkennen, der eine Breite von 240 mm, eine Gesamthöhe von 101 mm, einen Flächenquerschnitt von 3514 qmm, ein Widerstandsmoment von etwa 32,5 cm³ und bei 2,7 m Länge ein Gewicht von 79,5 kg besitzt.

Die Oberrippe ist zur Herstellung des Schienenaufslagers ausgeschnitten und beiderseits schräg untersehnitten (Abb. 43, Taf. XVIII) die am Aufsenrande ausgeklinkte Unterlagplatte wird unter die ausgeschnittene Oberrippe geschoben, dann wird nach Einlagerung der Schiene innen der schlitzförmig ausgeschnittene Klemmhebel übergelegt und damit die Schiene angeklemt. Die Unterlagplatte besitzt an der Außenseite einen übergreifenden Haken nach Art der Haarmann'schen Hakenplatte, während ihre Innenseite soweit ausgeschnitten ist, daß der Klemmhebel h tief eingelegt und gegen, sowie auf den Schieneneufuß gesetzt werden kann. Beim Einlegen des Klemmhebels greift der Schlitz mit der Fläche a gegen die schräge Stützfläche der Oberrippe und durch das Antreiben des Keiles k erzielt man die erforderliche feste Verbindung, die jedoch nicht als starr angesehen werden kann, da das vordere Hebelende des Klemmhebels vor a eine geringe elastische Bewegung gestattet.

Die schräg gestellte Stützfläche a läßt eine erhebliche Abnutzung der beiden sich berührenden Theile zu, so daß der erforderliche feste Schluß für die ganze Schwellendauer gewährleistet sein dürfte.

Der Keil k ist in seiner Auflagerfläche etwas hohl gestaltet, so daß er seitlich über die Rippe hinausgreift und so gegen Abgleiten geschützt ist. Um auch ein Lockern des Keiles und des Hebels h zu verhüten, ist ein Blechstreifen daraufgelegt, der hinten nach unten gebogen ist und nach dem Einschlagen des Keiles vorn aufgebogen wird, um so den Keil festzuhalten.

Infolge der hohen Lage der Stopfkante der Schwelle ist es möglich, die Stofsschwellen bis auf 360 mm von Mitte zu Mitte aneinander zu rücken, wodurch eine außerordentlich rasch sich festigende Lage des Stofses erreicht wird.

Abb. 44, Taf. XVIII stellt den Schienenstofs dar. Zur Verhinderung des Wanderns der Schiene sind die Laschen zwischen den Schwellen nach unten verlängert, so daß sie unmittelbar an die Querschwellen, nicht aber an die Befestigungstheile anstoßen. Die seitliche Bewegung der Schwellen wird durch Umbiegen der Enden verhütet, wobei zur Erleichterung der Arbeit die Rippen etwas ausgeschnitten werden können.

Die Lage der Stopfkante der Schwelle ist hoch, infolgedessen ist das Stopfen bei geringem Bettungsauhube leicht ausführbar.

Der Verlust an Stopfhöhe, d. h. das Mafs, um welches die Schwelle bald nach dem Stopfen wieder zurücksinkt, ist nur etwa halb so grofs, wie bei der Schwelle 51 der preussischen Staatsbahn.

Die hohe Lage der Stopfkante gestattet die Zusammenrückung der Schwellen auf 12 cm lichten Zwischenraum und dadurch eine wesentliche Kräf-

Die Befestigung der Schiene auf der Schwelle ist äußerst einfach und sehr rasch zu bewirken, Schrauben und Bolzen sind dabei vermieden. Die Befestigungstheile reichen nicht unter den Schwellendeckel hinab.

Der Zusammenbau des Gleises ist einfach, auch kann die Auswechselung einzelner Theile sehr rasch bewirkt werden. Eine Auswechselung einzelner Schienen läßt sich in wenigen Minuten bewirken.

Gewicht der Schwelle bei 2,7 m Länge und je 10 cm Kopfschlufs	= 79,5 kg
Gewicht der beiden Unterlegplatten . . .	= 4,7 «
Gewicht der Keile, Klemmhebel und Bleche	= 2,0 «
	im Ganzen = 86,2 kg

Die Vortheile der Oberbauanordnung sind folgende:

Von Blum, Geheimer Baurath in Berlin.

(Hierzu Zeichnungen Abb. 1 und 2 auf Tafel XIX.)

(Schluß von Seite 120.)

Auch hier sind es Arbeiten von französischen und österreichischen Fachgenossen, die unsere Aufmerksamkeit erregen.

Im vorjährigen Augusthefte der »Revue générale des chemins de fer« verbreitet sich Couard eingehend über die Ursachen des Wanderns und die dagegen anzuwendenden Mittel und z. Th. gestützt auf diese Veröffentlichung, besonders aber auf Erhebungen, die von den österreichischen Staatsbahnen angestellt wurden, hat Frhr. von Engerth im österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereine einen Vortrag *) über diese Frage gehalten, an welchen weiter Spitz höchst beachtenswerthe Erörterungen angeschlossen hat **).

Im Gegensatz zu den Erklärungen über die Ursachen des Wanderns durch Johnson und Zimmermann^{***}), welche diese Erscheinung vorzugsweise auf die Reibungswiderstände zwischen Rad und Schiene und zwischen Schiene und Schwelle zurückführen, sucht Cotard die Ursache in der Schwäche des Schienenstosses, indem die wagerechte Seitenkraft des schrägen Stosses, den jedes Rad in Folge der Durchbiegung der Schienenenden auf die Schienen ausübt, diese in der Zugrichtung

vorwärts schiebt. v. Engerth stimmt dieser Erklärung zu. Es liegt mir fern, die angegebene Wirkungsweise der an den Schienenstößen eintretenden Schläge durch die Betriebsmittel bestreiten zu wollen, die Seitenkraft dieser Schrägstöße scheint mir aber nicht die einzige, ja nicht einmal die Hauptursache des Wanderns zu sein, gewisse Erscheinungen beim Wandern sind vielmehr ohne Zuhilfenahme der Erklärungen von Johnson und Zimmermann kaum zu verstehen, man wird daher die Erklärungen dieser Schriftsteller zum mindesten neben der von Couard beibehalten, ja ihnen sogar wohl die größere Bedeutung zuerkennen müssen.

So soll sich z. B. bei Stuhlschienengleisen ein weniger starkes Wandern zeigen, als bei Breitfußschienen, was Couard allerdings bestreitet. Da die Stofsaustrüstungen jener denen der Breitfußschienen aber durchaus nicht überlegen sind, so versagt die Erklärung Couards, wogegen die Erklärung der anderen, nach der eine Schiene um so weniger wandert, je näher der Spannungs-Nulllinie sie unterstützt ist, auf die Wirklichkeit paßt. Ferner hat Verfasser wiederholt ein besonders starkes Wandern bei Langschwelligengleisen beobachtet *),

*) Bei dem Hilf'schen Langenschwellenoberbau der Moseleisenbahn ist bei eingleisiger Bahn häufig beobachtet worden, daß sich die Schienen unter einem Güterzuge mit 80 bis 120 Achsen um 50 und mehr mm in der Zugrichtung verschoben und unter dem nächsten in entgegengesetzter Richtung fahrenden Züge wieder in ihre Lage zurückkehrten.

*) Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- u. Architekten-Vereins 1897. S. 48.

***) Daselbst S. 61.

***) Centralbl. d. Bauverw. 1888, S. 347; 1890, S. 437.

deren Stöfsausrüstung derjenigen gleichbeanspruchter Querschwellengleise entschieden überlegen war, so daß die Schienenstöße der Langschwellengleise erheblich weniger niedergefahren waren, als die der Querschwellengleise. Auch zur Erklärung dieser Thatsache versagt die Ansicht Couards, während diese mit der Johnson-Zimmermann'schen Annahme möglich ist. Endlich besteht das Wandern erfahrungsgemäß weniger in einem Vorschieben als in einem Nachziehen der Schiene, eine Thatsache, die wohl schon jeder scharf beobachtende Fachgenosse gemacht hat und die auch von v. Engerth nach den Erhebungen auf den österreichischen Staatsbahnen besonders hervorgehoben wird. So ist z. B. bei Gegenkrümmungen mit kurzen Zwischengraden zu beobachten, daß der beim Wandern voreilende Aufsenstrang im zweiten Bogen die Schienen in der rückwärtsliegenden Geraden, ja unter Umständen sogar noch die Innenschienen im rückwärtsliegenden ersten Bogen nachzieht, sehr selten aber in die vorwärtsliegende Gerade hineinschiebt. Nach der Couard'schen Erklärung wäre das nicht gut möglich, da hier auf die Schienen eine unmittelbar vorschiebende Kraft ausgeübt wird.

Aber ob man die eine oder die andere der Erklärungen als zutreffender anerkennt, sie stimmen beide darin überein, daß das Wandern desto stärker wird, je schlechter der Zustand des Gleises ist, und daß eine ungleiche Belastung der Schienen auch ein ungleiches Wandern hervorbringt. Wird die eine der beiden Schienen stärker belastet als die andere, oder erfährt sie von den Rädern einen stärkern seitlichen Druck, so wird sie stärker wandern, als die gegenüber liegende, es tritt ein Voreilen ein. Ebenso wird bei eingleisiger Bahn das Wandern nach der Richtung überwiegen, in welcher die Verkehrsbelastung stärker und die Zuggeschwindigkeit größer ist.

Aus diesen Thatsachen ist es zu erklären, daß in Bögen mit starker Ueberhöhung, durch die aber vorwiegend langsame Züge fahren, die tiefer liegende Innenschiene voreilt, während in Bögen, die von verhältnismäßig vielen schnellen Zügen befahren werden, und deren Ueberhöhung keine übertriebene ist, die durch den Seitendruck der Vorderachsen stark beanspruchte Außenschiene voreilt. Da Couard das Voreilen der Innenschiene ganz allgemein als Regel hinstellt, muß man wohl annehmen, daß auf den von ihm beobachteten Linien eine unverhältnismäßig starke Ueberhöhung eingeführt ist, dasselbe wird von den österreichischen Lokalbahnen angenommen werden müssen, bei denen v. Engerth gleichfalls ein fast allgemeines Voreilen des Innenstranges feststellt. Da nach neueren Anschauungen die Schienenüberhöhung weniger zur Wahrung der Betriebssicherheit, als vielmehr nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten bemessen werden sollte, um eine gleichmäßige Abnutzung der beiden Schienen zu erreichen, so würde sich vielleicht die hierfür passendste Schienenüberhöhung nach verhältnismäßig kurzen Versuchen dadurch feststellen lassen, daß kein Strang voreilen soll, denn jedes Voreilen ist ein Zeichen dafür, daß der betreffende Schienenstrang stärker von den Rädern angegriffen wird, als der gegenüberliegende.

Nun tritt aber nicht nur in den Bögen meistens ein Voreilen des einen oder andern Stranges ein, sondern auch in der Geraden ist ein solches wahrnehmbar und zwar wandert

in der Regel bei zweigleisiger Bahn, also nur in einer Richtung befahrenen Gleisen, der linke Schienenstrang stärker als der rechte. Woran liegt das? Couard, der diese auffällige Erscheinung eingehend behandelt, stellt die Sache so dar, als ob regelmäsig die äußeren Schienen einer zweigleisigen Bahn voreilen und sucht die Erklärung darin, daß die äußeren Schwellenköpfe weniger festeingebettet wären, als die inneren, so daß sich die äußeren Schienen stärker setzten und von den darüberrollenden Lasten stärker belastet würden, als die beiden inneren, der Mitte des Bahnkörpers zugekehrten Schienen. Er übersieht dabei aber, daß auf Bahnen, auf denen im Gegensatze zu den französischen rechts gefahren wird, nicht die äußeren, sondern die inneren Schienen voreilen, also auch wieder, wie bei den französischen Bahnen die in der Fahrrihtung linken Schienen. Nach den Berichten, die Ast über diese Frage dem internationalen Eisenbahncongresse in London erstattet hat, soll nur auf den ägyptischen Bahnen hiervon eine regelmäsigte Ausnahme festgestellt sein, dort eilt der in der Fahrrihtung rechts liegende Schienenstrang vor. Diese Thatsachen werden auch von den Erhebungen der österreichischen Staatsbahnen bestätigt und Ausnahmen von der Regel ließen sich leicht durch unregelmäsigte Höhenlagen der Schienen aufklären. Dabei ist noch ein Umstand bemerkenswerth. Auf geneigten Strecken, die zu Thal ohne Dampf befahren werden, während die Locomotive zu Berg auf ihnen um so stärker zu arbeiten hat, ist in dem fallenden Gleise überhaupt kein oder doch kein nennenswerthes Voreilen zu beobachten, während dies im steigenden Gleise um so stärker auftritt.

