

### Die ersten Versuchsbauarten der Großgüterwagen der Deutschen Reichsbahn.

Von Oberregierungsbaurat **Gustav Laubenheimer**, Mitglied des Eisenbahn-Zentralamts Berlin.

Hierzu Tafel 38 bis 40.

Der erste Großgüterwagenpendelzug der Deutschen Reichsbahn wurde Anfang Juli d. Js. bei der Reichsbahndirektion Magdeburg in Dienst gestellt. Er besteht aus 20 Großgüterwagen mit Selbstentladevorrichtung von je 50 t Ladegewicht und verkehrt zur Beförderung von Braunkohlen für die Deutschen Solvay-Werke zwischen Trebbichau und Bernburg. Die Wagen dieses Zuges stellen eine der zehn Versuchsbauarten dar, die zunächst zur Ausführung kommen, um aus den mit ihnen gewonnenen Betriebserfahrungen die zukünftige Einheitsbauart der Großgüterwagen entwickeln zu können.

Von jeder Versuchsbauart wurden während der Eisenbahntechnischen Tagung des Vereins Deutscher Ingenieure vom 21. September bis 19. Oktober d. Js. einzelne Wagen auf dem Bahnhof Seddin ausgestellt.

Die Verwendungsarten der Großgüterwagen hat der Verfasser bei der Eisenbahntechnischen Tagung in Berlin in dem ersten Vortrag am 22. September: »Die Organisation des Gütermassenverkehrs unter Verwendung von Großgüterwagen mit Selbstentladung« eingehend erläutert\*).

Die konstruktive Durchführung der Entwürfe für die ersten Versuchsausführungen der Großgüterwagen ist nach folgenden beiden Gesichtspunkten bearbeitet worden:

Einerseits handelte es sich darum, bei dem für unsere bisherige Entwicklung der Güterwagen außergewöhnlich großen Schritt in der Steigerung des Ladegewichts von 20 auf 50 t einen Wagen zu schaffen, der in seiner Bauart, seinem Eigengewicht und seinen Größenabmessungen die größtmöglichen Vorteile in sich zusammenfaßt, die einen betriebstechnischen Gewinn für die Eisenbahnverwaltung darstellen. Andererseits mußte auch darauf Rücksicht genommen werden, einen Wagen auszubilden, der seinen Benutzern die größten erreichbaren volkswirtschaftlichen Vorteile und damit zugleich einen Anreiz bieten sollte zur Umstellung der Privatindustrie auf die bei uns bisher noch nicht übliche amerikanische wagen- und betriebstechnische Verkehrsentwicklung. Nur die Zusammenfassung beider Forderungen kommt dem Ideal eines Verkehrsmittels nahe, das dann erreicht wird, wenn die Selbstkosten aller Beteiligten auf den geringsten Betrag sinken.

Da die Großgüterwagen in erster Linie für die Beförderung der Massengüter, die zugleich Schüttgüter (Kohlen, Koks, Erz, Sand, Kies) sind, in Frage kommen, so war bei einem Neuentwurf die Aufgabe der schnellen Entladung dieser Güter ohne weiteres gegeben, und es fragte sich, ob es unter den heutigen Verhältnissen noch überhaupt für zweckmäßig angesehen werden darf, Großgüterwagen ohne Selbstentladevorrichtung zu bauen. Die Vorteile für die Verkehrstreibenden sind bei der Selbstentladung so groß, und werden gerade unter den jetzigen ungünstigen außenpolitischen und wirtschaftlichen Verhältnissen so zwingend, daß man vom allgemeinen wirtschaftlichen Standpunkt aus diese Frage unbedingt verneinen muß. 50 t Kohlen oder Koks bei den heutigen

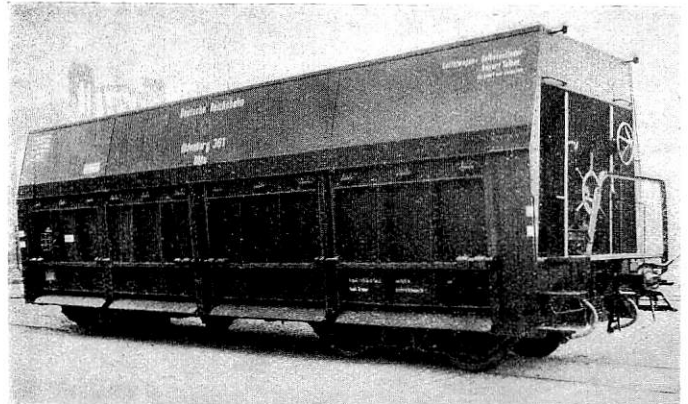
\*) Siehe auch Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure Nr. 38 vom 23. 9. 1922, Laubenheimer: »Großgüterwagen für Massenverkehr« und Verkehrstechnische Woche, Sonderausgabe: »Der Eisenbahnwagenbau« Juli 1923, Laubenheimer: »Die ersten Großgüterwagen der Deutschen Reichsbahn.«

aufserordentlich hohen Löhnen der Handarbeiter von Hand entladen zu wollen, wenn es möglich ist, eine einfache mechanische Entladung schnell und billig bewerkstelligen zu können, würde eine derartige Verschwendung von Zeit und unproduktiven Ausgaben bedeuten, daß sie geradezu als wirtschaftlich unverantwortlich bezeichnet werden müßte.

Die Entwürfe der zunächst zur Ausführung gelangten Versuchsbauarten sind in Zusammenarbeit mit dem Eisenbahn-Zentralamt von folgenden Wagenbauanstalten durchgeführt worden:

Fried. Krupp A. G., Lowa, Essen-Ruhr,  
Linke-Hofmann-Lauchhammer A. G., Breslau,  
Oberschlesische Eisenbahn-Bedarfs-A. G., Gleiwitz,  
Orenstein & Koppel A. G., Berlin,  
Waggonfabrik L. Steinfurt A. G., Königsberg,  
Waggonfabrik Gust. Talbot & Cie. m. b. H., Aachen,  
Waggonfabrik A. G. Uerdingen, Uerdingen (Rhein).

Abb. 1. 50 t-Großgüterwagen (Sattelwagen-Selbstentlader) Bauart Talbot. Seitenansicht.



Bei dem Entwurf der Selbstentlader wurde nach zwei Richtungen vorgegangen. Es wurden in Anlehnung an die bekannten Sattelbodenselbstentlader zwei Bauarten (Sattelwagen von Talbot (Textabb. 1 und Abb. 1 bis 4 auf Taf. 38) und Uerdingen (Textabb. 2 und 3 und Abb. 9 bis 12 auf Taf. 38) entworfen, die lediglich zur Beförderung von Schüttgütern mit beiderseitiger Entladung bestimmt sind. Auf die Forderung, das gesamte Ladegut hierbei nach beliebiger Richtung, rechts oder links, entladen zu können, wie es bei den sogenannten Talbotwagen möglich ist, wurde von vornherein verzichtet. Diese Forderung hätte wagenbautechnisch sich ungünstig dahin ausgewirkt, daß der Wagen bei dem dann eintretenden geringen Fassungsvermögen auf die Längeneinheit länger und schwerer als die jetzigen Bauarten geworden wäre. Bei neu zu entwerfenden Entladeanlagen für Großmassenbezug können diese zudem zweckmäßig für beiderseitige Entladung entworfen werden, weil dadurch der Schüttkegel verbreitert und die räumliche Entladefähigkeit vergrößert wird.

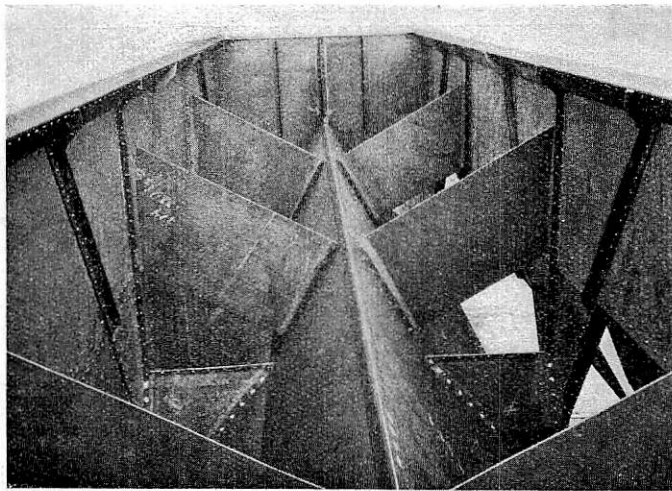
Aus diesem Grunde schieden auch Entwürfe von Bodentladern, bei denen das Ladegut durch Bodenklappen

zwischen die Schienen des Gleises entladen wird, aus. Rein wagenbautechnisch haben diese Wagen ja allerdings den Vorteil, daß man keine Öffnung der Seitenwände wie bei den Seitenentladern nötig hat und infolgedessen mit einfachen Mitteln einen sehr steifen Wagenkasten bauen kann. Der schmale Schüttkegel der Bodenentleerer gegenüber den Seitenentladern bleibt aber immer ein großer Nachteil für eine günstige Stapelfähigkeit der Schüttgüter. Die amerikanischen Eisenbahnverwaltungen, die früher fast ausschließlich die Bodenentleerer bevorzugten, gehen wohl auch aus diesem Grunde neuerdings in einem stärkeren Maße zum Seitenentleerer über.

Abb. 2. 50 t-Großgüterwagen (Sattelwagen-Selbstentlader) Bauart Uerdingen. Seitenansicht.



Abb. 3. 50 t-Großgüterwagen (Sattelwagen-Selbstentlader) Bauart Uerdingen. Ansicht von oben.

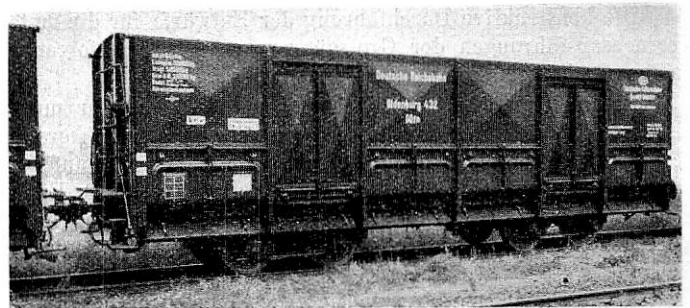


Die Verwendung der Sattelwagen beschränkt sich naturgemäß auf die Beförderung von Schüttgütern, während sie für Stückgüter nicht verwendet werden können. Da die Beförderung von Schüttgütern meist nur in einer Verkehrsrichtung erfolgt, so ist ein Leerrücklauf dieser Wagen fast stets erforderlich. Dieser Umstand ist für den Pendelverkehr zur Abfuhr der Schüttgüter aus den Massenverkehrsgebieten belanglos, da hier die Güterausfuhr die Einfuhr bei weitem übersteigt und infolgedessen immer ein großer Prozentsatz der Wagen wieder leer zurückgeführt werden muß. Für den allgemeinen freizügigen Verkehr der einzelnen Güterwagen ist es jedoch höchst erwünscht, einen Wagen zur allgemeinen Verwendung zu besitzen, d. h. einen Wagen zu erhalten, der sowohl wie die gewöhnlichen offenen Güterwagen mit flachem Boden und Seitentüren zur Handentladung geeignet ist, wie auch als Selbstentlader zur mechanischen Entladung der Schüttgüter Verwendung finden kann.

Bereits im Jahre 1906 hatte der preussische Minister der öffentlichen Arbeiten einen Wettbewerb zur Gewinnung derartiger

Entwürfe ausgeschrieben, der aber keine befriedigende Lösungen ergab. Die preisgekrönten Entwürfe brachten nur eine selbsttätige Teilentladung der Wagen, während der Rest des Ladegutes von Hand ausgeschaufelt werden mußte. Lediglich der Ziehlsche Entwurf, der bereits mit gutem Erfolg bei den Oberschlesischen Schmalspurbahnen zur Ausführung gelangt war, bot die Grundlagen für die zukünftige zweckentsprechende Weiterentwicklung, wie sie bei den drei Großgüterwagenentwürfen (Krupp, Linke-Hofmann-Lauchhammer A. G. und Orenstein & Koppel) mit verschiedener konstruktiver Durchführung weiter entwickelt werden konnten. Bei den Schmalspurwagen war es Ziehls gelungen, nach Öffnung der Seitenwandverschlüsse den flachen Wagenboden durch die Lademasse selbsttätig in einen Sattel umstellen zu lassen und eine restlose Entladung hierdurch zu bewirken, weil die verhältnismäßig geringe Höhe der Schüttmassen das Aufbrechen des Ladegutes ermöglichte. Bei 15- und 20 t-Wagen war jedoch dieser Vorgang infolge der größeren Höhe nicht mehr möglich. Der Flachbodenwagen mußte erst durch Aufrichtung eines Hilfssattels für die spätere Selbstentladung vorbereitet werden. Dieser Grundgedanke ist in den bekannten »Malcher-Wagen« der Oberschlesischen Eisenbahn-Bedarfs-A.G., Gleiwitz zur Ausführung bei 15- und 20 t-Wagen gebracht worden. Der in seiner Längsrichtung dreiteilige Wagenboden kann durch Aufstellung der beiden äußeren Bodendrittel unter  $45^{\circ}$  Neigung einen Sattel zur selbsttätigen Entladung bilden.

Abb. 4. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Malcher. Seitenansicht.



Nach diesem Grundsatz sind die Großgüterwagenbauarten der Oberschlesischen Eisenbahn-Bedarfs-A. G., Gleiwitz (Textabb. 4 und Abb. 1 bis 4 auf Taf. 39) der Waggonfabrik L. Steinfurt A. G., Königsberg (Textabb. 5 und 6 und Abb. 5 bis 8 auf Taf. 39) und der erste Entwurf der Waggonfabrik A.-G. Uerdingen (Textabb. 7 bis 9 und Abb. 13 bis 16 auf Taf. 38), von dem ein Wagen schon auf der Münchener Gewerbeschau im Jahre 1922 ausgestellt war, durchgeführt worden.