Diese Thatsachen veranlaßten die österreichischen Fachgenossen, besonders den Ingenieur Spitz, der Frage näher zu treten, ob nicht in der Bauart der Locomotiven ein Grund für das Voreilen des linken Schienenstranges zu finden sei, sie wurden hierzu noch durch den weiteren Umstand angeregt, daß erfahrungsgemäß die linksseitigen Radreifen der vorderen Kuppelachsen der Locomotiven in der Regel rascherer Abnutzung unterliegen sollen, als die rechtsseitigen. Spitz glaubt die Frage bejahen zu müssen und sucht eine Erklärung der auffallenden Erscheinung in dem Umstande, daß die rechtsseitige Maschine der Locomotive der linksseitigen um 90° voreilt, so daß zwischen den gleichwerthigen Maschinenstellungen der rechten und linken Seite nur ein Viertel, zwischen denen der linken und rechten Seite aber drei Viertel einer Umdrehung liegen. Spitz ist mit seiner Erklärung allerdings z. Th. auf starken Widerspruch gestossen, immerhin hat er aber den Erfolg erzielt, daß der österreichische Ingenieur- und Architekten-Verein einen besondern Ausschufs mit der Prüfung der Frage und der Spitz'schen Erklärung beauftragt hat.

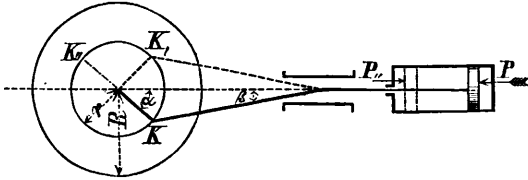
Es will mir scheinen, daß diese Erklärung nicht ohne Weiteres von der Hand gewiesen werden kann, und zwar um so weniger, als sie auch das abweichende Voreilen der rechten Schienen auf den ägyptischen Bahnen erklärt, da Spitz nachträglich feststellen konnte, daß bei den dortigen Locomotiven die linke Seite der rechten um 90° voreilt*). Das

*) Siehe Nr. 8 der gen. Zeitschrift.

Wesentlichste des Gedankenganges sei hier daher kurz mitgeteilt.

Spitz sagt; »Die durch die Arbeit der Dampfzylinder im Rahmen der Locomotive geweckten Zugkräfte werden, da sie im allgemeinen beiderseits nicht im Gleichgewichte sind und nicht in der Achse der Locomotive wirken, diese um eine lothrechte Schwerpunktsachse drehen«. Die von der rechten

Abb. 1.



Maschinenseite ausgehenden Kräfte werden daher gegen den linken, die von der linken Seite ausgehenden gegen den rechten Schienenstrang wirken. Die im Rahmen an einer Seite wirkende Zugkraft Z ist während einer Kurbelumdrehung nicht gleich, denn da (Textabb. 1)

$$Z = P \cdot \frac{r \sin(\alpha \pm \beta)}{R \cos \beta} \text{ ist,}$$

so wird Z nicht nur mit dem je nach dem Grade der Dampfdehnung wechselnden P , sondern auch je nach der Kurbelstellung bei gleichem P verschieden groß. Es ist z. B. sowohl das der Stellung K_1 wie K_2 entsprechende Z_1 und Z_2 kleiner als das der Stellung K entsprechende Z .

Die Zugkraft nimmt daher im allgemeinen den in Abb. 1, Tafel XIX dargestellten Verlauf, dabei sind die Kurbelwege als Abscissen, die Zugkräfte als Ordinaten aufgetragen, die ausgezogene Linie stellt die von der rechten Locomotivseite hervorgerufenen, die gestrichelte die von der linken Seite ausgehenden Kräfte dar. Die von rechts und links ausgehenden Kräfte sind zwar an sich gleich, aber der Zeitraum, der vom Eintritte des Höchstwerthes rechts bis zum Eintritte des Höchstwerthes links verstreicht, beträgt nur ein Drittel des Zeitraumes, der von diesem Augenblicke bis zur Wiederkehr des Höchstwerthes rechts vorgeht. Die durch die Zugkräfte der einzelnen Seiten hervorgerufenen, an sich gleichen Drehmomente stoßen daher auf ungleiche Nachwirkungen des von der gegenüberliegenden Seite ausgegangenen Drehmomentes. Bei Eintritt des größten Drehmomentes nach rechts wird von der nur um 90° zurückliegenden stärksten Drehwirkung nach links noch eine stärkere Nachwirkung vorhanden sein und daher einen größeren Theil der Drehwirkung nach rechts aufheben, als bei Wiedereintritt des größten Drehmomentes nach links, das um eine 270° betragende Kurbeldrehung von dem Höchstwerthe der Gegendrehung absteht. Trägt man die den gleichen Drehmomenten entsprechenden auf die Schienen wirkenden Seitenkräfte, soweit sie nach links wirken, nach oben, soweit sie nach rechts wirken, nach unten auf (Abb. 2, Tafel XIX), so ergibt sich folgendes. Durch die Widerstände wird die Kraft $p p$ bis zum Eintritte der Gegenkraft $m m$ auf $m s$ aufgezehrt sein, diese Kraft wirkt aber $m m$ entgegen, sodafs nur $m m - m s = m r$ zur Wirkung nach rechts kommt. Dasselbe tritt nach einander bei der Wirkung der Kräfte $q q$ und $n n$,

$p_1 p_1$ und $m_1 m_1$ u. s. w. ein und wird nach mehreren Umdrehungen auch dann erreicht, wenn man statt mit $p p$ mit $m m$ die Betrachtung beginnt, so dafs die linke Schiene im allgemeinen regelmäfsig eine stärkere Seitenbeanspruchung zu erleiden hat als die rechte Schiene, und daraus wäre das Voreilen des linken Stranges zu erklären. Spitz betont übrigens wiederholt, dafs er seinen Gedankengang keineswegs als unumstößlichen Beweis hinstellen, sondern nur als Vermuthung betrachtet sehen will.

Die Mittel gegen das Wandern bestehen fast ausschließlich in der Wahl einer so starken Verbindung der Schienen mit den Schwellen, besonders an den Schienenstößen, dafs sich das Wandern der Schienen auf die Schwellen übertragen mufs, so dafs der Widerstand des ganzen Gleises gegen das Wandern nutzbar gemacht werden kann, dieser ist dann naturgemäfs um so gröfser, je kräftiger die Unterschwellung und je besser die Bettung ist, besonders wird die Ueberlegenheit von Kleinschlag allen anderen Bettungstoffen gegenüber allseitig anerkannt.

Mit vielem Erfolge sowohl gegen das gleichmäfsige Wandern, als auch gegen das Voreilen hat die österreichische Staatsbahn auf Strecken, die diese Mifsstände in besonders starkem Mafse zeigten, zwei Flacheisen kreuzweise über je ein Schienenfeld gelegt und mit jeder Schwelle verbunden. Je nach den Verhältnissen hat auf 100^m Gleislänge eine derartige Ausrüstung von drei bis fünf Schienenlängen genügt, um das Wandern fast ganz zu beseitigen. Die Anwendung geklinkter Laschen, die möglichst viele Theile der Befestigungsmittel umfassen und möglichst breite Anlageflächen bilden, eine Anordnung, die bekanntlich in Deutschland schon seit geraumer Zeit in weitem Umfange angewendet wird, findet auch in Frankreich immer mehr Nachahmung. Couard theilt mit, dafs sich auf der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn, die in Frankreich bezüglich der Oberbaudurchbildung wohl eine der ersten Stellen einnimmt, in Folge Ueberganges von den früher verwendeten Laschen, die nur an die Unterlagsplatten stiefsen, zu Laschen, die die Nägel umfassen, das Mafs des Wanderns auf ein Sechstel des frühern verringert und die Voreilung am Stofse von $0,18^m$ während 11 Jahren, also $16,4^m$ in einem Jahre auf $0,03^m$ in 5 Jahren, also 6^m im Jahre abgenommen hat.

Auf einer Strecke hat sich sogar nach 1000 Zügen eine Abnahme des Voreilens gezeigt:

in der Geraden	von	0,0087	auf	0,0010 ^m ;
in Linksbögen	„	0,0171	„	0,0016 „
in Rechtsbögen	„	0,0050	„	0,0000 „

Um das Wandern noch weiter zu bekämpfen, bringt diese Bahn neuerdings nach Bedarf auch auf den Mittelschwellen Winkelplatten von der Form des Laschenquerschnittes an und zwar bei 6 bis 8^m langen Schienen auf je zwei, bei 12^m langen Schienen auf je vier Schwellen.

Wirksame Mittel gegen das Wandern werden sich stets wirtschaftlich rechtfertigen, denn das Wandern und besonders das Voreilen eines Stranges gehört zu den lästigsten und kostspieligsten Ursachen der Gleisausbesserung. Eine recht gut durchgebildete Stofsausrüstung, wie sie grade auf deutschen Bahnen gepflegt wird, ist neben guter Bettung nicht nur das

wirksamste Mittel, dem schon vorhandenen Wandertriebe entgegen zu wirken, sondern sie verringert auch die Veranlassung zum Wandern, mag man diese nun nach Couard ausschliesslich in der Durchbiegung der Schienenenden, oder nach John-

son-Zimmermann vorzugsweise in der Reibungsarbeit, oder aber, was wohl den Thatsachen am meisten entsprechen wird, in beiden Ursachen suchen. Möge man auf diesem Wege immer bessere Erfolge erzielen.

Ueber die Steuerungen der Verbund-Locomotiven.

Viercylinder-Locomotive mit zwei Steuerungen.

Von v. Borries, Regierungs- und Baurath in Hannover.

(Hierzu Zeichnungen Abb. 3—7 auf Tafel XIX.)

(Schluss von Seite 123.)

2. Verbundlocomotive mit vier Dampfeylindern und zwei Steuerungen.

Auf den unveränderlichen Verhältnissen der Füllungsgrade beruht die im folgenden beschriebene Anordnung des Triebwerkes für Verbund-Locomotiven mit zwei Hochdruck- und zwei Niederdruck-Cylindern, welche die grundsätzlichen Vortheile dieser Locomotiven bei möglichst einfacher und billiger Ausführung möglichst vollständig nutzbar macht.

Die Locomotive hat an jeder Langseite einen Hochdruck- und einen Niederdruckcylinder, welche behufs einfacher Bearbeitung und Anbringung nach Abb. 3, Taf. XIX in einem Stücke hergestellt werden können. Die beiden Dampfkolben jeder Seite wirken auf eine innere und eine äufserc Kurbel, welche annähernd, oder genau entgegengesetzt gerichtet sind, sodafs die Kolben sich in annähernd, oder genau entgegengesetzten Richtungen bewegen und die wagerecht bewegten Triebwerkskräfte und Massen sich theilweise ausgleichen.

Die beiden Dampfschieber jedes Cylinderpaares werden durch nur eine Steuerung bewegt, wobei die geeigneten Verhältnisse der Füllungsgrade durch zwei verschiedene Anordnungen der Kurbeln und Steuerung erreicht werden. In Abb. 3, Taf. XIX sind Kolbenschieber angenommen; diejenigen der Hochdruckcylinder arbeiten mit innerer, die des Niederdruckkolbens mit äufserer Einstromung.

Bei der ersten Anordnung, Abb. 4, Taf. XIX ist die Kurbel jedes Niederdruckkolbens gegen diejenige des zugehörigen Hochdruckkolbens in der Drehrichtung der Triebachse für Vorwärtslauf um einen kleinen Winkel α vorgestellt; die Steuerung ist beliebiger Art. Die Voreilung der Niederdruckkurbel bewirkt, dafs ihr Kolben früher, als der Hochdruckkolben in die Endstellung gelangt, dafs ihr Steuerungsschieber also geringere äufserc Deckung erhält, als derjenige des später geöffneten Hochdruckcylinders. Infolge dieser geringern Deckung seines Schiebers erhält der Niederdruckcylinder gröfsere Füllungsgrade, als der Hochdruckcylinder. Abb. 5, Taf. XIX zeigt diesen Vorgang mittels der Zeuner'schen Schaulinie. A—B ist die Laufrichtung des Hochdruck-, C—D diejenige des Niederdruck-Kolbens, um den Winkel α gegen erstere vorgestellt gedacht. Bei einer Stellung der Steuerung, welche den Abschluß des Hochdruckcylinders zum Beispiel im Punkte a bei $\frac{BO}{BA} = \text{halber Füllung}$ bewirkt, wird der Niederdruckcylinder

im Punkte b der Kurbelrichtung OC abgesperrt, sodafs der Füllungsgrad hier gleich $\frac{Ce}{CD}$, in der Abbildung übertrieben fast 0,7, also um 0e gröfser wird als im Hochdruckcylinder. Durch angemessene Wahl des Winkels α lassen sich für den Vorwärtslauf geeignete Füllungsverhältnisse erreichen.

Für ausgelegte Steuerung, namentlich für Rückwärtsgang, fallen die Voröffnungen der Schieber umso verschiedener aus, je gröfser der Winkel α gewählt wird. Man wird denselben daher nicht über 5° bis 6° annehmen, wobei das Füllungsverhältnis von 40 % im Hochdruck-; zu 50 % im Niederdruck-Cylinder erreicht wird, welches 6- bis 6,5 fache Dampfdehnung gestattet.

Bei der zweiten Anordnung stehen die Kurbeln einander grade gegenüber; die beiden Dampfschieber jedes Cylinderpaares werden nicht gemeinsam, sondern von verschiedenen Punkten c, d, Abb. 6, Taf. XIX, des Haupthebels a b einer Heusinger-Steuerung bewegt; der Niederdruckschieber ist in d näher am Schubstangenzapfen a angeschlossen, als der Hochdruckschieber in c. Bei gleicher Bewegung von der Schwinge s her erhält daher ersterer durch den Hebelarm a d geringere Voreilungsbewegung, als letzterer durch den längern Hebelarm a c. Ersterer erfordert daher geringere Deckung und bewirkt gröfsere Füllungsgrade als letzterer.

Abb. 7, Taf. XIX zeigt dies mittels der Zeuner'schen Schaulinien. Für gleichzeitige Füllungsgrade liegen die Mittelpunkte m n beider Schieberkreise in gleicher Höhe $Oe = Og$ über und unter der Mitte O, da diese Abstände von der für beide gleichen Schwingenbewegung herrühren. In wagerechter Richtung liegt aber der Mittelpunkt n des Niederdruck-Schieberkreises, etwa im Verhältnisse $\frac{gn}{em} = \frac{ad}{ac}$ (Abb. 6, Taf. XIX), näher an der Mitte O, als derjenige m des Hochdruck-Schieberkreises, erhält daher geringere Deckung und bewirkt erheblich gröfsere Füllungsgrade als ersterer. Die Abbildung zeigt bei einem Verhältnisse der Voreilungsbewegung $\frac{gn}{em} = 0,7$ ein Verhältnisse der Füllungsgrade von 0,4 im Hochdruck- zu 0,6 im Niederdruckcylinder.

Füllungsverhältnisse wie

Hochdruckcylinder % . 30 40 50 70 .

Niederdruckcylinder % . 50 60 70 81

lassen sich auf diese Weise herstellen und zwar für beide Laufrichtungen.

An Stelle der Steuerung von Heusinger können auch Ellipsensteuerungen, welche einen ähnlich wirkenden Haupthebel haben, zum Beispiel diejenige von Joy, an Stelle der Kolbenschieber auch Flachschieber angewendet werden. Die beiden Dampfzylinder jeder Seite können auch in zwei Stücken hergestellt und die Plattenrahmen zwischen ihnen durchgeführt werden.

Die neue Anordnung bietet gegenüber den bisher üblichen Verbund-Locomotiven folgende Vorzüge:

a) Im Vergleiche mit der Verbund-Locomotive mit zwei Zylindern gestattet sie die Anwendung größerer Niederdruckzylinder, also stärkere Dampfdehnung und bessere Dampfausnutzung bei großer Geschwindigkeit, sowie größere Zugkraft bei gleicher Dehnung auf Steigungen. Bei zwei Zylindern kann man über mäfsige Kolbenquerschnitte nicht hinausgehen, weil die Abmessungen unbequem und die Triebwerksmassen zu groß werden. Man begnügt sich daher mit höchstens 5 bis 6 facher Dampfdehnung, während mit vier Zylindern 6 bis 7,5fache bei 40 % und 30 % Füllung in den Hochdruckzylindern ohne Schwierigkeit erreicht wird.

Die Dampfkanäle an den Niederdruckzylindern können im Verhältnisse zu den Kolbenflächen größer hergestellt und damit die Spannungsverluste bei großer Geschwindigkeit verringert, die Dampfausnutzung also verbessert werden.

Die entgegengesetzt gerichteten Triebkräfte jedes Kolbenpaares entlasten die Triebachsschenkel und -Lager umsomehr, je weniger Triebkraft auf die Kuppelstangen übertragen wird, vermindern also deren Reibung und Abnutzung. Sie lassen besonders in den Lagerschalen keine Spielräume nach vorn und hinten entstehen, vermeiden also das Klopfen und die durch kleine Gleitbewegungen der Reifen auf den Schienen entstehenden flachen Stellen, welche häufig zu vorzeitigem Abdröhen der Triebbradsätze zwingen und damit die ganze Unterhaltung vertheuern.

Die entgegengesetzt bewegten Triebwerksmassen gleichen sich größtentheils aus, erfordern also nur sehr leichte Gegengewichte in den Triebrädern. Die überschüssige Fliehkraft der Gegengewichte in senkrechter Richtung, welche bei zwei aufsenliegenden Dampfzylindern bei großer Geschwindigkeit 20 bis 25 % der Triebbradlast erreichen kann und bei jeder Umdrehung eine entsprechende Vermehrung und Verminderung dieser bewirkt, fällt daher sehr gering aus, wodurch die Beanspruchung der Gleise entsprechend verringert wird.

Der Kraft- und Massenausgleich innerhalb des Triebwerkes bewirkt schließlic ein sehr ruhiges und stoßfreies Arbeiten der Maschine, wodurch die Abnutzung vermindert und die Leistung zwischen zwei Wiederherstellungen gesteigert wird. Da die regelmäfsigen Wiederherstellungsarbeiten meist infolge vorgeschrittener Abnutzung der Radreifen und des Triebwerkes vorgenommen werden, so werden die Unterhaltungskosten der Locomotive der gröfsern Kilometerleistung entsprechend geringer ausfallen.

Die Feueranföhung durch vier Dampfschläge bei jeder Triebbradumdrehung ist gleichmäfsiger, als bei den zwei Schlägen der Zweizylinder-Verbund-Locomotiven. Hierdurch wird der Kohlenverbrauch etwas vermindert und die Verdampfung, besonders bei mäfsiger Geschwindigkeit gesteigert.

b) Im Vergleiche mit der Vierzylinder-Locomotive, Bauart de Glehn (Grafenstaden) ist die Anordnung erheblich einfacher, da zwei vollständige Steuerungen erspart und je zwei Zylinder in einem Stücke von vereinfachter Bearbeitung hergestellt werden können.

Die Beanspruchung der Triebachse auf Biegung ist größer, als bei der Glehn'schen Anordnung, soweit die Druckkräfte der äußeren Dampfkolben nicht durch die Kuppelstangen aufgenommen und auf die Kuppelachse übertragen werden. Bei starkem Arbeiten der Locomotive, wenn die Kuppelachse mitarbeitet, wird letzteres aber größtentheils der Fall sein, sodass eine wesentlich stärkere Biegung durch die Kolbendrucke nicht eintreten wird. Jedenfalls ist die Beanspruchung geringer, als bei allen Locomotiven mit zwei innenliegenden Zylindern, da die verdrehenden Kräfte erheblich geringer ausfallen. Gegenüber den starken Beanspruchungen durch Schleudern der Triebräder und Stöße bei rascher Fahrt dürften diese Verschiedenheiten wenig ausmachen. Bei Verwendung von Nickelstahl bietet diese Achse jedenfalls volle Sicherheit. Bei Locomotiven mit drei gekuppelten Achsen kann deren erste von den inneren, die zweite von den äußeren Kolben angetrieben und damit eine entsprechende Vertheilung der Beanspruchungen erreicht werden.

Das innere Triebwerk ist von außen leichter zugänglich, weil die äußeren Zylinder nicht davor liegen und deren Querverbindung zwischen den Rahmen fortfällt. Die Bauart der Rahmen ist wesentlich einfacher und kann nach amerikanischem Vorbilde so gewählt werden, dass sie unabhängig von den Zylindern in kurzer Zeit angebracht und abgenommen werden können.

Infolge des weitgehenden Ausgleiches der entgegengesetzt gerichteten Kolbenkräfte an den Triebachslagern und der entsprechenden Dampfdrucke auf die Zylinderdeckel am Zylinderkörper werden die Hauptrahmen und die Befestigungen der Zylinder verhältnismäfsig wenig beansprucht.

Der als Verbinderr dienende gemeinsame Schieberaum vermeidet die Druck- und Wärmeverluste in den Verbindungsleitungen. Auf Verbinderrohre in der Rauchkammer ist verzichtet, da diese in Folge ihrer kleinen Heizfläche fast wirkungslos und infolge der gleichzeitigen Bewegung der Kolben nicht erforderlich sind.

Das Verhältniss der Füllungsgrade kann je nach dem Querschnittsverhältniss der Kolben und der Fahrgeschwindigkeit der Locomotive für den geringsten Dampfverbrauch richtig hergestellt werden und zwar bei der beschriebenen Anordnung der Heusinger-Steuerung für Vor- und Rückwärtsgang.

c) Im Vergleiche mit der Vierzylinder-Locomotive, Bauart Vaucrain (Baldwin), gestattet die geringere Druckzunahme in den Hochdruckzylindern die Anwendung geringerer Füllungsgrade, wodurch bessere Dampfausnutzung erzielt wird.

Der Hauptmangel der Bauart Vaucrain sind die Wirkungen der schweren, wagerecht bewegten Triebwerksmassen, welche bei leichtester Ausführung noch etwa doppelt so schwer ausfallen, als bei hiesigen Locomotiven mit zwei Zylindern. Wird deren Hälfte durch die Gegengewichte ausgeglichen, so beträgt die in senkrechter Richtung überschüssige Fliehkraft der Gegen-

gewichte bei 240 bis 300 Triebbradumdrehungen in der Minute etwa 4500 bis 7000 kg. Um diese Kraft wird die Triebbradlast jeder Langseite bei jeder Umdrehung einmal vermehrt und vermindert, woraus sehr erhebliche Beanspruchungen des Oberbaues folgen. Bei der hier beschriebenen Anordnung ist diese Kraft durch den erwähnten Ausgleich bis auf ein unschädliches Maß verringert.

Als Nachtheil gegen die Bauart Vauclain bleibt die Vermehrung der Theile um zwei Geradführungen, zwei Kreuzköpfe, zwei Schubstangen und zwei Schieber, wogegen als Vorzüge, wie unter b, die geringere Beanspruchung der Triebachs-lager und Rahmen, die Vermeidung der ungünstigen Beanspruchung der Kolbenstangen auf Biegung und demnach die geringere Eigenreibung hervorzuheben sind.

Kraftmesser für Signal- und Weichen-Stellhebel.

Von C. Schaltenbrand, Ingenieur zu Erfurt.

(Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 6 auf Tafel XX.)

Es war bis jetzt üblich, die für die Umstellung eines Hebels des Stellwerkes erforderliche Kraft derart zu messen, daß eine gewöhnliche Federwaage mit einem Ringe auf die Handhabe des Stellhebels geschoben wurde und dann das Umstellen mit einer Handhabe erfolgte, welche am andern Ende der Federwaage angebracht war.

Diese Art der Kraftbestimmung litt an folgenden Mängeln:

1) Mit einer solchen Vorrichtung kann ein Hebel nur durch Zug umgestellt werden. Bei stehenden Hebeln kann deshalb die Rücklegung in die Grundstellung nicht durch Druck von der Standseite des Wärters ausgeführt werden, vielmehr muß der Hebel von der entgegengesetzten Seite gezogen werden, wozu der erforderliche Raum nicht immer vorhanden ist.

Bei Umschlaghebeln ist eine solche Vorrichtung fast nie zu gebrauchen, da es unmöglich ist, den Hebel immer durch Zug zu bewegen. Beim Ziehen des Hebels müßte die Hand bis unter das Gestell hinabgehen, wenn dies nicht durch seine Wange das Weiterziehen ganz verhindert.

Das Zurücklegen in die Grundstellung muß zuerst von der Standseite des Wärters aus und später von der entgegengesetzten Seite erfolgen, so daß ein Umstellen mit einem Zuge nicht möglich ist. Dazu kommt, daß die Krafttrichtung oft eine ganz andere ist, als bei der Umstellung am Hebel. Das Aushülfsmittel, den Hebel erst vor die Stelle zu legen, an der erfahrungsmäßig der größte Widerstand auftritt und dann mittels Gestellen, auf denen der Wärter steht, oder mittels Verlängerungen unter dem Gestelle über den größten Widerstand hinweg mit der Federwaage zu ziehen, ist kein vollkommenes, denn die Art des Umstellens ist eine ganz andere und in diesem Falle müssen die Reibung der Ruhe an Stelle derjenigen der Bewegung und die Trägheit der zu bewegenden Massen überwunden werden.