Wagen dieser Bauart haben allerdings immer den Nachteil, daß man schon vor der Beladung (z. B. mit Kohlen) wissen muß, in welcher Weise die Entladung, selbsttätig oder von Hand, erfolgen soll. Wird die Aufrichtung des Sattels vor der Beladung vergessen, so ist natürlich die schnelle und billige Selbstentladung nicht möglich. Sie stellen infolgedessen noch nicht das Ideal eines sogenannten Flachbodenselbstentladers dar.

Das Ideal dieser Bauart wird erst dann erreicht, wenn man ohne jede Vorbereitung vor dem Beladen den Wagen jederzeit beliebig als Flachbodenwagen oder als Selbstentlader bei der Entladung benutzen kann. Diese Forderung ist bei den drei Bauarten Krupp-Lowa (Textabb. 10 und 11 und Abb. 9 bis 12 auf Taf. 39), Linke-Hofmann-Lauchhammer A.-G. (Textabb. 12 und Abb. 13 bis 16 auf Taf. 39) und Orenstein & Koppel, Berlin (Textabb. 13 und 14 und Abb. 1 bis 4 auf Taf. 40) erreicht worden.

Auch die amerikanischen Eisenbahnverwaltungen haben neuerdings den Grundsatz der allgemeinen Verwendbarkeit ihrer Großgüterwagen als Flachbodenselbstentlader angestrebt. Man hat sogar Bauarten entworfen, die wahlweise als Flachbodewagen, Bodentleerer oder Seitentleerer verwendet werden können. Diese Konstruktionen ergeben aber als Selbstentlader keine restlose, sondern nur eine teilweise Selbstentladung.

Abb. 5. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Steinfurt. Seitenansicht.

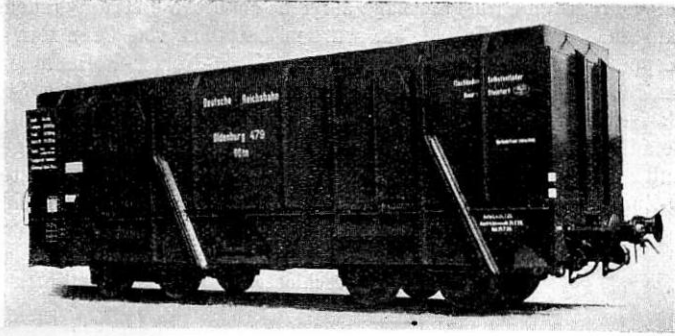
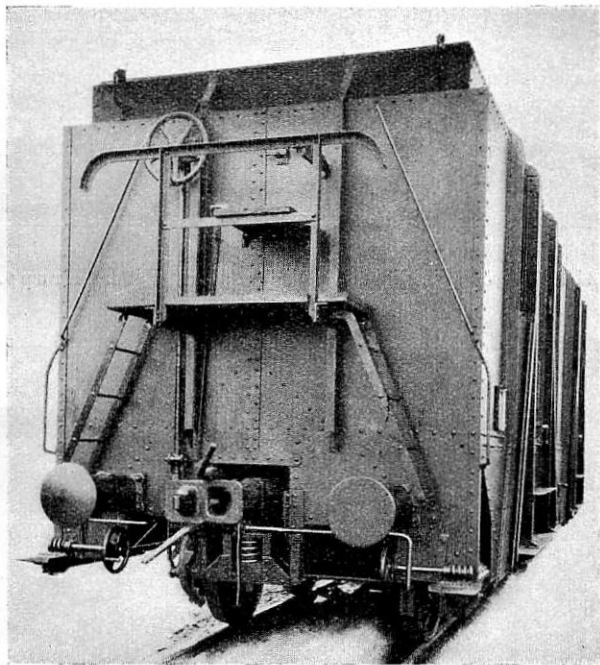


Abb. 6. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Steinfurt, Stirnseitenansicht.



Die einzige deutsche Bauart, die sich an diese amerikanischen Vorbilder anlehnt, ist der zweite Entwurf der Waggonfabrik Gust. Talbot & Cie. m. b. H., Aachen (Textabb. 15 und Abb. 5 bis 8 auf Taf. 38). Die Wagen der genannten neun Bauarten haben rund 12 m Gesamtlänge; ein zweiter Entwurf von Orenstein & Koppel in Berlin von 9,5 m Gesamtlänge befindet sich z. Zt. in der Durcharbeitung.

Bei den drei deutschen Entwürfen von Krupp-Lowa, Linke-Hofmann-Lauchhammer A. G. und Orenstein & Koppel, Berlin, die in ihrem Selbstentlademechanismus eine bei Großgüterwagen vollständige Neuheit darstellen, wird dagegen die restlose Entladung auch der schwierigsten Schüttgüter, wie nasse Grufskohle (Kokskohle), nasser Sand und Asche, Schlacken, grobstückiger Koks und Braunkohle restlos erreicht. Durch die Sattelbildung des Flachbodens im Augenblick der Entladung wird das Ladegut

aufgebrochen und erfährt eine seitliche Entladebeschleunigung, wodurch die Massen vollständig aus dem Wagen entleert werden.

Diese Bauarten haben, wie die Entladeversuche im letzten scharfen Winter gezeigt haben, noch einen ganz besonderen Vorteil. Feuchte Schüttgüter, wie gewaschene Kohlen, frieren im Winter bei starkem Frost und längerer Fahrt bei 15- und 20 t-Wagen zu einer dichten Masse zusammen, sodass solche Wagen auch nicht mit Wagenkippern entladen werden können. Ein zeitraubendes und kostspieliges Aufhacken des Ladegutes von Hand ist dann unvermeidlich, was bei größerer Anfuhr der Güter außerdem beträchtliche Kosten durch die Wagenstandgelder verursacht.

Abb. 7. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Uerdingen.

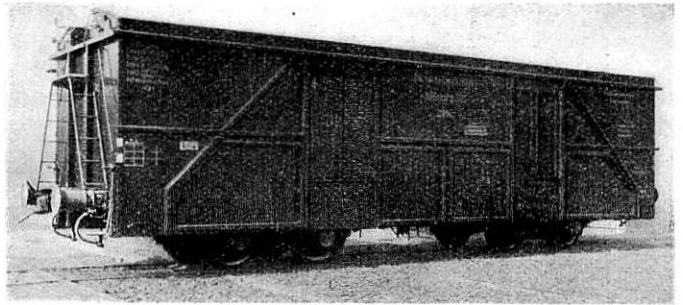
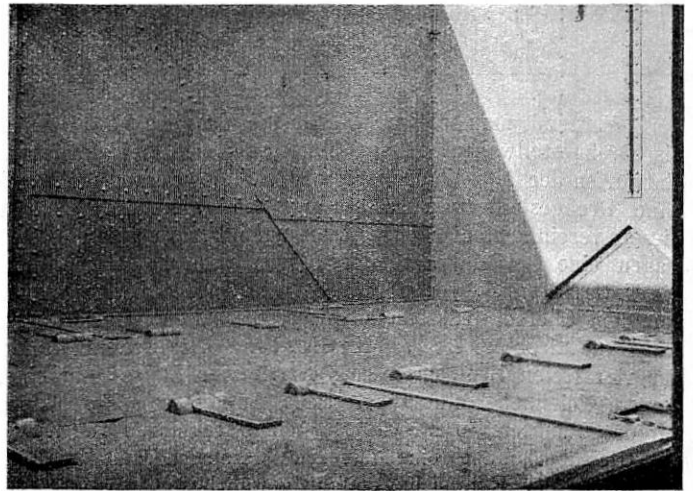


Abb. 8. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Uerdingen. Boden in der Flachstellung.



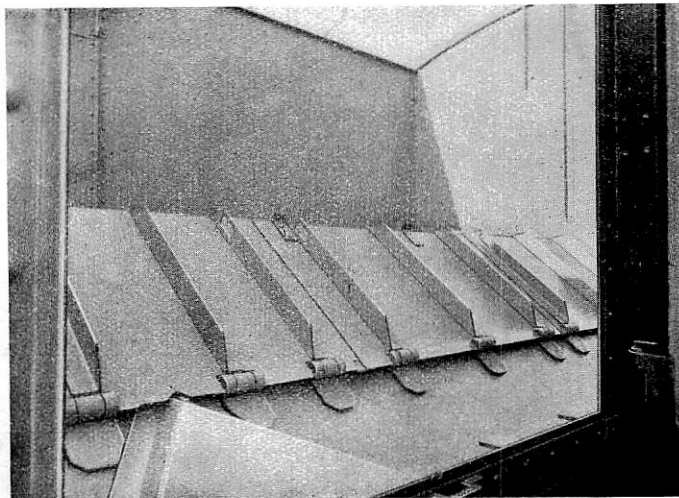
Der Umlauf der zunächst nur in geschlossenen Pendelzügen verkehrenden deutschen Großgüterwagen wird im Verhältnis zu dem jetzigen Umlauf der freizügigen offenen Güterwagen sehr stark verkürzt werden. Da die Großgüterwagen mit 64 cbm Inhalt ein bedeutend größeres Fassungsvermögen als die bisherigen 15- und 20 t-Wagen besitzen, so hat ihr Ladegut, z. B. Kohlen, eine erhebliche Wärmemenge, so dass die Gefahr des gänzlichen Durchfrierens der Masse sehr herabgesetzt wird. Die Versuche im vergangenen Winter haben gezeigt, dass bei diesen Wagen, die drei Tage und Nächte Kälteeinwirkungen bis zu  $-15^{\circ}\text{C}$  ausgesetzt waren, die Kohlenmasse von einer gefrorenen Kruste von 25—35 cm Stärke umgeben war, während der innere Teil der Kohlen sich im ungefrorenen Zustand befand. Bei der Öffnung der Seitenwandverschlüsse trat sofortige Sattelbildung der Wagenböden ein, wodurch die gefrorene Kruste durchbrochen und eine Selbstentladung bis auf ganz wenige an den Wänden angefrorene Brocken, die in wenigen Minuten abgestoßen werden konnten,

erreicht wurde. Dieser Umstand hat eine ganz besondere Bedeutung für die Versorgung großer Gasanstalten, bei denen die tägliche große Zufuhr der Kohlen bei starkem Frost bedeutende Betriebsschwierigkeiten und große Kosten verursacht.

Sämtliche Großgüterwagen besitzen 64 cbm Inhalt und fassen gestrichen gefüllt 50 t Kohlen oder 45 t Braunkohlen und, mit geringer Überhöhung, 40 t Koks. Als Umgrenzungslinie ist das Transitprofil zu Grunde gelegt worden.

Die verschiedenen Versuchsbauarten unterscheiden sich in ihrem gesamten Aufbau und der Art der Selbstentladevorrichtungen wesentlich von einander.

Abb. 9. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Uerdingen. Boden in Sattelstellung.



Während man bisher vierachsige Güterwagen allgemein als Drehgestellwagen gebaut hatte, kommen bei den ersten Entwürfen der 50 t-Wagen zum ersten Male vierachsige Wagen ohne Drehgestelle zur Ausführung. Die erste Anregung zu dieser vereinfachten Bauart, die gegenüber dem Drehgestellwagen eine Gewichtsverminderung von rund  $1\frac{1}{2}$  t ergibt und die Unterhaltungskosten der Wagen herabmindern wird, stammt von dem Chefkonstrukteur der Waggonfabrik A. G. Uerdingen, Abteilungsdirektor Ernst Kreissig. Die Federanordnung der vier freien Lenkachsen ergibt mit vier Längs- und einem Querausgleichhebel eine theoretische Auflagerung des Wagens auf drei Punkten, so daß also für ein Durchfahren von Kurven mit Gleisüberhöhung eine dauernde Standsicherheit und eine Verhütung der Entgleisungsgefahr gewährleistet wird.

Ähnliche Achsenanordnungen zeigen die Entwürfe Krupp und Oberschlesische Eisenbahn-Bedarfs-A. G., während die Firma Steinfurt ein Lenkgestell ausgebildet hat das gewissermaßen ein Mittelding zwischen freien Lenkachsen, die zu zweien in einem Rahmen gelagert sind, und einem Drehgestell darstellt.

Da sämtliche Großgüterwagen von vornherein als Selbstentlader gebaut werden, ist auf die Kippfähigkeit der Wagen verzichtet worden. Das hat den Vorzug, daß die Wagenkästen viel steifer als bei durchbrochenen Kopfwänden ausgeführt werden können, und daß die ungünstigen Beanspruchungen der Drehgestellwagen bei einem Kippen über Kopf entfallen. Zudem ergibt sich eine wesentliche Ersparnis an Zeit und Betriebskosten, da sich ein 50 t-Wagen in der selben Zeit mit Selbstentladung leeren läßt, in der ein 20 t-Wagen gekippt wird. Dabei ist nur ein einfacher Schüttrumpf erforderlich, während der teure Kipper mit den hohen Betriebs- und Unterhaltungskostenentbehrlich wird.

Sämtliche jetzt gebaute Großgüterwagen haben zwei normale Güterzugbremszylinder Bauart Kunze-Knorr erhalten,

die so geschaltet sind, daß beim leeren Wagen nur der eine Bremszylinder bzw. nur die C-Kammer des einen Zylinders (bei einem Eigengewicht der Wagen unter 23 t), beim beladenen Wagen dagegen alle vier Kammern beider Zylinder auf sämtliche vier Achsen wirken. Außerdem erhalten die Wagen noch eine Handbremse, die nur auf zwei Achsen wirkt und nach amerikanischem Vorbild als Verschiebebremse zu benutzen ist. Von der Bremserbühne aus kann auch die Notbremse der Luftdruckbremseinrichtung ausgelöst werden.

Die ausgezeichnete bremstechnische Eigenschaft dieser luftgebremsten Großgüterzüge zeigten schon die ersten Versuchsfahrten. Am 1. Juli d. Js. wurden bei dem von Orenstein & Koppel erbauten Zug, der mit S. K. F.-Norma-Rollenlagern und Scharfenberg-Kupplung ausgerüstet war, bei rund 100 km/Std. Geschwindigkeit und 1100 t Gesamtbelastung (5 mit je 50 t beladene und 15 leere Wagen nebst Meßwagen, Packwagen und 2 P 8-Lokomotiven; doppeltes Gewicht eines besetzten D-Zuges) eine Schnellbremsung mit 715 m Bremsweg ausgeführt.