Für Umschlaghebel ist eine solche Vorrichtung ganz unbrauchbar.

2) Die ziehende Hand wirkt unmittelbar auf die Feder, welche eine Dehnung von 60 bis 80 mm erleidet.

Selbst beim stehenden Hebel ist deshalb das Ergebnis ungenau. Ein Hebel, welcher mit höchstens 20 kg Kraft bis an die Stelle des größern Widerstands gezogen werden kann, bleibt an dieser während der Zeit, welche die Feder braucht, um sich bis 40 oder 50 kg Spannung zu verlängern, eine kurze

Zeit mit dem Gestänge oder dem Drahtzuge ruhig stehen, und es muß nun gleichzeitig mit dem größern Widerstande die Reibung der Ruhe und die Trägheit der zu bewegenden Massen nochmals überwunden werden, während beim richtigen Umstellen des Hebels die lebendige Kraft der bewegten Massen über den größern Widerstand hinweghilft. Erfahrungsmäßig kann der Wärter einen Hebel, den er unmittelbar noch ohne große Anstrengung umstellt, mit der Zugwaage nur ruckweise weiter bringen, wodurch Kräfte gemessen werden, welche er an der in handlicher Höhe festgelegten Zugwaage durch ruhiges Ziehen niemals ausüben kann.

Es erschien deshalb wichtig, einen Kraftmesser zu entwerfen, welcher diese Mängel nicht zeigt. Mit ihm muß der Hebel genau so umgestellt werden, wie sonst abwechselnd durch Zug oder Druck und der Weg, den die Hand gegenüber der festen Handhabe zurücklegen muß, um die Federwaage anzu-spannen, soll so klein sein, daß er gegenüber dem ganzen Wege verschwindet und das Umlegen mit einem stetigen Zuge möglich bleibt.

Diese Eigenschaften besitzt der in Abb. 1, Taf. XX dargestellte Kraftmesser.

In Abb. 2, Taf. XX ist das Anschlußstück für einen Umschlaghebel mit Bügelgriff dargestellt und in Abb. 3—5, Taf. XX dasjenige für einen stehenden oder Umschlaghebel mit gewöhnlicher Handhabe. Die letztgenannte Befestigung hat bis jetzt an allen abweichenden Arten dieser Hebel ihren Zweck erfüllt.

Aus den nachstehend beigelegten »Anweisungen für den Gebrauch eines Kraftmessers und der Anschlußstücke« ist die Einrichtung und die Art der Anwendung zu entnehmen.

Außer den hierin dargestellten Anschlußstücken sind noch andere, auch zu Kurbelhebeln ausgeführt worden. Da deren Zahl noch immer nicht erschöpft ist, würde es hier zu weit führen, diese jeder einzelnen Stellwerksart angepaßten Zwischenglieder alle beschreiben zu wollen. Es erübrigt noch einen Einwand zu widerlegen, welcher gegen diesen Kraftmesser geltend gemacht worden ist.

Es ist richtig, daß das Gewicht jedes Kraftmessers beim Niederlegen des Hebels hilft und beim Hochstellen mitgehoben werden muß.

Bei Umschlaghebeln tritt der größte Widerstand beim Niederlegen fast immer ein, wenn der Hebel fast wagerecht liegt,

also der Schwerpunkt a wie in Abb. 4, Taf. XX für einen besonderen Fall angegeben ist, 465 mm wagerecht von der Drehachse absteht. Das Gewicht beträgt auf den Handhebel bezogen $5,7 \frac{465}{685} = 3,86$ kg und auf die Feder 1,93 kg. Spannt man nun die obere Feder am feststehenden Ende der Federhülse für die Mittelstellung des Hebels um 1,9 kg weniger als der Theilung entspricht, also mit nur 1,9 kg, während die untere Feder mit derselben Länge, wie in der Anweisung angegeben ist, mit 3,8 kg gespannt ist und läßt den Maßstab ungeändert, so liest man an der erstern stets 3,8 kg mehr ab, als der Federspannung entspricht, addirt also selbstthätig beim Niederlegen das Gewicht des Kraftmessers. In der Gebrauchsanweisung ist dies nicht angegeben, da die abgelesene Zahl richtig ist. Beim Zurückheben des Hebels in die Ruhelage tritt fast immer der größte Widerstand bei senkrechter Stellung des Hebels auf, bei der das Eigengewicht des Kraftmessers nur verschwindenden Einfluss ausübt.

Bei stehenden Hebeln sind die Verhältnisse fast genau die gleichen und wenn wirklich der Schwerpunktabstand in einzelnen Fällen etwas größer oder kleiner ist als 465 mm, so sind die Fehler doch nur in Zehntel Kilogrammen nachzuweisen. Die neueren Ausführungen des Kraftmessers sind viel leichter, so daß der Gewichtsunterschied am Spannungsmaßstabe und etwa noch verbleibende kleine Ungenauigkeiten fast verschwinden.

Wie bei der Gebrauchsanweisung nachstehend angegeben ist, treten durch verschiedene Arten der Handhabung viel größere Unterschiede der Kraftwirkung auf, so daß der angegebene Ausgleich des Eigengewichtes genügend genau bekannt sein dürfte.

Anweisung für den Gebrauch eines Kraftmessers für Signal- und Weichenstellhebel.

Der Kraftmesser, dessen vordere Seitenansicht in Abb. 1, Taf. XX dargestellt ist, besteht aus drei Haupttheilen:

Einem Hebel mit Handhabe (a), einem gebogenen Lagerstücke (b), einer doppelten Federwaage mit zwei Stellschiebern (c).

Er wird sowohl bei Umschlaghebeln, als auch bei stehenden Hebeln mit Hilfe eines Anschlußstückes befestigt, welches je nach der Hebelform verschiedene Gestalt hat und dessen Befestigung für jede Art in einer besondern Anweisung beschrieben werden soll.

An dem gebogenen Lagerstücke b unterhalb des Drehzapfens o ist eine schwalbenschwanzförmige Feder d angebracht, welche bei aufwärts gerichtetem Hebel in eine entsprechende Nuth des Anschlußstückes in der Richtung von oben nach unten eingeschoben und durch Einstecken eines Stiftes e befestigt wird.

Der Stift e hängt mit einer Kette am Anschlußstücke. Wenn möglich steht die Handhabe des angesetzten Kraftmessers in gleicher Höhe mit der Handhabe des zu prüfenden Stellhebels in der Lücke zwischen zwei Stellhebeln.

Bei Umschlaghebeln mit bügelförmigen Handhaben, oder da, wo der Kraftmesser in der oben angegebenen Stellung an das Gestell anstoßen würde, wird seine Handhabe höher stehen als diejenige des Stellhebels und zwar so viel, daß die Hebel-

länge L gemessen von der Handhabe des Kraftmessers bis zur Drehachse des Stellhebels gleich $l \left(1 + \frac{1}{x}\right)$ der Hebellänge l des Stellhebels ist. x ist dabei eine einfache Zahl.

Da das Drehmoment für jede Hebellänge das Gleiche sein muß, so wird

$$Pl = pL = p \left(1 + \frac{1}{x}\right) \text{ also } P = p \left(1 + \frac{1}{x}\right) l.$$

In diesem Falle muß also die gemessene Kraft p mit $\left(1 + \frac{1}{x}\right)$ multiplicirt werden, um die gesuchte Kraft P zu finden.

Das Verhältniß $L = \left(1 + \frac{1}{x}\right) l$ steht an der Vorderseite jedes einzelnen Anschlußstückes auf einem Messingschilde angeschrieben.

Nachdem der Kraftmesser an den zu prüfenden Stellhebel angeschlossen ist, klinkt man den letzteren mit der Handhabe aus und stellt ihn dann mit der Handhabe des Kraftmessers einmal hin und her, wobei darauf zu achten ist, daß der Hebel in gleichmäßiger Bewegung bleibt und beim Einklinken am Hubende nicht über die Endstellung hinausgezogen wird.

An der Theilung der doppelten Federwaage zeigen die Schieber f und f₁ die aufgewendeten größten Kräfte an und zwar gehört zu jeder Hebelbewegung derjenige Schieber, welcher in entgegengesetzter Richtung verschoben worden ist. Zur größern Sicherheit empfiehlt es sich, jeden Hebel zweimal zu prüfen und das kleinste Ergebnis zu wählen, da zur Beschleunigung einer bewegten Masse sehr verschiedene Kräfte verwendet werden können, und deshalb ein starker Mensch mehr Kraft zur Wirkung bringen kann als nöthig ist. Beide Umstellungen sind von zwei verschiedenen starken Leuten auszuführen.

Die mittlere Stellung, an welchem die beiden Schieber bei ungespanntem Kraftmesser zusammenstoßen, entspricht bereits einer Federspannung von 4 kg, so daß an der Handhabe mit 8 kg gezogen werden muß, um den Hebel des Kraftmessers aus der Ruhestellung zu ziehen; der nächste Theilstrich beiderseits zeigt bereits einen Kraftaufwand von 10 kg an und so weiter jeder Theilstrich 2 kg mehr bis 110 kg.

Für Stellwerke, bei denen der Raum für die Bewegung der Federhülse sehr klein ist, werden Kraftmesser auf besondere Bestellung ausgeführt bei denen das Maß m Abb. 1, Taf. XX beinahe die halbe Länge hat. Diese zeigen nur Spannungen bis 60 kg und bei stärkerer Feder bis 90 kg an.

Anweisung für den Gebrauch der Anschlußstücke zum Kraftmesser.

a) Anschlußstück zu Gast'schen Umschlaghebeln.

Das Anschlußstück g ist in Abb. 2, Taf. XX in wagerechtem Schnitte dargestellt.

Es wird in der Richtung von rechts nach links an den Umschlaghebel in der Ruhelage dicht unter der bügelförmigen Handhabe so angesetzt, daß die schwalbenschwanzförmige Nuth d (Abb. 2, Taf. XX) für die Aufnahme des Kraftmessers hinter dem Hebel, mit der weitem Seite nach oben gerichtet steht und eine Nase in eine am Hebel eingefeilte Kerbe n

hineintritt. Die Einlage h, welche mit einer Kette am Anschlußstücke hängt, wird demnach so eingeschoben, daß sie rechts fest anliegt, sowie oben und unten nicht mehr vorragt und dann mit dem gestrichelten Schlüssel k durch zwei Schrauben i fest gegen den Hebel gespannt.

Alles andere ergibt sich aus der Anweisung über den Gebrauch des Kraftmessers.

b) Anschlußstück Nr. 2 zu stehenden Hebeln und Umschlaghebeln mit gewöhnlicher gerader Handhabe.

Das in Abb. 3—5, Taf. XX dargestellte Anschlußstück Nr. 2 für stehende und Umschlaghebel mit gewöhnlicher gerader Handhabe besteht aus dem zum Einsetzen des Kraftmessers bestimmten und zu diesem Zwecke schwalbenschwanzförmig genutheten Stücke A, an welches oben eine Nase B zum theilweisen Umfassen der Handhabe des Hebels und unten eine solche C zum Umklammern des letzteren angeschmiedet ist. Der Hebel ist an der letztgenannten Anschlußstelle passend und etwas keilförmig zu bearbeiten.

In der Mitte zwischen den so gebildeten Stützpunkten B und C ist am Stücke A eine Gelenkschelle D angebracht, welche um die Handhabe des Hebels von oben, zwischen Handhabe und Federklinke hinein, angelegt und mit der Flügel-schraube E angezogen wird.

Die Flügel-schraube E ist ebenfalls gelenkig am beweglichen Theile der Schelle befestigt und liegt in einem Schlitz des Hauptstückes A. Wenn sie um zwei bis drei Gewindgänge gelöst ist, kann sie aus dem Schlitz seitlich herausge-

dreht oder hineingelegt werden, so daß das Anlegen des Anschlußstückes ohne vieles Schrauben sehr rasch erfolgen kann.

Die Sitzstelle der Klemme C ist am Hebel, wenn möglich, in solcher Höhe anzufilen, daß die Handhabe des Kraftmessers mit derjenigen des Stellhebels eine gleiche Hebellänge erhält, so daß ein Umrechnen unnöthig wird.

Dieses Anschlußstück hat bis jetzt zu allen Hebeln der oben angeführten Art Verwendung finden können.

Die Ausführung der vom Kgl. preussischen Minister der öffentlichen Arbeiten mit einem Preise ausgezeichneten Kraftmesser ist der Firma Chr. Störmer, Metallgießerei in Erfurt, Löberstrasse 15, Inhaber der preussischen Staatsmedaille für gewerbliche Leistungen, übertragen worden.

Die Preise stellen sich wie folgt:

- 1) Ein Kraftmesser mit 2 Ersatzfedern in einem Holzkasten mit Handhaben zum Tragen 60 Mk.
- 2) Jedes Anschlußstück, welches an verschiedene Hebel von ähnlicher Gestalt angepaßt werden kann und für welches Platz im Kasten des Kraftmessers vorhanden ist 10 Mk.
- 3) Eine Handkurbel zum Ansetzen an den Kraftmesser bei Stellwerken mit Kurbelhebeln, wie unter 2), 12 Mk.

Für die Ausführung der Anschlußstücke und Handkurbeln sind Zeichnungen der Hebel oder Kurbeln womöglich in natürlicher Gröfse erforderlich und wenn der Kraftmesser für Stellwerke von nicht allgemein bekannter Ausführungsart bestimmt sein sollte, ist es nöthig, den Abstand derjenigen Theile genau zu kennen, an die der Kraftmesser während des Hebelweges etwa anstoßen könnte.

Technische Angelegenheiten des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.*)

Ergebnisse der Radreifenbruch-Statistik.**)

Nach den Mittheilungen des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, betreffend die Jahre 1887 bis 1894,

bearbeitet von O. Axmann, Ingenieur der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn zu Wien.

I. Einleitung.

Die hervorragende Bedeutung, welche der Radreifen als derjenige Theil besitzt, dem allein die sichere Führung der Eisenbahnfahrzeuge auf den Schienen zufällt, hat die Eisenbahn-Verwaltungen schon frühzeitig veranlaßt, der Beschaffenheit und der Verbesserung dieses Theiles der Betriebsmittel die allergrößte Aufmerksamkeit zuzuwenden. Die schwerwiegenden Folgen, welche das Schadhaftwerden der Radreifen im Betriebe Jahr für Jahr nach sich zog, ließen die Aufmerksamkeit nicht mehr einschlummern, und man begann den statistischen Erhebungen,

welche Aufschluß gewähren sollen über die Ursachen der Radreifenbrüche und die Mittel, deren Anzahl zu vermindern, immer größern Werth beizumessen.

War es zu Anfang einzelnen Bahnverwaltungen überlassen, innerhalb ihres mehr oder weniger beschränkten Wirkungskreises Forschungen anzustellen, dahingehend, die Betriebssicherheit durch Verbesserung der Beschaffenheit der Radreifen zu erhöhen, so drängte endlich der gemeinsame Nutzen und die gemeinsame Gefahr zur einheitlichen Ausgestaltung der diesbezüglichen Bestrebungen; die von einzelnen gemachten Erfahrungen mußten

*) Diese Abtheilung steht unter der Schriftleitung des Unterausschusses des Ausschusses für technische Angelegenheiten.

**) Die Kaiser Ferdinands-Nordbahn wurde auf Grund eines diesbezüglichen Beschlusses des Ausschusses für technische Angelegenheiten (Sitzung zu Hamburg 1896, Punkt VII der Tagesordnung) seitens des Unterausschusses für die Schriftleitung der Abtheilung „Technische Angelegenheiten des Vereines“ ersucht, eine Bearbeitung des genannten Gegenstandes zu veranlassen.

nach und nach zum Gemeingut aller daran beteiligten Kreise werden.

So wurden denn zunächst durch die statistischen Erhebungen einzelner Staatsministerien (so des königl. preussischen Staatsministeriums für Handel u. s. w.) die Forschungen, die bisher nur innerhalb des Bereiches einzelner Bahnverwaltungen erfolgt waren, auf grössere Ländergebiete ausgedehnt.

Immerhin fehlte noch ein einheitliches Verfahren bei den Beobachtungen, welches einen Zusammenschluß der in einzelnen Ländergebieten gewonnenen statistischen Erhebungen ermöglicht hätte.

Es konnte daher nur freudig begrüßt werden, daß das deutsche Reichseisenbahnamt es sich angelegen sein liefs, eine Radreifen-Statistik auf Grund der nach einheitlichem Verfahren vorgenommenen Erhebungen sämtlicher deutscher Eisenbahnverwaltungen ins Leben zu rufen. Die Ergebnisse dieser Statistik bildeten denn auch durch viele Jahre hindurch die Grundlage, auf welcher sich die zur Verbesserung der Beschaffenheit der Radreifen angestellten Forschungen aufbauten.

In eine neue Entwicklungsstufe traten die auf dem Gebiete der Radreifenbruch-Statistik angestellten Beobachtungen durch den in der Generalversammlung des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen (Stuttgart, August 1886) gefassten wichtigen Beschlufs, eine das gesamte Vereinsgebiet umfassende Radreifenbruch-Statistik, beginnend vom 1. April 1887 zur Einführung zu bringen, wodurch es endlich gelingen sollte, die nach einheitlichen Vorschriften angestellten Erhebungen über die Beschaffenheit und das Verhalten der Radreifen auf ein möglichst großes Verkehrsgebiet auszudehnen.

Obwohl im großen Ganzen auf denselben Bahnen weitergeführt, wie die Radreifen-Statistik des deutschen Reichseisenbahnamtes, finden die Erhebungen der Vereins-Statistik doch in mehrfacher Beziehung unter wesentlich anderen Gesichtspunkten statt. So wurde das Verfahren, die Aufzeichnungen hauptsächlich nach Bahnstrecken getrennt zu behandeln, auf welchen die Radreifenbrüche erfolgten, ohne Rücksicht auf die Bahnangehörigkeit der Reifen größtentheils verlassen und die diesbezüglichen Erfahrungen nur noch soweit gesammelt, als sie zu Untersuchungen benutzt werden konnten, bei welchen es auf die Zahl der im eigenen Betriebe eingetretenen Reifenbrüche ankam. Das Hauptgewicht wurde fortan auf die Sichtung nach Gleichartigkeit der Radreifen und somit auf deren Zugehörigkeit zu einer bestimmten Verwaltung gelegt.

Zum Schlusse dieser einleitenden Zeilen sei noch bemerkt, daß die Vereins-Statistik auf Grund der in den ersten Jahren ihres Bestehens gewonnenen Erfahrungen im Jahre 1890 namhafte Verbesserungen sowohl im Meldungsverfahren, als auch in der Art der Veröffentlichung erfuhr; daß das deutsche Reichseisenbahnamt von diesem Zeitpunkte angefangen unter Hinweis auf die Veröffentlichungen des Vereines seine eigene Radreifenbruch-Statistik wesentlich einschränkte und daß die von den betreffenden Ministerien aufgestellte und im Jahre 1894 namhaft erweiterte Statistik der Oesterreichischen und Ungarischen Eisenbahnen in ihrem auf Radreifenbrüche bezugnehmenden Theile sich eng an die Radreifen-Statistik des Vereines anschloß.

Ursachen der Radreifenbrüche.

Vor Besprechung der wichtigsten Ergebnisse der Radreifenbruch-Statistik in den Jahren 1887 bis 1894 sei in Kürze eine Uebersicht gegeben über die Ursachen der Radreifenbrüche, wie sie aus den Mittheilungen des Vereines hervorgehen. Als die allerwesentlichste Ursache der Radreifenbrüche muß nach Maßgabe der durch die Radreifenbruch-Statistik des Vereines gemachten Erhebungen die ungünstige Einwirkung niedriger Wärmegrade bezeichnet werden. Durch die diesbezüglichen Darlegungen der Statistik werden die seit Jahrzehnten im gesammten Vereinsgebiete gemachten Erfahrungen aufs Neue bestätigt, daß nämlich niedrige Wärmegrade, anhaltendes Frostwetter, häufiger Wechsel der Wärme den unheilvollsten Einfluß auf das Verhalten der Radreifen und Vollräder üben, und daß die Wintermonate der meisten Berichtsjahre durch eine erschreckend hohe Anzahl von Radreifenbrüchen gekennzeichnet werden.

Statistische Erhebungen über den Einfluß der Wärme auf das Verhalten der Radreifen waren wohl schon vor Einführung der Vereins-Statistik gang und gebe, doch beschränkten sie sich auf die Aufzählung der bei bestimmten Wärmegraden, oder in den einzelnen Monaten entdeckten Schäden, ohne gleichzeitig auf das Verhalten der einzelnen Baustoff-Arten einzugehen.

Eines der Hauptverdienste der Radreifenbruch-Statistik des Vereines besteht nun zweifellos darin, daß sie den Einfluß der Wärmeverhältnisse auf die Gattung des Stoffes der Radreifen ziffernmäßig darlegt und so den unwiderleglichen Nachweis über das ungünstige Verhalten viel verwendeter Metallarten diesen Einflüssen gegenüber erbringt.

Es ist nämlich eine schon frühzeitig beobachtete und durch die Radreifenbruch-Statistik neuerdings erwiesene Thatsache, daß Radreifen aus geflossenem Metalle, welche wegen ihrer sonstigen ausgezeichneten Eigenschaften die allergrößte Verbreitung gefunden haben, infolge von Wärme- und Witterungseinflüssen in den Wintermonaten ein weit ungünstigeres Verhalten aufweisen, als die aus geschweißtem Metalle hergestellten.

Die Streitfrage, ob der Einfluß der Kälte an und für sich, durch Gefügeveränderung und Steigerung der Sprödigkeit des Stoffes, oder ob die durch die Starrheit des gefrorenen Bodens bewirkten stärkeren Stosswirkungen die Ursache der außerordentlich zahlreichen Radreifenbrüche bilden, erscheint trotz zahlreich angestellter Versuche noch immer nicht vollkommen entschieden.

Die Thatsache aber, daß auf Radreifen aus geflossenem Metalle mit trauriger Regelmäßigkeit in den Wintermonaten ein sehr hoher Satz der Radreifenbrüche entfällt, drängt dazu, der Natur des verwendeten Baustoffes die allergrößte Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Neben den durch die Wärmeverhältnisse und durch die Natur des Metalls bedingten Ursachen der Radreifenbrüche muß dem Einflusse der Reifenstärke auf das Verhalten der Radreifen die allergrößte Wichtigkeit beigemessen werden, da ja unzweifelhaft mancherlei Bruch-Ursachen umso bedeutenderen Einfluß gewinnen, je mehr die Reifen sich ihrer Abnutzungsgrenze nähern.

Die Frage, ob es nicht geeignet erscheine, durch Einschränkung der Abnutzungsgrenze der Radreifen die Anzahl der

Brüche zu vermindern, ist wohl alt, doch wurde die Entscheidung darüber durch die Rücksichtnahme auf eine zu unwirthschaftliche Ausnutzung der Reifen stets verzögert.

Es ist demnach als ein weiteres Verdienst der Radreifenbruch-Statistik zu bezeichnen, daß ihre auf Bestandsnachweise bezogenen Erhebungen über die bei verschiedener Reifenstärke gebrochenen Radreifen zur Einsicht führten, daß sich bei Einführung einer geringern Abnutzungsgrenze, als der bisher üblichen, eine im Verhältnisse zu der durch diese Maßnahme bewirkten großen Verminderung von Brüchen nur unbedeutend geringere Ausnutzung der vorhandenen Reifen ergibt.

Außer den genannten Ursachen der Radreifenbrüche müssen als solche noch Herstellungsfehler, Bremswirkung, Fehler und Unachtsamkeit beim Aufziehen der Radreifen, Anwendung zu starken Schrumpfmässen, Querschnittsschwächungen, hervorgerufen durch gewisse Befestigungsarten, Zustand des Oberbaues und Fahrgeschwindigkeit bezeichnet werden.

Auch der Bedeutung dieser Bruch-Ursachen wird die Radreifenbruch-Statistik des Vereines größtentheils gerecht und ihre Ergebnisse liefern manche Aufschlüsse, welche bemerkenswerth erscheinen, wenn sie auch an Bedeutung an die über Wärmeinflüsse, Baustoff- und Reifenstärke gewonnenen Erfahrungen nicht heranreichen.

II. Ergebnisse der Radreifenbruch-Statistik in den Jahren 1887 bis 1894.

Zur Besprechung der Ergebnisse der Radreifenbruch-Statistik in den Jahren 1887 bis 1894 übergehend, sei zunächst eine allgemeine Uebersicht über die Anzahl der gemeldeten Schäden in Bezug auf den Bestand und die Leistungen der Radreifen und Vollräder zu geben versucht.