Abb. 10. 50 t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Krupp. Wagen geschlossen.

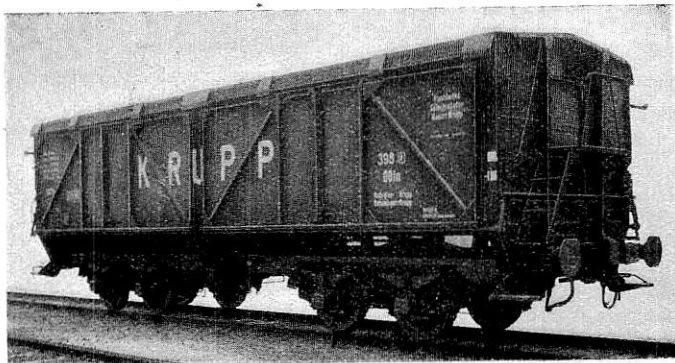
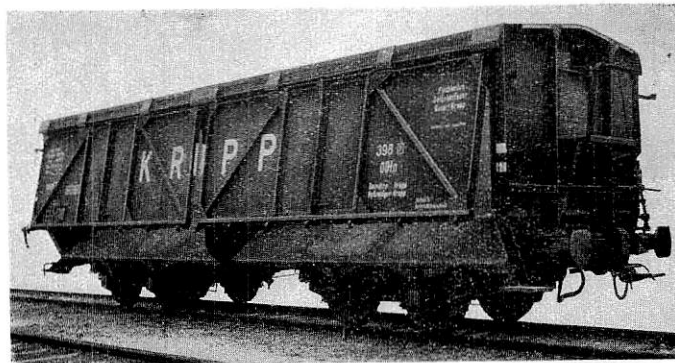


Abb. 11. 50 t-Flachboden-Selbstentlader. Bauart Krupp. Wagen entladet.



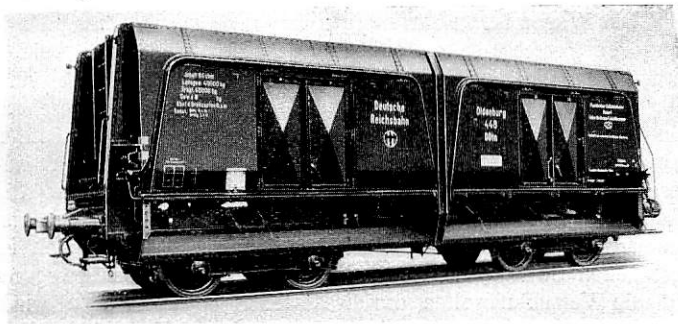
Auch die bei den bisherigen Güterzügen mit Schraubekupplung gefährlichen Schnellbremsungen bei den niedrigen Geschwindigkeiten von 10—30 km/Std. verliefen ohne jede Betriebsstörung.

Da die Großgüterwagenpendelzüge von dem allgemeinen Güterzugbetrieb losgelöst werden, so ist es möglich, für sie auch die Vorteile einer kräftigen selbsttätigen Mittelkupplung auszunutzen und Versuche nach dieser Richtung in größerem Umfang vorzunehmen. Bei einer Vollaustattung der Großgüterwagenzüge wird die jetzige Schraubekupplung, die nur mit 14 t Zugkraft bei dreifacher Sicherheit belastet werden kann, zu schwach. Während die Zughaken jetzt für 21 t Zugkraft bei dreifacher Sicherheit gebaut sind, also eine Zerreißfestigkeit von 63 t haben, liegt bei der Schraubekupplung die

Zerreißfestigkeit schon bei 42 t, ihre Streckgrenze aber, da sie aus Flusseisen besteht, ungefähr bei der halben Bruchbelastung. Es müssen also hier bei einer Belastung, welche die Zughaken noch ohne weiteres übernehmen können, bereits bleibende Formänderungen in der Schraubekupplung eintreten, die sich in erster Linie in einer Streckung der Schraubenspindeln äußern, welche die Umgangbarkeit der Kupplung zur Folge hat, wenn nicht überhaupt ein Bruch der Kupplung, vornehmlich in Laschen, erfolgt.

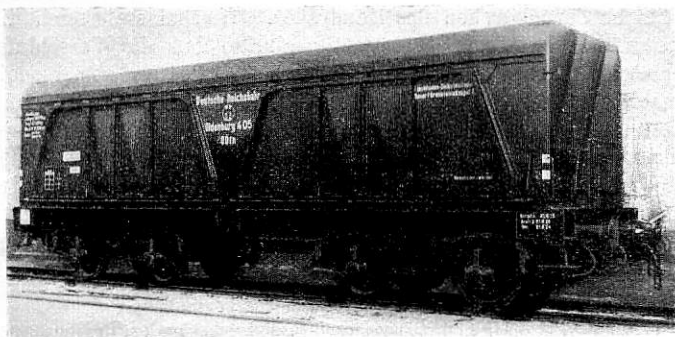
Zu den ersten Versuchen sind die Scharfenberg-Kupplung, gebaut von der Scharfenberg-Kupplungs-A. G., Berlin W 62 (Abb. 5 bis 8 auf Taf. 40) und die Willison-Kupplung, die von der Knorr-Bremse A.-G. Berlin-Lichtenberg (Abb. 9 bis 12 auf Taf. 40) gebaut wird, gewählt worden.

Abb. 12. 50-t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Linke-Hofmann-Lauchhammer. Seitenansicht.



Bei den Versuchszügen sind je zwei Wagen zu einer Einheit in der Art zusammengefaßt worden, daß beide Wagen an den zusammenstoßenden Enden nur mit selbsttätigen Mittelkupplungen ausgerüstet sind, an den anderen Wagenenden dagegen mit Mittelkupplungen und normalen Puffern ausgestattet wurden, um die Großgüterwagen auch mit den Lokomotiven und den mit der normalen Schraubekupplung ausgerüsteten Güterwagen kuppeln zu können. Zu diesem Zwecke haben sowohl die Scharfenberg- als auch die Willison-Kupplung die

Abb. 13. 50-t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Orenstein & Koppel. Wagen geschlossen.



Möglichkeit der Kupplung mit der normalen Schraubekupplung durch ein besonderes Verbindungsstück erhalten. Um die Kupplung mit der normaler Schraubekupplung ausführen zu können, sind die Köpfe der Mittelkupplungen herabklappbar oder seitlich schwenkbar eingerichtet, wobei ein normales Zughalten zugänglich wird.

Die Scharfenberg-Kupplung, die bei den jetzt gebauten Großgüterwagen in der in Abb. 5 bis 8 auf Taf. 40 dargestellten Form besonders ausgebildet wurde, läßt gegenüber der Schraubekupplung eine Belastung von mindestens 40 t bei dreifacher Sicherheit zu und gibt in Verbindung mit der so-

genannten „Uerdinger Ringfeder“ (Abb. 13 bis 15 auf Taf. 40), die dem Abteilungsdirektor Ernst Kreissig patentiert ist, gleichzeitig die Möglichkeit, auf die bisher bei Güterwagen vorhandene durchgehende Zugstange zu verzichten und jeden Wagen auch in Gefällstrecken federnd anziehen zu können, was das Anfahren schwerer Züge und das Bremsen wesentlich erleichtert wird. Diese Feder wird auch in den Puffern mit je 28 t Federkraft zur Anwendung kommen, so daß also eine Zugfederung von 28 t und eine Druckfederung von 84 t vorhanden sein wird.

Abb. 14. 50-t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Orenstein & Koppel. Wagen während der Entladung.

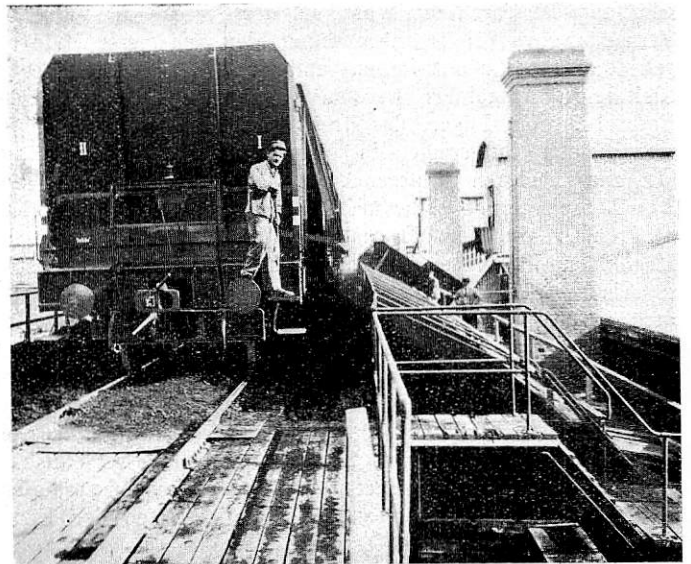
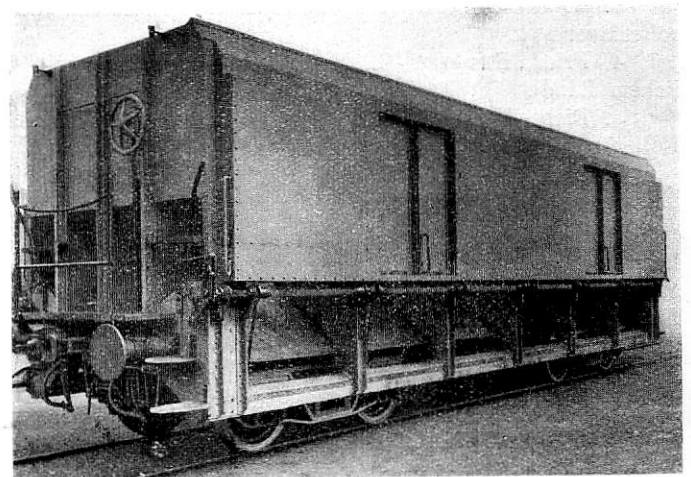


Abb. 15. 50-t-Flachboden-Selbstentlader Bauart Talbot. Seitenansicht.



Der neueste Entwurf der Scharfenberg-Kupplung (Abb. 16 bis 22 auf Taf. 40) sieht außer der Wagenkupplung gleichzeitig auch eine selbsttätige Luftkupplung der Kunze-Knorr-Bremse vor, wodurch das Kupplungsgeschäft wesentlich vereinfacht und eine Gefährdung des Rangierpersonals, das bisher zum Kuppeln der Bremsschläuche zwischen die Wagen treten mußte, vermieden wird.

Die Willison-Kupplung ist in Abb. 9 bis 12 auf Taf. 40 dargestellt. Sie ist eine Klauenkupplung, die jedoch im Gegensatz zu den bekannten amerikanischen Schraubekupplungen feste Klauen hat. Im Augenblick des Kuppelns

gleiten die beiden Klauen übereinander und werden durch zwei in den Kupplungsköpfen gelegene Keile, die beim Kuppeln nach vorn fallen, gegeneinander versperrt. Zum Lösen der Kupplung werden die beiden Keile mittels einer Zugvorrichtung in die Kupplungsköpfe zurückgeführt, worauf die Schrägflächen der Köpfe wieder aneinander vorbeigleiten können. Eine bemerkenswerte Eigenschaft sowohl der Scharfenberg- als auch der Willison-Kupplung besteht darin, daß sie im Gegensatz zu den amerikanischen Bauarten keine Verriegelungen besitzen, wodurch die in Amerika häufig vorkommenden Beschädigungen beim Zusammentreffen zweier verriegelter Köpfe entfallen werden.

Zur Verminderung des Zugwiderstandes, zur Ölersparnis, und vor allem zur Sicherstellung der Schmierung unter Ausschaltung der Handschmierung auf der Strecke und dabei zur Vermeidung von Heißläufern sollen hier zum ersten Male eingehende Versuche mit Rollen- und Kugellagern an Stelle von Gleitlagern ausgeführt werden. Das hierbei anzustrebende Endziel ist ein Lager, das drei Jahre, also von einer Untersuchung der Güterwagen in einer Eisenbahn-Hauptwerkstätte bis zur nächsten Untersuchung laufen kann, ohne einer Zwischenschmierung zu bedürfen. Der Erfolg dieser Bestrebung wird außer von der Materialfrage der Lager selbst, von der Möglichkeit abhängen, eine wasser- und staubdichte Abdichtung zu schaffen, die drei Jahre lang unversehrt bleibt. Von den zunächst im Bau befindlichen Großgüterwagen sind sieben Züge von je 20 Wagen mit Rollenlagern, ein Zug mit Kugellagern ausgerüstet und zwei Züge von je 20 Wagen mit Gleitlagern ausgestattet worden, um mit diesen Lagerarten eingehende Vergleichsfahrten anstellen zu können. Außer den Großgüterwagenzügen ist noch ein Zug aus 20 t-Wagen mit den verschiedenen Kugel- und Rollenlagerbauarten zu Versuchszwecken ausgerüstet worden. Erprobt werden zunächst die Bauarten der Firma:

1. Schweinfurter Präzisions-Kugellagerwerke, Fichtel & Sachs, A.-G. Schweinfurt (Kugellager).
2. Berlin-Karlsruher Industrie-Werke A.-G. (früher Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken), Berlin-Borsigwalde (vereinigt Rollen- und Kugellager).
3. G. & J. Jäger, Aktiengesellschaft, Elberfeld (Bundrollenlager).
4. Fried. Krupp A.-G., Essen-Ruhr (Rollenlager mit seitlichem Bund).
5. Riebe-Werke A.-G., Berlin-Weißensee (Zylindrisches Rollenlager).
6. S. K. F.-Norma G. m. b. H., Berlin (Kugelflächiges und vereinigt kugelflächig-zylindrisches Rollenlager).

Die einzigen Eisenbahnverwaltungen, die über große Betriebserfahrungen mit Großgüterwagen verfügen, sind die amerikanischen Eisenbahngesellschaften. Sie haben die wesentlichen Vorteile der Einführung schwerer Güterwagen in der Sitzung des New York Railroad Clubs vom Februar 1896 in folgenden sieben Punkten zusammengefaßt:

1. Geringerer Luftwiderstand als bei Zügen aus vielen kleineren Wagen.
2. Verschiebung des Mittelpunktes des Zuges nach der Zugkraft hin und damit eine sichere Handhabung des Zuges.
3. Verminderung des Gewichtes der Wagen beim Leerlauf.
4. Verminderung der Zahl der Wagen und der Zahl der Lokomotiven zur Beförderung einer bestimmten Menge von Gütern,
5. Verminderung der Verschiebekosten,
6. Verminderung der Ausgaben für die Wagenwärter nebst der Kosten für Verwaltung und Ausbesserungen im Verhältnis der gefahrenen Lasten,
7. Vermehrung der Leistungsfähigkeit der Hauptbahnlinien, der Verschiebebahnhöfe und Verschiebegleise ohne Vermehrung der Anlagkosten.

Dieselben Vorteile wie bei den amerikanischen Bahnen werden sich auch bei uns bei ausgedehnterer Verwendung der Großgüterwagen in gleicher Weise zeigen. Im Verein mit den hohen volkswirtschaftlichen Erfolgen, die sie den Verkehrstreibenden bringen werden, darf man in ihnen wohl mit Recht eines der besten Mittel erblicken, das sowohl geeignet ist, die Wirtschaftlichkeit des Eisenbahnbetriebes zu heben, als auch durch die Verminderung der unproduktiven Ausgaben die Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Industrie zu steigern.

#### Die konstruktive Ausbildung der einzelnen Versuchsbauarten.

##### I. Reine Selbstentlader. (Wagen mit feststehendem Sattel, Bauart Ziffer 1 und 2).

Diese Wagen dienen, wie bereits bemerkt wurde, lediglich zur Beförderung von Schüttgütern

##### 1. Bauart Waggonfabrik Gustav Talbot u. Cie. m. b. H., Aachen. (Textabb. 1 und Abb. 1 bis 4 auf Taf. 38).

Der Wagen ist als Sattelwagen derart gebaut, daß nach Freigabe der Verschlüsse die selbsttätige Entladung nach beiden Längsseiten gleichzeitig stattfindet. An jeder Längsseite sind vier in Gelenkbändern gelagerte Entladeklappen vorgesehen, von welchen je zwei Paar durch Kurbelgestänge an die unter dem sattelförmigen Boden gelagerten Verschlusswellen angeschlossen sind. Durch Drehen dieser Wellen werden die Klappen geöffnet und geschlossen. Die Bedienung erfolgt von den an beiden Stirnseiten angebrachten, mit Aufstiegleitern versehenen Bühnen aus durch Handräder, deren Drehbewegung auf die Verschlusswellen durch Kettentriebe übertragen wird. Die größeren Kettenräder sitzen lose auf den Verschlusswellen und sind mit Ansätzen versehen, welche die Drehbewegung auf die Wellen übertragen. Zum Öffnen von zwei Klappenpaaren ist nur eine kurze ruckweise Bewegung des zugehörigen Handrades erforderlich, sobald nach einem größeren oder kleineren Leerlauf dessen Mitnehmer mit dem zugehörigen festen Teil der Welle in Eingriff gekommen ist. Hierdurch werden die Kurbelgestänge, mit welchen die Klappen an die Verschlusswellen angeschlossen sind, aus der Totpunktstellung gebracht, worauf sich die Klappen unter dem Druck der Lademasse öffnen. Ein nichtgewolltes Öffnen wird durch eine Sicherung vermieden, welche vor jeder vorzunehmenden Entladung durch einen mit dem Fusse zu betätigenden Hebel auszulösen ist. Zum Schließen der Klappen nach der Entladung genügt das einfache Zurückdrehen des Handrades. Hierbei stellt sich die vorerwähnte Sicherung selbsttätig ein, so daß die Verschlusssicherung von der Aufmerksamkeit des Bedienungspersonals unabhängig ist. Die Übersetzung in den Handrädern und Kettentrieben ist so groß gewählt, daß erforderlichenfalls mit geringem Kraftaufwand die Entladeklappen in weit geöffnete Stellung festgehalten werden können. Bei der Bemessung der Klappen ist auf große Ausfallöffnungen besonderer Wert gelegt; es sind ferner die Seitenwände des Kastens oberhalb der Klappen eingezogen, so daß eine restlose Selbstentladung auch weniger gut rutschenden Ladegutes gewährleistet ist.

Der Wagen ist mit zwei zweiachsigen Drehgestellen ausgerüstet, deren Rahmen nach Art der »Diamondtype« aus Flacheisenstreben hergestellt sind. Die Drehkörper und seitlichen Gleitstücke werden von besonderen Wiegen getragen, die auf Kugelfedern ruhen. Jedes Drehgestell erhält acht solcher Federn.

Der Wagen ist mit Kugellagern der Bauart Fichtel & Sachs ausgerüstet. Die aus Flusseisengufs bestehenden Lagergehäuse sind mit dem Flacheisenrahmen der Drehgestelle fest verschraubt.

Der Raddurchmesser beträgt im Laufkreis 940 mm, die Entfernung von Mitte zu Mitte Achsschenkel in der Querrichtung 1850 mm. Der Achsschenkel ist der Lagerkonstruktion ent-

sprechend ausgebildet. Die Bedienung der Handbremse, welche nur auf ein Drehgestell wirkt, erfolgt von einem der an der Stirnseiten vorgebauten Bühnen aus durch ein Handrad.

Außer Hülsenbuffern erhält der Wagen selbsttätige Scharfenberg-Mittelkuppelung.

## 2. Bauart Waggonfabrik A.-G. Uerdingen, Uerdingen (Rhein).

(Textabb. 2 und 3 und Abb. 9 bis 12 auf Taf. 38).

Dieser Großgüterwagen dient vornehmlich zur Beförderung von Schüttgütern backender Art wie Braunkohle usw. Zu diesem Zwecke ist er mit einem festen Sattel ausgerüstet, dessen Neigungswinkel zur besseren Entleerung in der oberen Hälfte  $60^\circ$  und in der unteren Hälfte  $45^\circ$  betragen. Der Sattel läuft ununterbrochen von Stirnwand zu Stirnwand und ist an drei Stellen durch Querversteifungen gut mit den Stirnwänden verbunden. In jeder Seitenwand befinden sich in den unteren Hälften je zwei Entladeklappen, welche um eine wagrechte, zur Seitenwand parallele Achse pendeln. Mit Rücksicht auf die fachwerkartige Versteifung der Seitenwände gegen Kräfte in der Gleisrichtung müssen die Klappen trapezförmig ausgebildet werden. Jede Klappe wird für sich geschlossen und geöffnet, und zwar durch einen an der Stirnseite angeordneten Handhebel, welcher vermittelt umlegbaren Sperrgetriebes auf eine seitlich unter dem Wagen liegende Welle wirkt. Auf dieser sind außer den Verschlufshaken, welche die Klappen in der Verschlufstellung halten, zwei Kurbelschubgetriebe angeordnet, welche einmal die Klappen in der Offenstellung feststellen können, zum andern aber die Klappen an die Seitenwand heranziehen, damit sie von den Verschlufshaken sicher gefasst werden können.

Der Wagenkasten ist mit Rücksicht auf die Lichtraumausnutzung nach oben eingezogen und mit kräftigen Winkeln versteift. Ebenso sind die Rungen und Fachwerkstreben entsprechend kräftig gewählt. In der einen Stirnwand ist zur Betätigung der Handbremse ein offener Bremsersitz eingebaut, zu welchem auch der Notbremszug der Luftdruckbremse führt und für welche Tritte und Handgriffe vorgesehen sind.

Der Wagen besitzt keine Drehgestelle, sondern vier in einem Untergestellrahmen fest angeordnete Lenkachsen, welche sowohl in Quer- als auch Längsrichtung das zum Befahren von Krümmungen erforderliche Spiel gegen die mittels Hilfslängsträgern an den Sattelblechen befestigten Achshalter besitzen. Die Sattelbleche sind durch sechs Querträger und die Kopfwände gut versteift, so daß sie als Tragorgane wirken können.

Die Federn jeder Längsseite sind paarweise durch Längshebel ausgeglichen, während die zwei gegenüberliegenden Federpaare einer Wagenhälfte durch einen Querhebel ausgeglichen, wodurch eine ideelle Dreipunktagerung des Kastens geschaffen wird. In Mitte Wagen sind zwei kräftige Zug- und Druckstreben angeordnet, in welche an den Enden die durch Ringfedern von 50 t Tragfähigkeit abgedeckten selbsttätigen Willison-Kupplungen gelagert sind. Außerdem ist die eine Stirnseite des Wagens mit Hülsenpuffern ausgerüstet.

Die Luftdruckbremse wirkt mit zwei Kunze-Knorr-Zylindern auf das Bremsgestänge und bremst den vollbeladenen Wagen im Mittel mit  $67\%$  und den unbeladenen im Mittel mit  $68\%$  ab. Als Lager kommen Jaegersche Rollenlager zur Verwendung. Die Wagenhöhe über S. O. beträgt 3530 mm, die lichte Breite 2800 mm, die Länge des Kastens 11050 mm. Der äußere Radstand ist 7200 mm, der innere 4200 mm, der Überhang 1925 mm und der Raddurchmesser 940 mm. Die Tragfedern haben eine gestreckte Länge von 1250 mm von Mitte zu Mitte Auge und 12 Blatt von  $120 \times 13$  mm Querschnitt. Das Eigengewicht beträgt etwa 22 t.

## II. Flachbodenselbstentlader.

a) Mit umlegbarem Sattel. (Ziffer 3–5.)

### 3. Bauart »Malcher« der Oberschlesischen Eisenbahn-Bedarfs-A.-G., Gleiwitz.

(Textabb. 4 und Abb. 1 bis 4 auf Taf. 39).

Das Eigengewicht des Wagens beträgt etwa 25500 kg. Durch eine Mittelwand ist der Wagen in zwei gleiche Teile geteilt. Er dient bei aufgestelltem Eselsrücken zur Beförderung von Massenschüttgütern, als Flachbodenwagen dagegen zur Beförderung von Stückgütern jeder Art.

Der Wagen läuft auf vier normalen Radsätzen mit einem Laufkreisdurchmesser von 940 mm, die als Lenkachsen angeordnet sind. Der Raddruck beträgt 9440 kg. Die Achsbüchsen sind normal und haben Rotgufslagerschalen, der Lagermetallausguß ist auf der einen Wagenlängsseite in Lurgi-, auf der anderen in Calciummetall ausgeführt.

Der Wagen ruht auf acht Tragfedern mit folgenden Abmessungen: Länge in gestrecktem Zustande 1250 mm, Anzahl der Federlagen 13 mm, Stahlquerschnitt  $120 \times 13$  mm.

Der Wagenkasten hängt mittels Federschaken an den Tragfedern. Durch Einbau einer Ausgleichvorrichtung ist bei Gleisbögen und Gleisunebenheiten ein Längs- und Querausgleich gewährleistet. Mit Hilfe dieser kann der Wagen Gleiskrümmungen bis zu 80 m Halbmesser ohne Schwierigkeit befahren.

Als Zug- und Stofsvorrichtung ist auf jedem Wagenende die selbsttätige Scharfenberg-Kuppelung angeordnet.

Die Hauptabmessungen des Untergestells sind:

Achsstand . . . . .	4100 mm
Radstand eines Achspaares . . . . .	1500 »
Länge des Untergestells . . . . .	10700 »
Länge über die Puffer gemessen . . . . .	12000 »
Pufferstand des unbeladenen Wagens	1065 »

Das Untergestell besteht aus:

zwei Rutschblechen, 8 mm stark, die oben und unten durch je einen kräftigen Winkel versteift sind und gleichzeitig als äußere Langträger dienen,

zwei mittleren Langträgern aus C-Trägern  $300 \times 10 \times 100 \times 16$ ,

zwei Doppel- und fünf einfachen Querträgern aus C-Trägern  $120 \times 55 \times 7 \times 9$ . Rutschbleche und mittlere Langträger sind mittels Knotenblechen und eingepaßten Winkeln mit den Querträgern verbunden, außerdem sind an den Querträgern beiderseitig starke, mit Winkeleisen eingefasste Stehbleche angeordnet, die den Untergestellrahmen versteifen. Zur Aufnahme des Pufferstoffes sind zwischen mittlerem Langträger und Eckkonsol an den vier Wagenenden Diagonalstofsstreben aus C-Trägern  $145 \times 60 \times 8 \times 8$  angebracht, die mit einer vom Rutschblech zum mittleren Langträger gehenden 12 mm starken Knotenplatte verbunden sind. Zur Aufnahme der Bremszylinder dienen vier mit dem Untergestell verbundene Träger aus Winkeleisen  $130 \times 65 \times 12$ . Die Kopfstücke des Untergestells werden gebildet durch je vier geprefste, 10 mm starke Konsolen, die sowohl mit dem Rutschblech, als auch mit dem mittleren Langträger vernietet sind.

Die Achshalter sind aus 18 mm starkem Universaleisen gefertigt und in der Längsrichtung durch gebogene Flacheisen von  $60 \times 15$  mm Querschnitt, die am Doppelquerträger befestigt sind, versteift. Außerdem sind die Achshalter der Länge nach unter sich, wie auch quer zur Wagenachse mit dem Rutschblech durch kräftige Winkel verbunden.

Zur Befestigung der Kastenrungen am Untergestell dienen außer den vorhin erwähnten Eckkonsolen an jeder Seite fünf geprefste Konsolen, deren offene Seiten durch geprefste Deckbleche geschlossen sind.