A. Anzahl der Schäden an Radreifen und Vollrädern, bezogen auf Bestand und Leistung.

In Hundertsteln des Bestandes ausgedrückt ergeben sich für Radreifen und Vollräder sämtlicher Betriebsmittel folgende Schadenziffern:

	Radreifen.	Vollräder.
1887 . . .	0,42 %	0,07 %
1888 . . .	0,34 "	0,07 "
1889 . . .	0,23 "	0,09 "
1890 . . .	0,46 "	0,25 "
1891 . . .	0,26 "	0,81 "
1892 . . .	0,21 "	0,41 "
1893 . . .	0,20 "	0,60 "
1894 . . .	0,17 "	0,46 "

Nach dem Durchschnitte der genannten 8 Jahre sind auf 100 Radreifen 0,28 und auf 100 Vollräder 0,35 Schäden entfallen.

Die auffallend geringen Schadensummen der Vollräder in den Jahren 1887 bis 1890 sind darauf zurückzuführen, daß in diesen Jahren Anbrüche in der Scheibe noch nicht zur Meldung gelangten. Da in den Jahren 1891 bis 1894 durchschnittlich 1300 Anbrüche in der Scheibe jährlich erfolgt sind, würden sich die Schadenziffern dieser Betriebsjahre, — eine gleich große Anzahl solcher Anbrüche in den Jahren 1887 bis 1890 vorausgesetzt —, für Vollräder auf 0,44, 0,44, 0,46, 0,60 % und der Durchschnitt 1887 bis 1894 mit 0,53 berechnen lassen.

Die oben angeführte Uebersicht liefert den erfreulichen Nachweis einer allmähigen Verminderung der Schäden an Radreifen, während bei Vollrädern unter Berücksichtigung des über die Jahre 1887 bis 1890 gesagten eine ziemlich unveränderlich bleibende Schadenanzahl zu beobachten ist.

Auf je 1000000 geleisteter Achskilometer entfiel in den Jahren 1887 bis 1894 die folgende Anzahl von Schäden und zwar für Radreifen und Vollräder zusammen bei:

	Locomotiven.	Tendern.	Wagen.	sämtlichen Betriebsmitteln.
1887 . .	0,55 %	0,99 %	0,35 %	0,40 %
1888 . .	0,34 "	0,57 "	0,29 "	0,32 "
1889 . .	0,21 "	0,33 "	0,21 "	0,21 "
1890 . .	0,33 "	0,57 "	0,45 "	0,45 "
1891 . .	0,12 "	0,22 "	0,37 "	0,33 "
1892 . .	0,10 "	0,26 "	0,26 "	0,25 "
1893 . .	0,10 "	0,23 "	0,29 "	0,26 "
1894 . .	0,09 "	0,14 "	0,24 "	0,22 "

Im Durchschnitte der Jahre 1887 bis 1894 entfielen auf eine Million geleisteter Achskilometer bei Locomotiven 0,20, bei Tendern 0,36, bei Wagen 0,31 und bei sämtlichen Betriebsmitteln 0,30 Schäden. Auch der Bezug der ausgewiesenen Schäden auf die Leistungen der Fahrbetriebsmittel zeigt sonach ein allmähiges Sinken der Schadenziffern.

B. Anzahl der auf die einzelnen Betriebsmittelgattungen entfallenden Schäden.

In Hundertsteln des Bestandes ausgedrückt entfallen für Radreifen und Vollräder zusammen auf die einzelnen Gattungen der Betriebsmittel folgende Schadenziffern:

	Locomotiven.	Tender.	Wagen.	Sämtliche Betriebsmittel.
1887 . .	0,63 %	1,01 %	0,31 %	0,36 %
1888 . .	0,43 "	0,71 "	0,26 "	0,29 "
1889 . .	0,27 "	0,44 "	0,19 "	0,20 "
1890 . .	0,43 "	0,77 "	0,41 "	0,43 "
1891 . .	0,25 "	0,47 "	0,34 "	0,34 "
1892 . .	0,14 "	0,42 "	0,23 "	0,24 "
1893 . .	0,15 "	0,37 "	0,26 "	0,26 "
1894 . .	0,13 "	0,22 "	0,22 "	0,21 "
Im Durchschnitte 1887 bis 1894	0,29 "	0,53 "	0,28 "	0,29 "
Im Durchschnitte 1891 bis 1894	0,17 "	0,37 "	0,26 "	0,26 "

Eine weitergehende Unterscheidung der auf die einzelnen Wagengattungen entfallenden Schäden an Radreifen und Vollrädern wurde mangels entsprechender Erhebungen aus den Jahren 1887 bis 1890 nur für die letzten vier Berichtsjahre erbracht; auf je 100 Räder der entsprechenden Wagengattungen entfielen folgende Schäden:

	Personen-	Post-	Gepäck- und Güter-Wagen.
1891	0,38 %	0,48 %	0,37 %
1892	0,23 "	0,27 "	0,24 "
1893	0,24 "	0,41 "	0,26 "
1894	0,12 "	0,15 "	0,23 "
Im Durchschnitte 1891 bis 1894	0,24 "	0,32 "	0,27 "

Die höchste Schadenzziffer entfiel demnach im Durchschnitte der letzten vier Berichtsjahre auf Tender-Räder mit 0,37 %, daran reihen sich die Postwagen mit 0,32 %, Güterwagen mit 0,27 %, Personenwagen mit 0,24 % und Locomotiv-Räder mit 0,17 %. Hierbei sei besonders bemerkt, daß sich die Schäden an Locomotivrädern in den letzten Berichtsjahren auffallend verringert haben. Während im Durchschnitte der Jahre 1887 bis 1894 auf 100 Räder 0,29 Schäden entfielen, zählte man im Durchschnitte der letzten vier Berichtsjahre auf 100 Räder nur 0,17 Schäden. Der geringe Verbrauch an Güterwagen-Rädern mit 0,27 % muß demnach mit Rücksicht darauf, daß die Leistungen der Güterwagen denen der Personen- und Postwagen um mehr als die Hälfte nachstehen, als ein verhältnismäßig bedeutender bezeichnet werden.

Eine Vergleichung der bei den verschiedenen Fahrzeug-Gattungen auf je 1 000 000 geleisteter Achskilometer entfallenden Schäden an Radreifen und Vollrädern führt nämlich zu folgenden Ergebnissen:

	Locomotiven.	Tender.	Personen-	Post-	Güter-Wagen.
1891	0,12 %	0,22 %	0,19 %	0,18 %	0,44 %
1892	0,10 "	0,26 "	0,18 "	0,13 "	0,31 "
1893	0,10 "	0,23 "	0,12 "	0,18 "	0,33 "
1894	0,09 "	0,14 "	0,06 "	0,06 "	0,29 "
Durchschnittlich 1891 bis 1894	0,10 "	0,21 "	0,14 "	0,14 "	0,34 "

Hierbei wurden zurückgelegt von jeder:

Postwagen-Achse . . .	46722 km,
Personenwagen-Achse . .	40145 "
Güterwagen-Achse . . .	16309 "

Es weisen hiermit in Bezug auf Leistung die Güterwagen die höchste Schadenzziffer auf, gleichzeitig erscheint auch der starke Verbrauch von Postwagenrädern durch die große Achskilometer-Leistung dieser Wagen erklärt.

III. Betriebsstörungen,

veranlaßt durch Schäden an Radreifen und Vollrädern.

Die wichtigsten durch die Beobachtungen der Radreifenbruch-Statistik gewonnenen Erfahrungen wurden in nachstehender Zusammenstellung aufgeführt:

Im Jahre	Radreifen und Vollräder auf:					
	Locomotiv-Laufachsen		Locomotiv-Kuppel- und Triebachsen		Tenderachsen	
	bremsbar	nicht bremsbar	bremsbar	nicht bremsbar	bremsbar	nicht bremsbar
	Schäden in % des Bestandes:					
1891	0,55	0,33	0,23	0,26	0,54	0,13
1892	0,31	0,20	0,11	0,15	0,44	0,29
1893	0,16	0,12	0,13	0,16	0,41	0,12
1894	—	0,09	0,17	0,12	0,23	0,14
Durchschnittlich	0,26	0,18	0,14	0,17	0,40	0,16

Aus den Aufzeichnungen ist das ungünstige Einwirken des Bremsens auf das Verhalten der Tender-Räder, sowie auch theilweise auf das Verhalten der auf Locomotiv-Laufachsen be-

Im Jahre	Anzahl der im Rechnungs- jahre vor- gekommenen Ent- gleisungen	Von sämmtlichen im Rechnungsjahre vorgekommenen			
		Entgleisungen sind auf Brüche an Rad- reifen und Vollrädern zurückzuführen		Schäden an Radreifen und Vollrädern haben Betriebs- störungen veranlaßt	
		o/o			
		bei Rad- reifen	bei Vollrädern	bei Radreifen	bei Vollrädern
1887	—	—	—	6,1	5,6
1888	—	—	—	4,4	13,4
1889	—	—	—	3,7	2,3
1890	—	—	—	5,2	5,4
1891	1186	3,6	1,4	4,7	0,9
1892	1077	3,1	0,6	4,5	0,8
1893	990	2,1	1,9	4,2	1,1
1894	960	3,2	0,7	3,8	1,1
Durchschnittlich 1887 bis 1894	—	—	—	4,7	1,8
Durchschnittlich 1891 bis 1894	—	3,0	1,2	4,3	1,0

Die in den letzten vier Berichtsjahren beobachtete allmähliche Abnahme der durch Radreifenschäden veranlaßten Betriebsstörungen, sowie die verhältnismäßig geringe Anzahl von Betriebsstörungen, welche durch schadhaft gewordene Vollräder herbeigeführt wurden, verdient als besonders erfreuliche Tatsache hervorgehoben zu werden.

IV. Einwirkung des Bremsens auf das Verhalten der Radreifen und Vollräder.

Die diesbezüglichen Erhebungen beschränkten sich lediglich auf Locomotiv- und Tenderräder. Bei Wagen wurde schon bei Einführung der Statistik auf Aufzeichnungen über die Bremsbarkeit verzichtet mit Berücksichtigung des Umstandes, daß bei den meisten Eisenbahnverwaltungen dieselben Achsen bald unter Wagen mit, bald unter solchen ohne Bremse verwendet werden, und daß es in den seltensten Fällen festgestellt werden kann, ob das bremsbare Rad unmittelbar vor dem Bruche wirklich gebremst worden ist, und andererseits auch, ob es nicht erst seit ganz kurzer Zeit unter dem Bremswagen verwendet wurde.

Für Locomotiv- und Tenderräder ergeben sich auf Grundlage der in den Jahren 1891 bis 1894 gemachten Erfahrungen folgende Verhältniszahlen:

findlichen Räder erkennbar, während sich bei Rädern auf Locomotiv-Kuppelachsen offenbar andere, mächtigere Einflüsse geltend machen.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

B a h n - O b e r b a u.

Ein Beitrag zur Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues.

(Zeitschrift für Kleinbahnen 1897, S. 358.)

Ein Vortrag, welchen Ingenieur Dr. Vietor zu Wiesbaden in der Aprilsitzung des Frankfurter Bezirksvereines deutscher Ingenieure »Ueber den Oberbau für Strafsenbahnen« im besondern Hinblick auf die Einführung elektrischen Betriebes an Stelle des Pferdebetriebes gehalten hat, liefert einen beachtenswerthen Beitrag zur Theorie des Eisenbahn-Oberbaues, den wir hier auszugsweise mittheilen. Da heutzutage fast nur noch schwellenlose Gleise aus Schienen mit breiten Füßen, welche ohne Schwellen im Gleisbette ruhen, für Strafsenbahnen Verwendung finden, so beschäftigte sich der Vortragende nur mit diesen und nicht etwa auch mit Querschwellen-Oberbau. Seine Ausführungen haben demgemäß unmittelbar nur Beziehung auf Langschwellen- und auf Schwellenschienen-Oberbau. Vietor führt den Begriff »rollende Radlast« im Unterschiede von der »ruhenden Radlast« in die Rechnung ein. Auf Grund von Messungen mit Tastervorrichtungen an Gleisen während der Darüberfahrt von Wagen und Zügen und von sonstigen auf Beobachtung und Erfahrung gegründeten Erwägungen empfiehlt Vietor zur Berechnung der rollenden Radlast Q eine Erfahrungs-Formel, in welcher der Einfluss des Achsstandes l^{cm} und der Fahrgeschwindigkeit $v^{\text{km/St.}}$ neben der ruhenden Radlast P^{kg} wie folgt zur Geltung kommt:

$$Q^{\text{kg}} = \frac{3 P^{\text{kg}}}{4 l^{\text{cm}}} \left(\frac{\text{km}^2}{v^{\text{St.}}} + 300 \right).$$