Die Hauptabmessungen des Kastens sind:

Äußere Länge des Wagenkastens . . .	10700 mm
Lichte Länge des Wagenkastens . . .	10688 »
Äußere Breite des Wagenkastens . . .	2830 »
Lichte Breite des Wagenkastens . . .	2820 »
Lichte Kastenhöhe . . . . .	2130 »
Von Schienenoberkante bis Oberkante Kasten	3460 »
Lichte Breite der Türöffnungen . . . .	1518 »
Lichte Höhe der Türöffnungen . . . .	1800 »
Höhe des Fußbodens über Schienenoberkante bei 1065 mm Pufferstand . . . . .	1330 »

Die einzelnen Felder der Seitenwände zwischen den Rungen bestehen aus gebuckelten Blechen von 5 mm Stärke, Stirnwände und Mittelwand aus glatten Blechen. Die Stirnwände sind über die Konsolen des Untergestells weggeführt und unten für die Scharfenberg-Kupplung mit einem Ausschnitt versehen.

Zur Entladung des Schüttgutes sind seitlich je vier große und je zwei kleine Entladeklappen angeordnet, die mit Gelenkbändern an dem Kastenrahmen befestigt sind. An den großen Entladeklappen sind Fangvorrichtungen angebracht, die das Zuschlagen der Klappen verhindern und eine restlose Entladung ermöglichen.

Die Türen sind aus gebuckelten Blechen hergestellt und entsprechen in ihrer Ausführung den Türen der normalen Güterwagen. Um bei Erschütterungen ein selbsttätiges Öffnen des Türverschlusses zu verhindern, ist eine umlegbare Türsicherung angebracht. Der Wagen hat in seinen beiden Abteilen je drei Stück umlegbare Bodenklappen, die für den Transport von Schüttgütern zu einem Eselsrücken aufgestellt werden.

Die Bodenklappen bestehen aus einem Winkeleisenrahmen, der durch Aufnieten eines Bleches versteift und mit kiefernen Brettern ausgefüllt ist.

Das Öffnen und Schließen der seitlichen Entladeklappen erfolgt durch je zwei unabhängig voneinander wirkende, von den Stirnseiten aus zu bedienende Daumenwellen, die durch Gelenkhebel gesteuert und durch eine geeignete Vorrichtung festgestellt werden. Es kann jede Wagenhälfte und jede Wagen-  
seite für sich entladen werden.

Die Betätigung der Verschlussvorrichtung erfolgt von einem Laufbrett aus, das beiderseitig an der Stirnwand des Wagens angebracht ist. Zum Besteigen der Laufbretter sind an jeder Stirnwandseite vier Riffelblechfußstritte angeordnet. Dem gleichen Zweck dienen je zwei Eckhandgriffe, je zwei an den mittleren Stirnwandungen befestigte Aufsteiggriffe und je ein gebogener, über die ganze Stirnwandbreite gehender Laufhandgriff. An den oberen Wagenecken sind Signalstützen angeordnet.

4. Bauart Waggonfabrik L. Steinfurt A. G., Königsberg. (Textabb. 5 und 6 und Abb. 5 bis 8 auf Taf. 39).

Die Wagen erhalten Lenkgestelle Bauart »Steinfurt«, eiserne Untergestelle und Wagenkasten, an jeder Seite zwei trapezförmige Entladeklappen mit eingebauten zweiflügeligen Ladetüren, eine Querscheidewand, umklappbare Eselsrücken und selbsttätige Mittelpufferkupplung Bauart »Scharfenberg«.

Der Wagenkasten ruht am Bremsende unmittelbar auf den im Lenkgestell eingebauten Tragfedern, am anderen Ende unter Einschaltung von Querschwingen auf den Tragfedern des Lenkgestells, so daß der Wagenkasten theoretisch als in drei Punkten unterstützt betrachtet werden kann.

Ähnlich wie bei zwei- und dreiachsigen Wagen die einzelne Achse als freie Lenkachse im Untergestell geführt ist, werden hier paarweise im Lenkgestell gekuppelte Achsen im Untergestell geführt. Die paarweise angeordneten Achsen werden durch die Schwanenhalsträger des Lenkgestells gekuppelt. Diese bestehen aus zwei Blechen von 13 mm Stärke, die

durch U-Eisen  $200 \times 8,5 \times 75 \times 11,5$  miteinander verbunden sind. Mittels Stahlgußstücken, welche zwischen die Schwanenhälse genietet sind, ruht der Schwanenhalsträger, in Zapfen von 59,5 mm Stärke oben und unten geführt, auf den Rollenlagern. Die Schwanenhalsträger sind in der Mitte miteinander durch ein Rohr von 80 mm äußerem, 60 mm innerem und durch vertikale Bolzen von 59,5 mm Durchmesser verbunden. Um letzteren schwingend ist in jedem Schwanenhalsträger ein dreiarmlig ausgebildetes Führungsstück angeordnet. Die Seitenarme dieser Führungsstücke sind durch Zugstangen derart miteinander verbunden, daß die Lenkgestelle sich mittels der Gleitstücke an dem dritten Hebelarm um die vertikale Mittelachse des Lenkgestells in Gleisbögen einstellen können. Durch Anschlagwinkel aus Winkeleisen  $65 \times 65 \times 9$  ist der Anschlag des Lenkgestells in Bögen gegen die Lenkgestellführung am Wagenkasten auf 35 mm nach beiden Richtungen hin begrenzt.

Die Wagen laufen auf Radsätzen mit 90 mm Durchmesser im Laufkreis. Die Wagen erhalten Rollenlager der Bauart »Riebe-Werke«, Berlin-Weisensee.

Zwischen den Tragblechen sind in schrägen Gehängen ruhend die Tragfedern untergebracht, die aus geripptem Federstahl von  $120 \times 16$  mm Querschnitt und bei einer gestreckten Länge von 1200 mm aus 14 Lagen bestehen.

Die Federbunde werden auf den Federn durch Spaltkeile gehalten. Das Verschieben der Federblätter gegeneinander verhindern eingedrückte Warzen. Die Federbunde am Bremsende des Wagens sind als Kugelpfannen ausgebildet, worin der Wagenkasten mittels eines am Querträger angienieteten Kugelzapfens ruht. Die Federbunde am Nichtbremsende des Wagens sind gabelförmig gestaltet und mit den hier angeordneten Querschwingen, welche die Dreipunktlagerung bewirken, durch Bolzen verbunden.

Die Federgehänge haben die bisher übliche Form, sind aber verstärkt und ruhen mittels Bolzen drehbar im Schwanenhals.

Als Zug- und Stofsvorrichtung dient die selbsttätige Mittelpufferkupplung Bauart »Scharfenberg« mit Zug- und Stofsfederung (Uerdinger Ringfeder) Bauart »Kreissig«.

#### Hauptmaße des Wagens:

Radstand der Lenkgestelle . . . . .	1600 mm
Abstand der Lenkgestelle voneinander	4000 »
Gesamtlänge des Wagens zwischen den Endflächen der Puffer . . . . .	11640 »
Äußere Länge des Untergestells . . .	10300 »

Das Untergestell besteht aus zwei Langträgern, die sich aus einem Stegblech von 480 mm Breite und 8 mm Stärke, einem Obergurtwinkel von  $65 \times 65 \times 9$  mm Querschnitt, einem Untergurtwinkel von  $100 \times 100 \times 10$  mm Querschnitt zusammensetzen, sowie aus zwei oberen Langstreben aus Winkeleisen von  $135^\circ$  Schenkelwinkel und  $65 \times 65 \times 10$  mm Querschnitt, zwei unteren Langstreben aus Winkeleisen  $100 \times 100 \times 10$  mm, die gleichzeitig als Anschlagfläche für die Entladeklappen dienen, einem festen wagerechten Fußbodenblech von 1106 mm Breite und 7 mm Stärke, zwei seitlichen Rutschblechen von 1158 mm Breite und 7 mm Stärke, zwei Pufferböhlen aus U-Eisen  $300 \times 10 \times 75 \times 10$  mm, einem Hauptquerträger ohne Querschwingen, einem Hauptquerträger mit Querschwingen (am Nichtbremsende), fünf Querträgern, zwei Bremszylinderträgern.

Als Kopfstück dienen zwei U-Eisen  $200 \times 75 \times 10 \times 10$  mm, welche mit dem Steg wagrecht liegend zwischen den mittleren Längträgern und den seitlichen Rutschblechen angeordnet sind. Die Befestigung des U-Eisens mit den schrägen Rutschblechen erfolgt durch doppelwinklig gebogene Bleche, welche bis zum ersten Querträger reichen und in Verbindung mit den schrägen Rutschblechen die Pufferstofskräfte aufnehmen und nach dem mittleren Längsträger und äußeren Bodenrahmen fortleiten.



## Wagenkasten:

Außere Länge des Wagenkastens . . .	10300 mm
Lichte Länge des Wagenkastens . . .	10290 »
Außere Breite des Wagenkastens . . .	2740 »
Lichte Breite des Wagenkastens . . .	2730 »
Breite des Wagenkastens über die am weitesten vorspringenden Teile ge- messen . . . . .	3080 »
Höhe des Wagens über S. O. . . . .	3750 »
Höhe der Seitenwand . . . . .	3207 »
Höhe der Stirnwand über Fußboden- oberkante . . . . .	2300 »
Breite der Öffnung für die Ladeklappe oben . . . . .	666 »
Breite der Öffnung für die Ladeklappe unten . . . . .	3446 »
Breite der Türöffnung . . . . .	1290 »
Höhe der Fußbodenoberkante bei einer Pufferhöhe von 1060 mm . . . . .	1450 »

Das Kastengerippe besteht aus:

- 4 Eckrungen aus Winkeleisen,
- 1 Kastenrahmen aus U-Eisen,
- 1 oberen Versteifungsrahmen aus Winkeleisen,
- 8 schrägen Seitenrungen, außen Winkel,
- 8 schrägen Seitenrungen, innen Winkel,
- 8 senkrechten Seitenrungen T-Eisen, die gleichzeitig  
die Blechstöße verdecken und
- 4 Stirnwandungen aus U-Eisen.

Das Auflager für die Bodenklappen besteht aus Flach-  
eisen von  $60 \times 15$  mm Querschnitt und ist mit Zwischenkloben  
von 20 mm Stärke an die Seitenwand bzw. Ladeklappe  
angietet.

Das Seitenwandblech ist 5 mm stark und sowohl senkrecht  
wie wagerecht unterteilt. Die wagerechte Stofsfuge liegt in  
Höhe des Fußbodens. Das untere Seitenwandblech ist durch  
einen  $135^\circ$ -Winkel an die untere Längsstrebe des Untergestells  
angietet. Die Stofsfugen zwischen den Rutschblechen und  
der Seitenwand sind durch Winkeleisen verdeckt und versteift.  
Die Seiten- und Stirnwände sind oben in 300 mm Breite um  
120 mm eingezogen und durch vier Futterstücke an jeder  
Seitenwand und zwei Futterstücke an jeder Stirnwand abgesteift.  
Ferner dienen zur Versteifung der oberen Kastenverbindung  
die Lagerwinkel für die Ladeklappen, an jeder Seite acht Stück  
Winkeleisen. Die Querscheidewand ist 5 mm stark und besteht  
aus zwei Blechen. Die Stofsfuge ist durch eine Runge ver-  
deckt und versteift. Als obere Querversteifung dienen zwei  
Winkeleisen, der Anschluß an die Seitenwand wird ebenfalls  
durch Winkeleisen hergestellt. Als Auflager für den Esels-  
rücken dienen gleichfalls Winkeleisen  $50 \times 50 \times 7$  mm, den  
Anschluß an die schrägen Rutschbleche bilden Winkeleisen  
 $65 \times 65 \times 10$  mm von  $135^\circ$  Schenkelwinkel.

Die Entladeklappe besteht aus 5 mm starkem Blech und  
ist in Höhe des Fußbodens wagerecht unterteilt. Zur Ver-  
steifung dienen vier U-Eisen, von denen zwei der Trapezform  
der Klappe entsprechend gebogen sind. Sie sind mittels  
zweier 50 mm starker Bolzen am oberen Kastenrahmen drehbar  
gelagert. Als Versteifung dienen Winkeleisen, die durch  
Trittstufen aus 4 mm starken, 170 mm breiten, am Rande  
nach unten umgebördelten Riffelblechen verstärkt sind.

Die Rungen sind unten so ausgebildet, daß sie die  
Verschlußösen, die auf einer 45 mm starken Welle warm  
aufgezogen werden, fassen können.

Die Welle ist an vier Punkten mit Augenlagern an der  
unteren Längsstrebe drehbar gelagert. Sie wird von der  
Stirnwand aus durch Handrad betätigt. Die Bewegungs- und  
Kraftübertragung geschieht durch Schneckenrad und Zahnrad-  
segment.

Die Ladetür paßt sich der trapezförmigen Gestalt der  
Entladeklappe an, sie ist 1926 mm hoch, unten 1310 mm,  
oben 680 mm breit. Die Tür besteht aus 5 mm starkem  
Blech mit Rahmen aus Winkel- und Flacheisen. Die beiden  
Türflügel sind um je zwei an die Runge der Klappe angietetete  
Gelenke drehbar. Der Riegel wird wie beim offenen 20 t-  
Wagen mittels Handhebel betätigt; er greift beim Abwärts-  
bewegen mit seinem unteren Ende in eine an die Klappe  
angietetete Rast ein, am oberen Ende ist er als doppelter  
Hammerkopf ausgebildet und faßt beim Abwärtsbewegen eben-  
falls in Rasten ein, die am oberen Kastenrahmen angietet sind.

Die Fußbodenklappen bestehen aus 7 mm starken Blechen von  
1020 mm Breite; sie sind durch je drei Winkeleisen verstärkt,  
die zum Teil Grifflöcher enthalten. An der Oberseite befinden  
sich Handgriffe aus 10 mm starkem Rundeisen; sie sind in  
Griffhaltern drehbar gelagert.

An die festen Rutschbleche sind die Klappen mit je drei  
Gelenken befestigt. Sämtliche Nieten sind beiderseits versenkt.  
Die Klappen werden beim Aufrichten so gehandhabt, daß  
zuerst die äußersten Klappen an der Stirn- und Scheidewand  
aufgerichtet werden; die folgenden stützen sich dann auf die  
vorhergehenden. Umgekehrt wird beim Herabklappen die  
mittlere Klappe zuerst herabgeklappt.

Die Bremse wird durch eine Handkurbel, die an einer  
Stirnwand in 3150 mm Höhe über S. O. um eine horizontale  
Achse drehbar gelagert ist, betätigt. Die Bewegung des  
Bremsgestänges wird durch Kegelradübertragung bewirkt. Der  
Bremserstand befindet sich in 2200 mm Höhe über S. O.

Zu beiden Seiten führt eine eiserne Sprossenleiter hinauf,  
die gleichzeitig als Stütze des Fußbodens des Bremserstandes  
dient. Das Sitzbrett ist mit der Rücklehne gekuppelt und  
zum Aufklappen eingerichtet. Aufgeklappt wird es durch  
eine federnde Falle gehalten. An der Bremsstirnwand ist  
außerdem ein Handgriff zur Betätigung des Notbremshahnes  
angebracht.

(Schluß folgt.)

## Zu einer dynamischen Theorie des Eisenbahnoberbaues.

Von Dr. Ing. Dreyer, Regierungsbaurat in München.

Die statische Theorie des Eisenbahnoberbaues setzt bekannte  
unveränderliche Lasten voraus. Tatsächlich sind die an einer  
Eisenbahnschiene angreifenden äußeren Kräfte selbst im nor-  
malen Betrieb auf einem von Zufälligkeiten freien, geraden  
Gleis ihrer Größe nach veränderlich und unbekannt. Die Ur-  
sachen dieser Veränderlichkeit liegen teils in dem Einfluß,  
den bewegte Maschinenteile, das Federspiel usw. auf den Rad-  
druck nehmen, teils in der Wechselwirkung zwischen Gleis  
und Fahrzeug. Eine dynamische Theorie des Eisenbahnober-  
baues muß daher in erster Linie zum Ziele haben, die Größe  
der im Betriebe tatsächlich angreifenden Kräfte und die durch  
diese hervorgerufenen Beanspruchungen zu ermitteln. Der

Verfasser hat es in einer kleinen Abhandlung\*) unternommen,  
zu einer Klärung dieser Fragen beizutragen. Der verhältnis-  
mäßig große Umfang der erforderlichen Rechnungen gestattet  
es nicht, im Rahmen eines kurzen Aufsatzes das vorgeschlagene  
Verfahren ausführlich zu begründen und seine Ableitung wieder-  
zugeben. Er sollen daher hier nur in allgemeiner Form der  
Gedankengang und die zu erwartenden Ergebnisse kurz be-  
leuchtet werden.

Der Berührungspunkt zwischen der Schiene und dem Rad,  
das sich unendlich langsam über das Mittelfeld eines Trägers

\*) Beiträge zu einer dynamischen Theorie des Eisenbahnoberbaues  
München 1924 Verlag von J. A. Mahr, München, Kontorhaus Stachus.

auf vier elastischen Stützen bewege, beschreibt hierbei eine Bahnkurve, die in der Form

$$y = Q (a_0 + b_0 \xi^2 + c_0 \xi^4 + d_0 \xi^6) \dots \dots \dots 1)$$

darstellbar ist. Hierin ist  $\xi = \frac{x}{\frac{1}{2} a'}$ , bezogen auf die Mitte des Trägerfeldes als Koordinatenanfangspunkt;  $a'$  der Schwellenabstand;  $a_0, b_0, c_0, d_0$  bedeuten Formgrößen des Oberbaues.

Befährt nun eine Lokomotive mit der Geschwindigkeit  $c$  (in  $\frac{cm}{sec}$ ) das Gleis, das in der Geraden liege und von Unregelmäßigkeiten frei sei, und ist  $G_{(x)}$  der auf das Rad treffende veränderliche Teil des Gewichts des Untergestells, dem eine Masse  $m_{(x)}$  entspreche,  $P_{(x)} - G_{(x)}$  der des Lokomotivüberbaues, so wirkt auf den materiellen Punkt eine Gesamtkraft

$$Q_{(x)} = P_{(x)} - m_{(x)} c^2 \frac{d^2 y}{dx^2}.$$

Die Differentialgleichung der Bahnkurve für bewegte Last lautet dann in allgemeiner Form

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{1}{4 m_{(x)} c^2 \cdot a_0 + b_0 \xi^2 + c_0 \xi^4 + d_0 \xi^6} y = P_{(x)} \frac{a'^2}{4 m_{(x)} c^2} \dots \dots 2)$$

Diese erweiterte lineare Differentialgleichung II. Ordnung, die eine erzwungene Schwingung mit zeitlich veränderlicher Elastizitätsstärke darstellt, liefert die gewünschten Einblicke in das Kräftespiel im befahrenen Gleis, sobald es gelingt, die Funktionen der Kräfteerregere  $G_{(x)}$  und  $P_{(x)}$  zu ermitteln und in die Differentialgleichung einzusetzen.

Stellt man sich den Schienenträger — abgesehen von den durch die Schienenstöße beeinflussten Feldern — als eine Aufeinanderfolge des Mittelfeldes eines Trägers auf vier elastischen Stützen vor, so läßt sich die elastische Kraft als periodisch auffassen. Bei den eigentümlichen Verhältnissen im Oberbau

gelingt es dann mit  $\tau = \pi \xi$  und  $\frac{1}{a_0 + b_0 \xi^2 + c_0 \xi^4 + d_0 \xi^6} = \frac{\pi}{1^2} \left( \frac{1}{a_0} + f(\tau) \right)$  durch entsprechende Zwischenrechnungen die Diff. Gl. 2) überzuführen in folgendes System einander überlagernder erzwungener Schwingungen mit konstanter Elastizitätsstärke:

- I.  $\frac{d^2 y_1}{d\tau^2} + \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2} \cdot \frac{1}{a_0} y_1 \dots \dots \dots = P_{(x)} \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2}$ ;
- II.  $\frac{d^2 y_2}{d\tau^2} + \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2} \cdot \frac{1}{a_0} y_2 + \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2} f(\tau) y_1 = 0$ ;
- III.  $\frac{d^2 y_3}{d\tau^2} + \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2} \cdot \frac{1}{a_0} y_3 + \frac{a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2} f(\tau) y^2 = 0$ ; usw.

Die Lösungen dieser Differentialgleichungen können in der Form angegeben werden:

$$y_n = A_n \sin \alpha \tau + B_n \cos \alpha \tau Pa_0.$$

Wenn vorübergehend die angreifenden Kräfte  $P_{(x)}$  und  $G_{(x)}$  als konstant angesehen werden, ergibt sich, daß die Bahnkurve für bewegte Last sich aus einer die speziellen erzwungenen Schwingungen darstellenden Parallelen zur X-Achse und überlagernden Eigenschwingungen des Systems zusammensetzt. Die Schwingungsdauer der Eigenschwingungen, deren absolute Größe gegenüber dem Gesamtschwingungsvorgang übrigens relativ klein ist, verkleinert sich mit einer Ermäßigung der Geschwindigkeit; bei wachsender Fahrgeschwindigkeit nimmt die Bahnkurve also einen gestreckteren Verlauf als bei langsamer Fahrt. Die Auswertung dieser Schwingungen, die hier zu weit führen würde, bietet keinerlei Schwierigkeiten.

Die weiteren Untersuchungen haben zum Ziel, die Einflüsse auf die Veränderlichkeit des Raddruckes beim normalen Gang der Fahrzeuge auf einer geraden, von Unstetigkeiten freien Gleisstrecke in die Ausdrücke für  $P_{(x)}$  und  $G_{(x)}$  der Grundgleichung 2) einzuführen, um aus den dadurch erzeugten Schwingungsvorgängen die tatsächlich angreifenden Raddrücke

und die jeweils möglichen Höchstbeanspruchungen zu ermitteln. Als Beispiel für das Vorgehen sei hier nur der Einfluss des Federspiels eines Wagens kurz behandelt.

Ist der Wagenkasten durch irgend einen Anstoß aus seiner Gleichgewichtslage gebracht, so führt er einfache Drehschwingungen aus, die Belastungsschwankungen auf die Schienen verursachen.

Bezeichnet  $\Phi$  das auf die Drehachse bezogene Trägheitsmoment des beladen gedachten Wagenkastens (in  $kgcm/sec^2$ ),  $\varphi$  den Drehwinkel,  $u$  den Achsstand,  $s$  die Zusammendrückung, die eine Feder durch die Lasteinheit erfährt, so ist der Verlauf der Drehschwingungen genügend genau gegeben durch

$$\Phi \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{u^2}{s} \varphi.$$

Über den Ablauf der Schwingung ist bekannt, daß infolge der durch die Fahrzeugkonstruktion gezogenen Grenzen

$$\varphi_{\min}^{\max} = \pm \frac{r}{u/2}$$

ist, wenn  $r$  die Sprengung der Feder für das beladene Fahrzeug angibt. Bei entsprechender Wahl der Anfangsbedingungen wird mit

$$t = \frac{x}{c} = \frac{a'}{2 \pi c} \tau \text{ und } \beta' = \frac{a' u}{2 \pi c} \sqrt{\frac{1}{\Phi s}}$$

$$\varphi = \frac{2 r}{u} \sin \beta' (\tau + \pi).$$

Sieht man von der Stoßwirkung auf den Federbock ab, so tritt in der Schwingungsgleichung des Oberbaues als weiteres Glied der Störungsfunktion, das den Einfluss des Federspiels auf die Veränderlichkeit des Raddruckes kennzeichnet, hinzu

$$F = \frac{u}{2 s} \varphi = \frac{r}{s} \sin \beta' (\tau + \pi).$$

Damit erscheint nach einigen Zwischenrechnungen die Oberbauschwingung in genügender Annäherung endlich in der Form

$$y = P (\omega - a_0) \cos \alpha (\pi + \tau) + Pa_0$$

$$+ \frac{r a'^2}{4 \pi^2 m_{(x)} c^2 s (\alpha^2 - \beta'^2)} \left[ \sin \beta' (\tau + \pi) - \frac{\beta'}{\alpha} \sin \alpha (\tau + \pi) \right].$$

Die Glieder I, in denen

$$\alpha = \frac{a'}{2 \pi c} \sqrt{\frac{1}{m a_0}} \text{ und } \omega = [a_0 + b_0 \xi^2 + c_0 \xi^4 + d_0 \xi^6]_{\xi-1}$$

kennzeichnen die gewöhnliche Oberbauschwingung  $y_1$  unter dem konstanten Raddruck  $P$ ; vornehmlich das Glied II gibt die Einwirkung des Federspiels auf die normalen Schwingungen an, während das letzte Glied eine der Größe nach untergeordnete überlagernde Schwingung darstellt, beide zusammen in der Abb. 1 mit  $\bar{y}$  bezeichnet.

Die beigegebene Abbildung soll lediglich ein Bild von dem Einfluss des Federspiels zeigen. Unter den der Rechnung zugrunde gelegten Verhältnissen, auf die aus Raumangel im einzelnen nicht näher eingegangen wird, würde die tatsächlich an der Schiene angreifende Kraft vorübergehend um 87% der Ruhelast gesteigert, um dann wieder auf 16% des ruhenden Raddruckes zurückzugehen.

In gleicher Weise können systematisch die einzelnen Kräfteerregere eingeführt werden. Wenn die Funktionen gewisser Einflüsse nicht einzeln auf direktem Wege ermittelt werden können, so ermöglicht schliesslich die Verwertung von Achslagerdruckdiagrammen ihre Berücksichtigung.

Von großer Bedeutung für die Beanspruchung des Eisenbahnoberbaues sind bekanntlich die Kraftwirkungen, die durch Unregelmäßigkeiten der Gleislage und des Fahrzeugzustandes

verursacht werden Sie sind allerdings umso unsicherer in die Rechnung einzustellen, als man hinsichtlich der absoluten Größe und zum Teil auch der Wirkungsweise der sie hervorrufenden Ursachen zu mancherlei Annahmen und Vereinfachungen genötigt ist. In der Differentialgleichung der Oberbauschwingungen verlaufen dann die Funktionen der elastischen Kraft und der Störungsfunktion unregelmäßig oder sind mit Sprüngen behaftet; sie können in hinreichender Annäherung durch stückweise konstante Funktionen ersetzt werden. Dadurch erhält man ein System von Differentialgleichungen II. Ordnung mit zeitlich konstanter Elastizitätsstärke, die innerhalb ihres Gültigkeitsbereiches die Schwingungen mit genügender Annäherung ergeben in der Form

$$Y_n = A_n \sin a\tau + B_n \cos a\tau + Z(\tau).$$

Die Integrationskonstanten werden für das erste Teilstück aus den Anfangsbedingungen ermittelt, für alle folgenden aus der Forderung eines stetigen Verlaufes der Bahnkurve, nach der, abgesehen von den Schienenstößen, an den Intervallgrenzen Ordinaten und Tangenten der Neigungswinkel einander gleich werden müssen.

Auch die Berechnung der wichtigsten Stetigkeitsunterbrechung im Eisenbahnoberbau, des Schienenstoßes, kann in ähnlicher Weise erfolgen.

Für die Ermittlung der absoluten Größe der Schwingungsauslässe läßt sich die Berücksichtigung der Dämpfung nicht immer umgehen. Die Ursachen der Dämpfung und das Gesetz, dem sie folgt, sind zur Zeit noch nicht ausreichend bekannt. Eine dämpfende Wirkung kommt jedenfalls den mancherlei Reibungserscheinungen zu, die zwischen den einzelnen Oberbauteilen auftreten, ferner dem Gewicht des Oberbaues, endlich der Bettung und dem Untergrund, hier unter dem Einfluß der elastischen Nachwirkung, die die Senkungen und vor allem die Wiederanhebungen der Bettung verhältnismäßig langsam erfolgen läßt. Die bekannte Winklersche Beziehung trägt diesen Verhältnissen keine Rechnung. Durch vereinfachende Annahmen und schrittweises Vorgehen kann man jedoch ein annäherndes Bild über den Einfluß einzelner Ursachen der Dämpfung gewinnen.