Diese Formel wird jedoch nicht als allgemein gültig, sondern nur für gesunde Verhältnisse der Strafsenbahnen, in Sonderheit für angemessene Gröfse des Achsstandes l im Ver- gleiche zur Lagestetigkeit des Gestänges gemäß der Beziehung

$$2 L < l < 2,5 L$$

als brauchbar bezeichnet. Dabei ist unter L^{cm} der Werth

$$L^{\text{cm}} = \sqrt[4]{\frac{\frac{\text{kg}}{4 F_{\text{qcm}} J^{\text{cm}^4}}}{\frac{\text{kg}}{b^{\text{cm}} C_{\text{qcm}} \cdot \text{cm}}}}$$

zu verstehen, d. i. die halbe Länge des unbiegsamen Trägers gleicher Auflagebreite b in cm , welcher unter der Wirkung der einzelnen ruhenden Radlast P auf derselben Bettung aufliegend in allen Punkten seiner Auflagefläche die gleiche Einsenkung y cm und die gleiche Oberflächenpressung der Bettung p kg/qcm aufweist, wie das betrachtete biegsame Schienengestänge unter der Druckstelle. Ferner ist E kg/qcm die Elasticitätszahl des Schienenstahles, J^{cm^4} das Trägheitsmoment des Strangquerschnittes, bezogen auf die wagerechte Schwerpunktsachse, und C kg/qcm derjenige Druck, welcher zur Erzielung der Einsenkung $y = 1 \text{ cm}$ auf die Bettungsoberfläche wirken muß. Vorausgesetzt ist, daß Einsenkungen und Bettungsdruck innerhalb derjenigen Grenzen, welche für die Lagerung von Schienen im Gleisbette in Betracht kommen, der Beziehung unterliegen

$$\frac{\text{kg}}{p_{\text{qcm}}} = C_{\text{qcm}} \cdot \text{cm} \cdot y^{\text{cm}}.$$

Zur Berechnung der Wirkung einer einzelnen Radlast auf das Gleis während der Fahrt setzt nun Vietor in die bekannten Formeln

$$\text{Bettungsdruck } p_{\text{qcm}}^{\text{kg}} = \frac{P^{\text{kg}}}{2 \cdot L^{\text{cm}} \cdot b^{\text{cm}}}.$$

$$\text{Schienenspannung } \sigma_{\text{qcm}}^{\text{kg}} = \frac{P^{\text{kg}} L^{\text{cm}}}{4 \cdot W^{\text{cm}^3}} \quad *)$$

für den ruhenden Raddruck P den oben angegebenen rollenden Raddruck Q ein, also

$$p_{\text{qcm}}^{\text{kg}} = \frac{Q^{\text{kg}}}{2 \cdot L^{\text{cm}} \cdot b^{\text{cm}}}$$

$$\sigma_{\text{qcm}}^{\text{kg}} = \frac{Q^{\text{kg}} L^{\text{cm}}}{4 \cdot W^{\text{cm}^3}}$$

und weist darauf hin, daß für W das richtig zu ermittelnde maßgebende Widerstandsmoment des Schienengestänges, d. h. nicht das volle Widerstandsmoment des Schienenquerschnittes, wenn der Schienestofs erheblich schwächer ist als die Schiene selbst, gewählt werden müsse.

Das Product aus dem Bettungsdrucke und der Strangspannung

$$p_{\text{qcm}}^{\text{kg}} \sigma_{\text{qcm}}^{\text{kg}} = \frac{(Q^{\text{kg}})^2}{8 \cdot b^{\text{cm}} \cdot W^{\text{cm}^3}}$$

enthält L nicht mehr, ist also unabhängig sowohl von der Elasticitätszahl E des Schienenstahles, als auch von der Bettungsziffer C , vielmehr abhängig außer vom Raddrucke nur noch von der Querschnittsform des Schienengestänges.

Setzt man nun für p und σ diejenigen Größtwerthe ein, welche nach den gemachten Erfahrungen zulässig erscheinen, so kann diese Gleichung dazu dienen, die für eine bestimmte Oberbauart zulässige grösste Radlast zu berechnen. Nämlich die grösste rollende Radlast

$$Q^{\text{kg}} = \sqrt{8 p_{\text{qcm}}^{\text{kg}} \sigma_{\text{qcm}}^{\text{kg}} \cdot b^{\text{cm}} \cdot W^{\text{cm}^3}}.$$

Vietor giebt an, daß für Strafsenbahnen, deren Gleise in fester Strafsendecke eingeschlossen liegen, $p = 2$ und $\sigma = 1400$ gesetzt werden dürfen, wenn für ein Gleisbett aus gutem Steinschlage und von hinreichender, etwa 18 cm betragender Tiefe, sowie für Schienen aus gutem Stahle mit einer Festigkeit von etwa 70 kg/qcm und von hinreichender Gleichmäßigkeit und Dichtigkeit des Gefüges Sorge getragen werde. Unter diesen Annahmen wird die rollende Radlast

$$Q^{\text{kg}} \leq 150 \frac{\text{kg}}{\text{qcm}} \cdot \sqrt{b^{\text{cm}} \cdot W^{\text{cm}^3}}$$

und demnach die ruhende Radlast

$$P^{\text{kg}} \leq \frac{200 \cdot l^{\text{cm}} \cdot \sqrt{b^{\text{cm}} \cdot W^{\text{cm}^3}}}{\left(\frac{\text{km}}{v^{\text{St.}}} \right)^2 + 300}.$$

Es bleibt zu wünschen, daß ähnliche Erfahrungs-Formeln, womöglich für Querschwellen-Gleise brauchbar, auch für die Bedürfnisse der Hauptbahnen aufgestellt würden.

*) Vergl. Zimmermann. Die Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues.

Sandberg's neue Schienenquerschnitte *).

(Engineering 1896, 13. November und 1897, 29. Januar.)

Auch Sandberg hat bei den von ihm eingeführten Schienenquerschnitten die allgemeine Erfahrung gemacht, daß die Stöße den wachsenden Betriebsanforderungen nicht gewachsen sind, daß namentlich die Schienenenden in die Laschen einschneiden. Das Ausbesserungsverfahren, welches in die entstandenen Fugen dünne Stahlbleche einlegt, hat er zu verbessern gesucht, indem er in Blei Abdrücke von der genauen Gestalt der entstandenen Fugen nahm und die Einlagen danach formte. Zugleich arbeitete er aber 1894 eine neue Reihe von breitfüßigen Schienenquerschnitten aus, bei denen sowohl das Auflager der Schwelle, als auch die Druckfläche der Lasche an der Schiene ganz erheblich vergrößert wurde. Diese Querschnitte werden in Schweden, Belgien und in China verwendet.

*) Organ 1889, S. 246, 1890, S. 29.

Mit dem Streben nach Vergrößerung der Tragflächen ist Sandberg im Einklange mit den übrigen Beobachtern, übrigens zieht er aber Schlüsse aus seinen Erfahrungen, die zum Theile eigenartig sind. So hält er die Erhöhung des Gewichtes der Laschen für fehlerhaft, weil dadurch ein schwererer Ambos geschaffen werde, in den die Schienen um so schneller einschneiden. Er empfiehlt gegenüber dem Streben, die Laschen mit den Schienen von gleicher Tragfähigkeit zu machen, das Zusammenrücken der Stofsschwellen bis auf das mit Rücksicht auf die Unterstopfung geringst zulässige Maß und ist damit in Einklang mit anderen Vorschlägen; dabei will er aber die Laschen möglichst leicht gestalten, und erwägt, ob es nicht richtiger sei, die starke Winkellasse wieder durch die alte Flachlasche zu ersetzen und zum ruhenden Stofse zurückzukehren; als einzigen Hinderungsgrund für dieses Vorgehen erkennt er die Nothwendigkeit, dann vier Nägel zur Verhinderung des Wanderns auf der Stofsschwelle anzubringen und dafür den Schienenfuß viermal auszunutzen.

Maschinen- und Wagenwesen.**Anfahr- und Wechsellvorrichtung für Verbundlocomotiven.**

(Railroad Gazette 1897, März, S. 222. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 8 u. 9, Taf. XIX.

Die Schenectady-Locomotivwerke (N.-Y.) verwenden neuerdings für zweicylindrige Verbundlocomotiven die in Abb. 8 u. 9, Taf. XIX dargestellte, von Pitkin und Sague entworfene Anfahr- und Wechsellvorrichtung, welche den Locomotivführer in den Stand setzt, mit Zwillings- oder Verbundwirkung zu fahren. Die in der Niederdruckseite und zwar unterhalb der Rauchkammer im Cylinderkörper angeordnete Vorrichtung wirkt in folgender Weise:

Soll die Locomotive mit Zwillingswirkung anfahren, so läßt der Führer mittels eines Dreiwegehahnes Dampf hinter den Kolben J (Abb. 9, Taf. XIX), wodurch dieser in die Stellung Abb. 8, Taf. XIX gebracht und das Ventil C geöffnet wird. Wird nun durch Öffnen des Reglers Dampf in die Kammer E eingelassen, so wird das Anlaßventil A auf seinen Sitz F gedrückt (Abb. 8, Taf. XIX); der Dampf tritt einerseits in den Hochdruckcylinder und, nachdem er gearbeitet hat, durch den Zwischenbehälter und das Blasrohr ins Freie, andererseits aber auch in den Niederdruckcylinder, nachdem seine Spannung durch die Wirkung des Druckverminderungsventiles B auf etwa die Hälfte vermindert wurde. Die Locomotive arbeitet nunmehr mit frischem Dampfe in beiden Cylindern.

Will der Führer die weitere Fahrt mit der Locomotive, wie es im Allgemeinen geschieht, unter Verbundwirkung zurücklegen, so legt er den Griff des Dreiwegehahnes wieder in die Anfangsstellung zurück, womit der Druck auf den Kolben J aufhört; letzterer wird durch eine Wickelfeder in die Stellung Abb. 9, Taf. XIX gedrückt, und dadurch das Ventil C geschlossen. Durch den wiederholten Auspuff aus dem Hochdruckcylinder steigt nun der Druck im Zwischenbehälter so lange, bis der Druck auf die rechte Seite des Ventiles A den durch den Frischdampf auf die linke Seite ausgeübten überwindet und

durch Bewegen dieses Ventiles nach links die Öffnungen G schließt (Abb. 9, Taf. XIX). Der Abdampf des Hochdruckcylinders gelangt jetzt nach dem Niederdruckcylinder, die Locomotive arbeitet mit Verbundwirkung weiter. Um die aus Durchblasen der Kolbenringe entstehenden Dampfverluste zu vermeiden, legen sich bei dieser Stellung das Anlaßventil A und das Druckverminderungsventil B dampfdicht auf ihre Ruheflächen.

Will der Führer auf einer starken Steigung die Locomotive wieder mit Zwillingswirkung arbeiten lassen, so bringt er den Dreiwegehahn wieder in die Stellung, welcher er beim Anfahren mit Zwillingswirkung einnahm. Der Kolben J überwindet den auf dem Ventile C lastenden, im Zwischenbehälter herrschenden Dampfdruck um so leichter, als er zunächst das Ventil K öffnet, wodurch das Ventil B zum größten Theile entlastet wird. Sobald dieses Ventil offen ist, fällt der Druck im Zwischenbehälter, das Anlaßventil A wird auf seinen Sitz F gedrückt und so die Zwillingswirkung wieder hergestellt.

Soll die Locomotive auch mit Verbundwirkung anfahren, so wird nach dem Öffnen des Reglers das Ventil A durch den in der Kammer E herrschenden Druck auf seinen Sitz F gedrückt (Abb. 8, Taf. XIX). Der Niederdruckcylinder erhält dann Dampf durch die Öffnungen G und der Abdampf des Hochdruckcylinders strömt, weil Ventil C in der Ruhestellung geschlossen ist, so lange in den Zwischenbehälter, bis der Druck in diesem so hoch steigt, daß das Ventil A die Stellung Abb. 9, Taf. XIX einnimmt. Dann sind die Öffnungen G geschlossen, der Eintritt frischen Dampfes in den Niederdruckcylinder hört auf und die Locomotive arbeitet mit Verbundwirkung. Zur Vermeidung schädlicher Stöße ist die Kolbenstange des Anlaßventiles A mit einem Oelbuffer versehen.

Eine Anzahl sechssachsiger, vierfach gekuppelter Verbundlocomotiven der Northern Pacificbahn*) ist mit dieser Anfahr-

*) Organ 1897, S. 66.

und Wechsellvorrichtung ausgerüstet. Auch bei größter Leistung der Locomotiven und voll geöffnetem Regler geht die Umwandlung der Verbundwirkung in Zwillingswirkung und umgekehrt anstandslos, namentlich ohne jede Stoswirkung auf den Zug von Statten. —k.

Drehgestell aus geprefstem Stahlbleche.

(Engineering 1897, Januar, S. 106. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 15 bis 18 auf Taf. XX.