Auch die Einführung eines Systems fest miteinander verbundener Einzellasten, wie es im Betrieb bei den Lokomotiven zur Wirkung kommt, kann ohne Schwierigkeit derart erfolgen, daß die Gleichung der Bahnkurve für Ruhelast ermittelt wird, die die Funktion der elastischen Kraft bestimmt. Allerdings wird in diesem Falle die Betrachtung eines Trägers auf acht elastischen Stützen erforderlich.

Aus den auf obigem Wege ermittelten Schwingungen kann ferner Einblick in gewisse Wechselbeziehungen zwischen dem Gleis und den Fahrzeugen gewonnen werden; aus den Resonanzbedingungen insbesondere lassen sich »kritische Verhältnisse« zwischen einzelnen Oberbauteilen oder zwischen diesen und den Einzelteilen der Fahrzeuge und deren sonstigen Eigen-

schaften erkennen. Wenn nun auch im Eisenbahnoberbau eine Resonanz nicht ganz zu vermeiden ist, so ist doch andererseits weniger eine unmittelbar gefahrdrohende Beanspruchung wie etwa bei Brücken als vielmehr die Häufigkeit ungünstiger Anstrengungen der Baustoffe und der schnelle Wechsel bei ihrem Auftreten maßgebend, da gerade durch diese die Abnutzung in hohem Maße beschleunigt werden kann. Man wird daher, soweit nicht andere Forderungen entgegenstehen, ein häufiges oder gar regelmäßiges Eintreten einer Resonanz nach Möglichkeit zu vermeiden suchen.

Abb. 1. Schwingungsverlauf unter Einfluß des Federspiels eines Wagens.

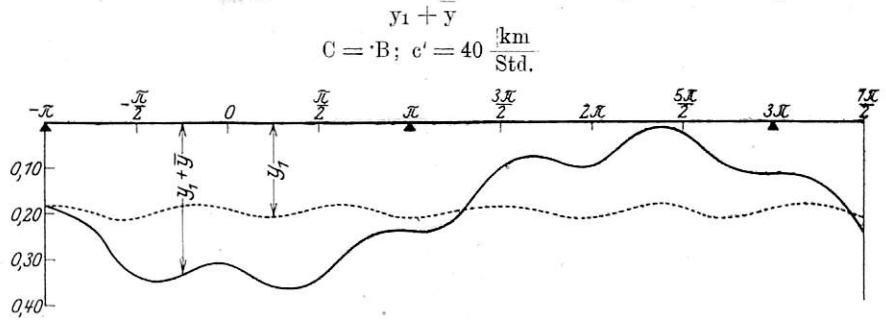
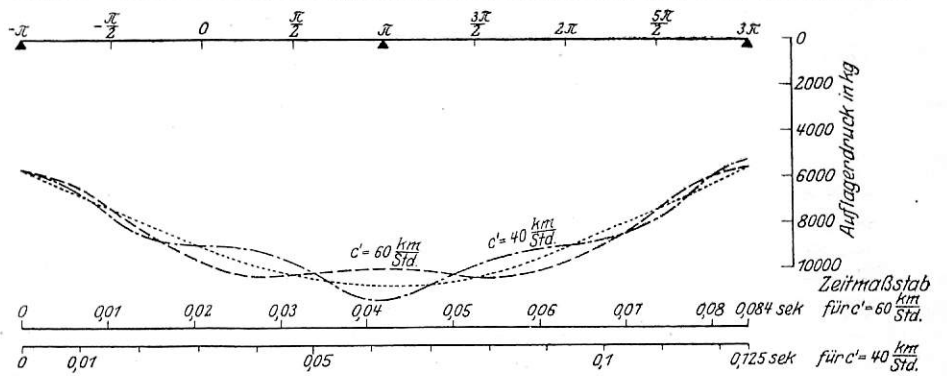


Abb. 2. Einflußlinien für Auflagerdruck, Schwellensenkung usw. unter bewegter Last.



Die zur Beurteilung der Beanspruchung eines Oberbauteiles zweckmäßigen Einflußlinien lassen sich ohne weitere Schwierigkeiten aus den Schwingungsgleichungen ableiten. Unter Fortlassung der immerhin etwas umfangreichen Rechnung seien hier als Beispiel nur die Vertikalschwingungen einer Querschelle unter einer der Größe nach konstanten bewegten Last angeführt worden, von denen die Abb. 2 ein Bild vermittelt. Es ist von Wert, diese Darstellung mit den Beobachtungsergebnissen von Wasiutynski zu vergleichen, wenn man an die errechnete Schwingung den Zeitmaßstab legt. Hier wie dort erkennt man deutlich den Einfluß der Eigenschwingungen.

Von der wichtigen Bahnkurve für bewegte Last ausgehend, können auf dem vorgeschlagenen Wege die Untersuchungen weiter ausgebaut und durch ziffermäßige Auswertung gewisse Fingerzeige für eine weitere Durchbildung des Eisenbahnoberbaues gewonnen werden, wozu die vorstehenden Zeilen anregen möchten.

### Ein eigenartiger Eisenbahnunfall.

Über einen, allerdings schon über ein Jahrzehnt zurückliegenden Unfall, der zu einer folgenschweren Katastrophe hätte werden können, durch eigenartige, glückliche Begleitumstände aber in seinem Umfang und seiner Tragweite beschränkt blieb und daher festgehalten zu werden verdient, sei nachträglich ein Bericht gebracht.

Im Zuge der von der R. B. D. Oldenburg betriebenen Strecke Oldenburg—Leer—Neuschanz überquert die Bahnlinie zwischen den Bahnhöfen Hilkenborg und Weener mit einer Drehbrücke die Ems. Am 26. Juli 1913 ging bei der R. B. D. Oldenburg folgende telegraphische Meldung ein: »Lokomotive

des Zuges 232 bei geöffneter Brücke in die Ems gefahren. Lok. hängt mit 3 Achsen über den östlichen Pfeiler hinab und wird in dieser Lage durch den dahinterstehenden Zug gehalten.« In einem weiteren Telegramm wies die zuständige Bahnmeisterei bereits darauf hin, daß für die Aufgleisung voraussichtlich die Verwendung eines Schiffkrans in Frage komme.

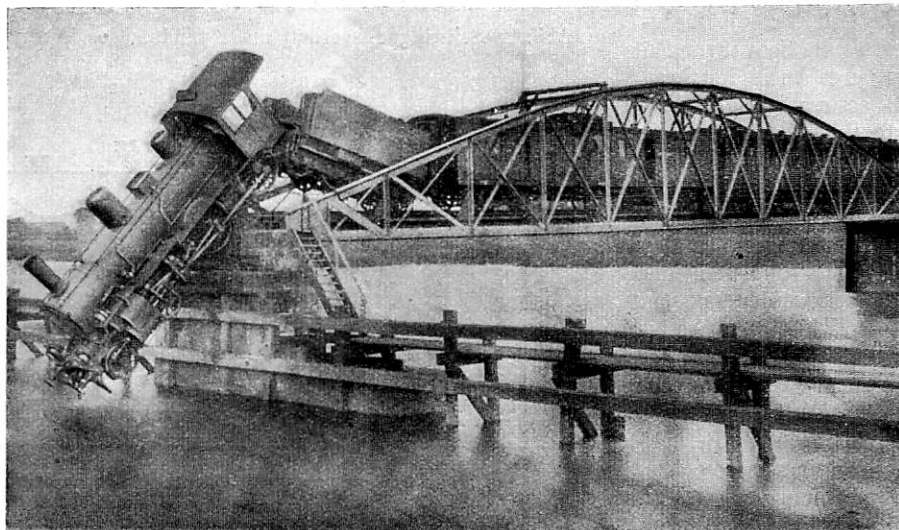
In der Nacht vom 25. zum 26. Juli 1913 um 12.05 Uhr war der Personenzug von dem östlich der Emsbrücke, unmittelbar am Deich gelegenen Haltepunkt Hilkenborg bei auf Halt stehendem Signal und offenstehender Brücke abgefahren. Die

Entfernung von dem Brückendeckungssignal (Hauptsignal), bei welchem die Lokomotive in Hilkenborg gehalten hatte, bis zur östlichen Drehbrückenöffnung beträgt etwa 270 m. Als der Lokomotivführer sich der Öffnung schon auf etwa 100 m genähert hatte, bemerkte er plötzlich, daß die Drehbrücke nicht geschlossen war. Zunächst hatte er sich durch den über dem Strom lagernden Nebel täuschen lassen und im Schein der

der sich hinten auf die Bahnräumer aufsetzte, mit hoch. Durch den Tender und den dahinter stehenden Zug wurde die Lokomotive vor dem gänzlichen Absturz bewahrt. Die Kupplung zwischen Lokomotive und Tender bog sich nach oben durch, hielt der außergewöhnlichen Beanspruchung aber stand.

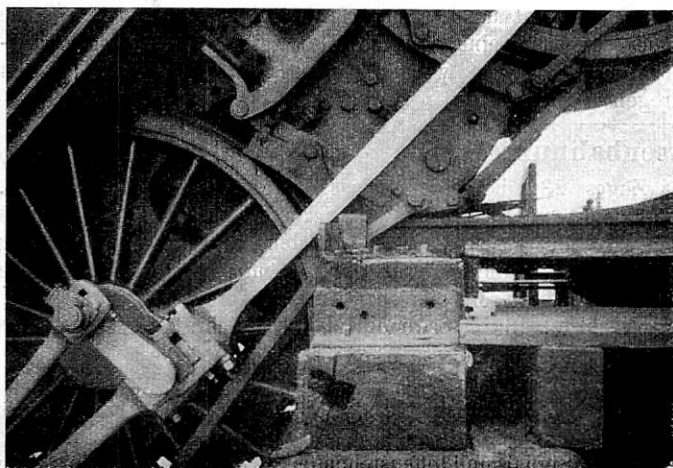
Nachdem das Lokomotivpersonal sich überzeugt hatte, daß die Lokomotive in dieser gefährlichen Lage hängen blieb, stellte

Abb. 1. Eisenbahnunfall an der Emsbrücke bei Weener.



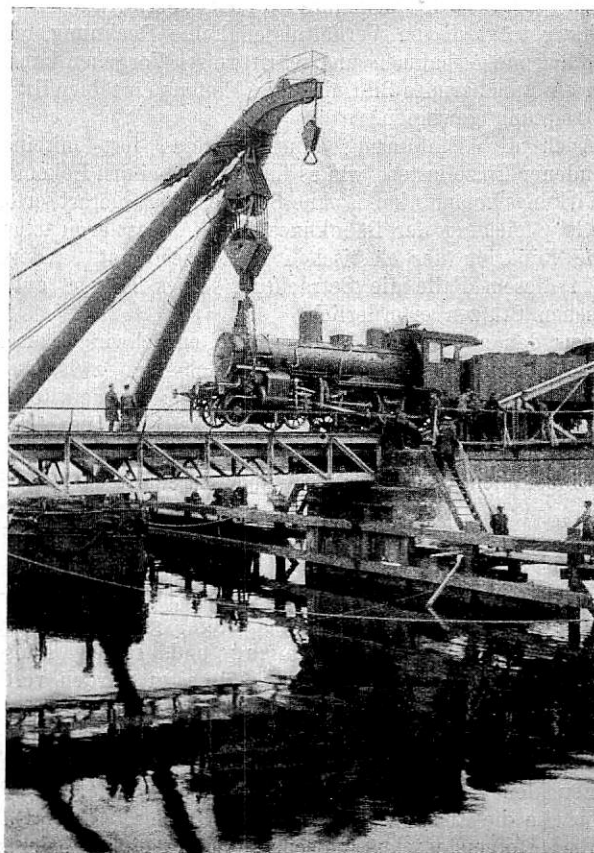
Lokomotivlaternen die quergedrehte Brücke für einen Nebelstreifen gehalten. Erst nachdem ihm zum Bewußtsein gekommen war, daß er mit seinem Zuge der geöffneten Brücke zufuhr, schloß er den Regler, setzte die Luftdruckbremse in Tätigkeit und beauftragte auch seinen Heizer, die Handbremse des Tenders anzuziehen. Dank dem kurz vorausgegangenem Halten näherte sich der Zug mit nur geringer Geschwindigkeit der Brückenöffnung und er kam knapp vor der Brückenöffnung nahezu zum Stillstande, so daß der Lokomotivführer bereits glaubte, die Gefahr noch glücklich abgewendet zu haben. Verhängnis! — der Zug schob nach und die Lokomotive glitt langsam in die Brückenöffnung hinein, so daß die beiden vorderen Laufachsen und die erste Triebachse der 2B-Personenzuglokomotive »Venus« frei in der Luft schwebten. Der Federausgleichhebel zwischen erster und zweiter Triebachse stützte sich auf die Kante des Brückenpfeilers, das hintere Ende der Lokomotive kippte nach oben, nahm auch den Tender,

Abb. 2. Die Lokomotive stützt sich mit dem Federausgleichhebel auf den Brückenpfeiler.



es die Dampfstrahlpumpen an, zog, soweit möglich, das Feuer aus der Feuerkiste heraus und dämpfte den Rest des Feuers durch Aufwerfen angenäster Kohlen ab. Bei dem gerichtlichen Verfahren fiel dies mannhafte Verhalten des Lokomotivpersonals.

Abb. 3. Lokomotive im Geschirr des Schwimmkrans.



das die Lokomotive trotz der drohenden Gefahr, mit ihr in die Fluten der Ems abzustürzen, erst verließ, nachdem es einem Ausglühen der Feuerkiste, wenn nicht gar größerem Unheil vorgebeugt hatte, strafmildernd ins Gewicht. Der Lokomotivführer kam mit einer Geldstrafe davon.

Die Fahrgäste des Zuges (10 Personen) blieben vorläufig in den Wagen, sie waren sich der Gefahr, in der sie geschwebt hatten, nicht bewußt geworden. Durch das Zugbegleitpersonal wurden sie auf den Trittbrettern zum östlichen Ende der Brücke zurückgeführt; ein Zurückgehen auf der Brücke selbst wäre, da ein Laufsteg nicht vorhanden, gefahrvoll gewesen.