Das von der Leeds Forge Company für Wagen der Barsi-Nebenbahn mit 762 mm Spurweite gelieferte Drehgestell von 1295 mm Achsstand ist aus geprefstem Stahlbleche hergestellt, seine Einzelheiten gehen aus den Abb. 15 bis 18 Taf. XX ohne Weiteres hervor. Aufser der Drehbewegung läßt das Gestell auch eine seitliche Bewegung zu.

Die auf den Tragbalken (bolster) kommende Last wird durch vier Wickelfedern auf die, die Achsbüchsen aufnehmenden Längsträger übertragen; an jedem Ende des Tragbalkens liegen zwei dieser Federn, von denen bei unbeladenem Wagen nur die äufsere, welche etwas höher, als die innere bemessen ist, in Wirkung tritt.

Die auf sämtliche Räder des Drehgestelles wirkende

Handbremse liefert sowohl auf gerader Strecke, als auch in Gleisbögen gleichen Bremsklotzdruck.

Auf einer Versuchsstrecke der Barsi-Bahn wurden Gleisbögen von 45,7 m Halbmesser mit anschließenden Gegenbögen gleicher Krümmung von mit diesem Drehgestelle ausgerüsteten vierachsigen Wagen mit 8534 mm Drehgestellmitten-Abstand ohne Anstand durchfahren. —k.

Elektrische Beleuchtung der Eisenbahnzüge von Moskovitsch.

(Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Maschinen-Industrie 1897, S. 60.)

Die Pennsylvania-Bahn hat auf der Linie New-York-Philadelphia versuchsweise einige Wagen mit der folgenden Beleuchtungseinrichtung versehen. Jeder Wagen enthält eine von einer Achse angetriebene Dynamomaschine von 150 kg Gewicht, die aber nur bei Geschwindigkeiten über 13 km/St. Strom liefert. Die Polarität wird bei Aenderung der Fahrrihtung selbstthätig gewechselt. Unter jedem Wagen befinden sich zwei Gruppen von Speichern, von denen die eine geladen wird, während die andere Strom für die Beleuchtung liefert. Bei einem gewissen Grade der Entladung wechseln sich die beiden Gruppen selbstthätig aus. Jede Gruppe enthält 32 Elemente, wiegt 350 kg und speichert Strom für 6 Stunden Erleuchtung des Wagens.

Aufsergewöhnliche Eisenbahnen.

Der Zahnstangen-Oberbau für die Jungfraubahn*) von E. Strub.

(Schweizerische Bauzeitung 1897, S. 97. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 7 bis 14 Taf. XX.

Für die Jungfraubahn waren an den Oberbau hauptsächlich die folgenden Anforderungen zu stellen:

Der Oberbau muß so stark sein, daß er vergleichsweise wenig Unterhaltung erfordert, da hierfür die Zeit äußerst beschränkt ist.

Er muß einfach in der Zusammensetzung und so lang in den Einzeltheilen sein, dass er in der großen Höhe leicht zerlegt, ausgewechselt und ausgebessert werden kann.

Er muß für schwere Züge genügen, da der plötzliche Andrang bei gutem Wetter den Betrieb mit schweren Zügen unabweislich machen wird.

Bei der langen, starken Steigung ist die Sicherung gegen Ausheben der Zahnräder besonders sorgfältig zu gestalten.

Unter Beachtung dieser Forderungen hat E. Strub seinen preisgekrönten Oberbau von 1,0 m Spur mit drei Schienen auf gemeinsamen eisernen Querschwellen entworfen, welcher in Abb. 7 bis 14 Tafel XX dargestellt ist.

Dem Entwurfe liegt folgende Lastannahme zu Grunde:

1 Antriebswagen, zugleich mit 30 Sitzplätzen Eigenlast,	15 000 kg
1 Anhängewagen mit 50 Sitzplätzen	5 400 „
80 Reisende	5 600 „
	26 000 kg

Bei 250 ‰ Steigung entspricht dem ein Zugwiderstand von $26000 \cdot \frac{250+10}{1000} = 6760$ kg, und bei 8,5 km/St. Fahrgeschwindigkeit

keit eine Leistung an den Radreifen von: $\frac{6760 \cdot 8500}{75 \cdot 60 \cdot 60} = 212$ P. S.

Deshalb sind am Triebwagen zwei Antriebe von je 125 P. S. vorgesehen, die mit doppeltem Vorgelege auf zwei Triebachsen wirken. Der stärkste Zahndruck beträgt 3,3 t, die höchste Belastung eines Laufrades 3,4 t. Fahrgeschwindigkeit und Zugbelastung sind bei den bisherigen Zahnradbahnen mit Dampftrieb und 80 cm Spur nur 7 km/St. und 48 Reisende.

Die Anordnung des Oberbaues geht mit den wichtigsten Massen aus den Abb. 7 bis 13 Tafel XX hervor. Die Schienen bestehen aus Flusstahl, die Schwellen aus Flusseisen, die Schienenlänge von 10,5 m entspricht genau drei Zahnstangenlängen von 3,5 m. Die Schiene ist die der Wengernalp-Bahn mit 20,6 kg/m Gewicht und 72 cm³ Widerstandsmoment. Die die Klemmplatten der Stosfswellen umgreifenden, ausgeklinkten Winkelaschen übertragen den Längsschub auf die Stosfswellen. Die Stosfuge ist um 45° schräg gelegt. 50 mm von jedem Laschenende ist in einer Linie mit den Laschenbolzen ein 19 mm weites Loch zur Aufnahme der »Chicago Railboud« Anordnung für die Stromrückleitung vorgesehen. Die 18 m lange Schwelle wiegt 37 kg oder 20,3 kg/m.

Die Klemmplättchen haben theils 12 mm, theils 14 mm Ansatz um die 1000 mm Spur in Bögen von 150 bis 200 m Halbmesser um 2 mm, in solchen von 100 m Halbmesser um 4 mm zu erweitern. Schiene und Schwelle erscheinen für den ruhigen Raddruck kräftig gewählt.

Der eigenartige Theil des Oberbaues ist die Zahnstange, welche Schienenquerschnitt mit sehr hohem noch oben erbreitertem Kopfe hat (Abb. 10 Taf. XX). Der Kopf wird von Klauen umgriffen, welche das Ausheben der Zähne verhindern

*) Organ 1896, S. 246.

und zugleich zu Nothbremsungen dienen (Abb. 14 Taf. XX). Der Kopf der Schiene wird zum Aushobeln der Zähne benutzt. Steg und Fuß sind diesen Theilen der Schiene gleich, ebenso die Befestigungsmittel, so dass die Zusammensetzung des Oberbaues einfach ist. Der Zahnstangenstofs wird wie ein Schienenstofs durch zwei Winkellaschen gedeckt, welche an einem Ende zum Umgreifen der Klemmplatten auf einer Stofsschwelle ausgeklinkt sind. Der Boden der Zahnücke ist nach beiden Seiten geneigt, damit fremde Körper nach beiden Seiten herausfallen, und bei zu tiefem Eingriffe das Metall mitten leicht weggedrückt werden kann. Die Radzähne sind in der Mitte um 3 mm dicker, als an den Rändern (Abb. 13 Taf. XX), damit der Zahndruck thunlichst scharf in der Mittellinie der Stange gehalten wird. Für die Gleisbögen wird die fertige Zahnschiene entsprechend seitlich gekrümmt. Die Sicherung der Zahnschiene mittels der Laschen gegen Längsverschiebung ist besonders wichtig, weil die Radzähne nur wenige mm über der Kante der Stangenzähne hinstreichen, und kleine Längsverschiebungen daher an den Stößen schon ein Aufsetzen der Zähne zur Folge haben können.

Die Zahnschiene hat 4500 kg/qcm mittlere Zugfestigkeit bei 20 % Drehung und wiegt 34 kg/m gegen 51,6 kg/m der Wengernalp-Bahn.

Die Sicherheitsklauen gestatten stärkere Neigungen als 25 %, besonders bei elektrischem Betriebe, wo der Zahndruck unveränderlich ist und sich auf beide Räder gleichmäßig vertheilt, wo ferner senkrechte Kräfte nur aus dem Schube des Wagengewichtes, dem Zahndrucke und der Zahnreibung, nicht aber auch aus den Triebwerkstheilen entstehen, wie bei der Dampflocomotive. Die übliche Zahnradbremse, welche meist als Hilfsbremse für den Fall des Versagens der Fahrbremse vorgesehen ist, ist hier durch die leicht selbstthätig, oder für den Handbetrieb einzurichtenden Klauen ersetzt, Zahnräder, Zahnradachsen und Bremsscheiben kommen daher an allen Anhängewagen für Personen und Güter in Wegfall. Außerdem soll bei selbstthätigen Zahnradbremsen der anfängliche Freigang

und daher der Bremsweg groß sein, die Klaue soll dem gegenüber eine sicherere Stellung des Zuges gewährleisten.

Das Gewicht des ganzen Oberbaues beträgt 125 kg/m, während das der Wengernalp-Bahn bei nur 80 cm Spur 130 kg/m wiegt.

Die vom Bochumer Vereine roh gelieferte Zahnschiene wird von der L. v. Roll'schen Gesellschaft durch Bohren, Sägen und Fräsen gezahnt und zugerichtet, die Herstellung in kaltem Zustande ist billiger, als die der älteren Zahnstangenarten.

Dieser Oberbau ist vom schweizerischen Eisenbahndepartement genehmigt und von Guyer-Zeller für die Strecke Scheidegg-Grindelwaldblick von 4092 m wagerechter Länge bei Stumm in Neunkirchen bestellt. Die wichtigsten Hauptverhältnisse dieser Strecke sind die folgenden:

Die Strecke enthält zwei Abschnitte, I 2036 m lang bis Eigergletscher, II 2056 m lang bis Grindelwaldblick. Die stärkste Neigung von 25 % kommt in I nicht, in II auf 87 % der Länge (1789 m) vor. Von II liegen 434 m offen, 1622 m im Tunnel. Die durchschnittliche Steigung in I ist 12,6 %, in II 23,8 %; wagerechte Strecken sind zur Vermeidung von Auflaufen, Stößen und des Lärmes der leerlaufenden Zahnräder ganz ausgeschlossen. Bahnhof Scheidegg hat 1 1/2 %, Eigergletscher 7 % und Grindelwaldblick 12 1/2 % Neigung. Die hohlen Gefällsausrundungen haben 500 m, die gewölbten 1000 m Halbmesser. Der kleinste Krümmungshalbmesser der offenen Strecke beträgt 100 m, der im Tunnel 200 m, der Weichenhalbmesser ist auf 80 m festgesetzt. I enthält 56 % oder 1132 m, II 13 % oder 273 m krumme Strecke. Die Höhenlagen sind: Scheidegg 2064 m, Eigergletscher 2321 m, Tunnelleingang 2420 m, Grindelwaldblick 2812 m über dem Meere.

Die Weichen (Abb. 12 Taf. XX) haben bewegliche Zahnstangenstücke, die durch einen einzigen Weichenhebel verstellt werden, wobei an der Kreuzungsstelle der Zahnstange mit der Laufschiene die erstere ausgeschnitten ist, um ungehindertes Befahren der Weiche mit den Sicherheitsklauen der Fahrzeuge zu ermöglichen.

Technische Litteratur.

Geschichte der Eisenbahnen der Oesterr.-Ungar. Monarchie. Zum fünfzigjährigen Regierungs-Jubiläum Sr. K. u. K. Apostol. Majestät Franz Joseph I. Unter dem Protectorate Sr. Exc. des k. k. Finanzministers Herrn Dr. Leon Ritter v. Biliński, unter besonderer Förderung Sr. Exc. des k. k. Eisenbahnministers Herrn Fml. Ritter v. Guttenberg, unter Mitwirkung des hohen k. u. k. Reichskriegsministeriums und hervorragender Fachmänner, herausgegeben vom Oesterr. Eisenbahnbeamten-Verein. Wien, Teschen, Leipzig, Karl Prochaska 1897.

Die zweite uns vorliegende Lieferung beweist durch die Vollständigkeit und das Geschick der Darstellung, sowie durch die Güte der bildlichen Darstellungen, daß hier ein Werk entsteht, welches von größter Bedeutung für die Fachkreise nicht allein, sondern durch die fesselnde Darstellung eines der wichtigsten Culturmittel der österreichisch-ungarischen Monarchie voller Anregung für alle Gebildeten sein wird. Ueber das weitere Erscheinen werden wir berichten. Die Schilderung der Anfänge des Eisenbahnwesens in England, Amerika, Deutschland und Frankreich in den erschienenen Heften giebt uns Veranlassung, das Werk schon jetzt angelegentlichst zu empfehlen.