Der Brückenwärter auf dem westlichen Emsufer hatte wohl bemerkt, daß sich der Zug 232 von Hilkenborg aus in Bewegung setzte, obwohl die Brücke noch nicht geschlossen war. Der rechtzeitige Schluß der Brücke war dadurch verzögert worden, daß sich ein kleines Segelschiff stromabwärts der Brücke näherte. Damit dieses nicht gegen die Brücke antrieb, hatte der Brückenwärter die Brücke noch nicht geschlossen. Als der Brückenwärter die dem Zug drohende Gefahr bemerkte, stellte er sofort den Elektromotor an, um die Brücke zu schliessen. Es gelang jedoch der Schluß nicht vollständig, beim Abgleiten der Lokomotive in die Brückenöffnung war die Brücke bis auf etwa 2 m an den Schluß herangedreht.

Nach Eintreffen des Hilfszuges an der Unfallstelle wurden die verschiedenen Möglichkeiten der Aufgleisung geprüft. Um den Zugverkehr alsbald wieder aufnehmen zu können, kam in Frage, die Lokomotive durch Zerschneiden des Kupplungshakens zwischen Lokomotive und Tender in die Ems abzustürzen. Eine Bergung der in den Fluß abgestürzten Lokomotive hätte jedoch große Schwierigkeiten bereitet, es wurde daher von

einem Abstürzen der Lokomotive abgesehen. Ein Heben der Lokomotive durch Prahm vom Fluß aus stieß wegen des wechselnden Wasserstandes auf übergroße Schwierigkeiten (Oberkante Schiene 6,6 m über Niedrigwasserstand). Man entschloß sich daher, die Lokomotive mittels Schwimmkrans zu heben. Ein solcher wurde von der ehemaligen Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven gechartert. Mit zwei Seeschleppern mußte der Schwimmkran über See nach Emden gebracht werden, von wo ab die weitere Schleppung Ems aufwärts des niedrigen Wasserstandes wegen mit Flussschleppern bewirkt werden mußte. Der Schwimmkran ging am 28. Juli nachmittags von Wilhelmshaven ab, kam bei der Fahrt über See infolge außergewöhnlich schweren Seegangs in große Gefahr. (Ein Beiboot wurde über Bord geschlagen und ging verloren.) Am 29. Juli, 10 Uhr abends, traf der Schwimmkran an der Unfallstelle ein. Mit der Hebung der Lokomotive wurde am 30. Juli früh begonnen. Um 10.40 Uhr vormittags war sie glücklich beendet, so daß schon im Laufe des Nachmittags des gleichen Tages, kurz nach 1 1/2 Uhr, der Betrieb über die Brücke wieder aufgenommen werden konnte.

Die Beschädigungen an der Lokomotive waren nur geringfügig.

Abb. 1 zeigt die Lokomotive mit dem anhängenden Zug auf dem östlichen festen Brückenende.

Abb. 2 zeigt, wie sich die Lokomotive mit dem Federausgleichsheber auf den Brückenpfeiler stützt.

Abb. 3 zeigt die Lokomotive im Geschirr des Hebezeugs des Schwimmkrans hängend hochgezogen, so daß die Brücke unter ihr eingeschwenkt werden konnte.

Arzt, Oberregierungsbaurat.

### Ermittlung der Länge der Gegenkurbelstange in der Heusinger-Steuerung.

von Professor W. Monitsch.

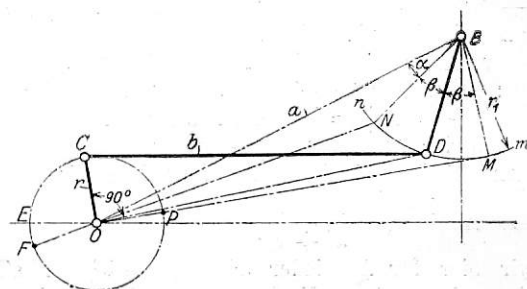
Die Erzielung günstiger Dampfverteilung bei der Heusingersteuerung hängt bekanntlich u. a. von der mehr oder weniger genauen Bestimmung der Länge der Gegenkurbelstangen ab. Man ermittelt sie häufig unter der Annahme, daß der Kulissenangriffspunkt M aus seiner Mittellage, die der Kurbelotlage entspricht, gleiche Schwingungen nach beiden Seiten macht. Die in der technischen Literatur gegebenen Anleitungen zur Ermittlung dieser Größe, auch die von der Lokomotivfabrik von Kraufs & Co. in München\*) vorgeschlagene zeichnerische und rechnerische und von Professor P. Selesnjew in seinem Buche »Schieber- und Kulissensteuerungen« angeführte Berechnungsweise liefern nur Annäherungswerte. Auch gibt ihre Anwendung keinen Aufschluß über die Größe des dabei entstehenden Fehlers und läßt kein Urteil darüber zu, bis zu welchem Grade der Genauigkeit die Lösung der gestellten Aufgabe möglich ist.

Hier möchte ich eine neue Formel vorschlagen, welche nach Umformungen schließlich eine einfache Form annimmt und eine sehr einfache zeichnerische Ermittlung der gesuchten Größe zuläßt. Diesem Umstand kommt eine besondere Bedeutung zu, nicht nur, weil die Formel die wirkliche Länge der Gegenkurbelstange bei der Bedingung gleicher Schwingenausschläge liefert, sondern auch deshalb, weil sie eine bemerkenswerte geometrische Abhängigkeit zwischen gewissen Elementen des Steuerungsantriebs hervortreten läßt.

Abb. 1 zeigt eine Anordnung der Schwingen, der Gegenkurbelstange und der Gegenkurbel. B bezeichnet den Aufhängungspunkt, D den Angriffspunkt der Schwinge, nm die von diesem Punkte beschriebene Bahn, CD die Gegenkurbelstange, OC = r die Kurbellänge. Die Gerade, welche den Kurbeldrehpunkt O mit dem Angriffspunkt D der Schwinge in ihrer Mittellage verbindet, wird als Mittelrichtung der Gegen-

kurbelstange bezeichnet. Sie soll bei der Heusinger-Steuerung mit der zugehörigen Gegenkurbelstellung bekanntlich einen rechten Winkel bilden. Sie fällt mit der Zylinderachse zusammen, wenn der Aufkeilwinkel der Gegenkurbel 90° ist (Abb. 1), sie ist geneigt gegen die Zylinderachse, wenn der Aufkeilwinkel aus konstruktiven Gründen bei höherer Lage des Schwingendrehpunktes davon abweicht (Abb. 2). Letztere Anordnung ist die gebräuchlichere.

Abb. 1.



In den beiden Endstellungen der Schwinge liegen Gegenkurbelstange und Gegenkurbel in einer Geraden, die durch den Drehpunkt O geht.

Diese geometrischen Eigenschaften gestatten die Aufstellung einer Formel für den vorliegenden Zweck.

Aus  $\triangle OBN$  (Abb. 1) erhalten wir:

$$ON^2 = OB^2 + NB^2 - 2 \cdot OB \cdot NB \cos \alpha.$$

Wenn wir ON durch  $b - r$ , NB durch  $r_1$  und OB durch a ersetzen, lautet die vorhergehende Gleichung:

$$(b - r)^2 = a^2 + r_1^2 - 2 ar_1 \cos \alpha \quad \dots \quad 1)$$

Ebenso erhalten wir aus den Dreiecken OBD und OBM:

$$b^2 - r^2 = a^2 + r_1^2 - 2 ar_1 \cos (\alpha + \beta) \quad \dots \quad 2)$$

$$(b + r)^2 = a^2 + r_1^2 - 2 ar_1 \cos (\alpha + 2\beta) \quad \dots \quad 3)$$

\*) Z. d. V. d. J. 1905, S. 481.

Setzen wir den Ausdruck  $a^2 + r_1^2 - b^2 - r^2$  gleich A, es erhalten diese drei Gleichungen folgende Form:

$$\begin{aligned} A + 2br &= 2ar_1 \cos \alpha && 1') \\ A + 2r^2 &= 2ar_1 \cos (\alpha + \beta) && 2') \\ A - 2br &= 2ar_1 \cos (\alpha + 2\beta) && 3') \end{aligned}$$

Gleichung 1') und 3') addiert ergibt nach entsprechender Umformung:

$$A = 2ar_1 \cos (\alpha + \beta) \cos \beta \dots \dots \dots 4')$$

Gleichung 1') von Gleichung 3') subtrahiert liefert die Gleichung:

$$br = ar_1 \sin (\alpha + \beta) \sin \beta \dots \dots \dots 5)$$

Gleichung 2') in 4) eingesetzt und zum Quadrat erhoben erhalten wir:

$$\cos^2 \beta = \frac{A^2}{A^2 + 4r^4 + 4Ar^2} \dots \dots \dots 6)$$

Gleichung 5) zum Quadrat erhoben, ergibt:

$$b^2 r^2 = a^2 r_1^2 [1 - \cos^2 (\alpha + \beta)] \sin^2 \beta \dots \dots \dots 7)$$

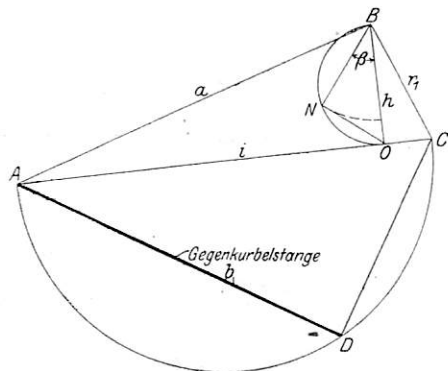
Desgleichen Gleichung 2')

$$\cos^2 (\alpha + \beta) = \frac{A^2 + 4r^4 + 4Ar^2}{4a^2 r_1^2} \dots \dots \dots 8)$$

Aus den Gleichungen 7) und 8) erhalten wir nach gewissen Umformungen

$$\sin^2 \beta = \frac{4b^2 r^2}{4a^2 r_1^2 - A^2 - 4r^4 - 4Ar^2} \dots \dots \dots 9)$$

Abb. 2.



Die Addition der Gleichungen 6) und 9) ergibt:

$$1 = \frac{A^2}{A^2 + 4r^4 + 4Ar^2} + \frac{4b^2 r^2}{4a^2 r_1^2 - A^2 - 4r^4 - 4Ar^2} \dots \dots \dots 10)$$

Wenn wir in die Gleichung 10) die Grösse  $b^2$  aus  $A = a^2 + r_1^2 - b^2 - r^2$  einsetzen, so finden wir nach Umformungen:  $A^2(a^2 + r_1^2) + 4A(a^2 r^2) + r^2 r_1^2 - a^2 r_1^2 + 4r^2(a^2 r^2 + r^2 r_1^4 - a^2 r_1^2) = 0$ . Wird diese Gleichung nach A aufgelöst und der Ausdruck  $a^2 r^2 + r^2 r_1^2 - a^2 r_1^2$  im zweiten und dritten Glied durch Kersetzt, so erhalten wir:

$$A = \frac{-2K \pm \sqrt{K^2 - r^2 K^2 (a^2 + r_1^2)}}{a^2 + r_1^2}$$

Indem wir hier für A wieder  $a^2 + r_1^2 - b^2 - r^2$  einsetzen, finden wir nach gewissen Umformungen die gesuchte Formel für die Länge b der Gegenkurbelstange

$$b = \sqrt{\frac{a^4 + r^4 + a^2 r^2 + r^2 r_1^2 \pm 2ar_1 \sqrt{a^2 r_1^2 - a^2 r^2 r_1^2}}{a^2 + r_1^2}} \dots \dots \dots 11)$$

Die erhaltene Formel erscheint jedoch noch ziemlich verwickelt und auch praktisch ungeeignet zur zeichnerischen Auswertung. Um ihr eine, für die Anwendung geeignete Form zu geben, führen wir den Winkel  $\beta$  der Schwingenausschläge ein. Es ist klar, daß dieser Winkel in einer gewissen Abhängigkeit von der Gegenkurbellänge r steht: je größer diese, desto größer ist auch der Ausschlag der Schwingen.

Gleichung 2') und 4) gestatten eine geeignete Beziehung zwischen  $\beta$  und r bzw. b herzustellen.

Durch Einsetzen von 2') in 4) ergibt sich:

$$A = (A + 2r^2) \cos \beta$$

und hieraus:

$$\left(\frac{A}{2} + r^2\right)^2 \sin^2 \beta = (A + r^2) r^2 \dots \dots \dots 12)$$

Durch Einsetzen der aus 8) bestimmten Grösse  $\cos^2 (\alpha + \beta)$  in Gleichung 7):

$$b^2 r^2 = \left[ a^2 r_1^2 - \left(\frac{A}{2} + r^2\right)^2 \right] \sin^2 \beta$$

Wird in dieser Gleichung  $b^2$  durch die Grösse  $a^2 + r_1^2 - r^2 - A$  ersetzt, so lautet sie:

$$r^2 (a^2 + r_1^2 - r^2 - A) = \left[ a^2 r_1^2 - \left(\frac{A}{2} + r^2\right)^2 \right] \sin^2 \beta \dots \dots \dots 13)$$

Die Gleichungen 12) und 13) addiert, ergibt:

$$\sin \beta = \frac{r \sqrt{a^2 + r_1^2}}{ar_1} \dots \dots \dots 14)$$

Daraus folgt:

$$r = \frac{ar_1 \sin \beta}{\sqrt{a^2 + r_1^2}} \dots \dots \dots 15)$$

Dieser Ausdruck läßt sich zeichnerisch darstellen. Es sei (Abb. 2)  $ar_1 = 2s =$  Doppelfläche des Dreiecks, dessen Katheten gleich a und  $r_1$  sind; es sei ferner  $\sqrt{a^2 + r_1^2} = 1$  die Hypothense desselben, h die auf die Hypothense gefällte Höhe. Es besteht somit die Gleichung  $a \cdot r_1 = h \cdot 1$  und der Ausdruck 15) erhält folgende Form:

$$r = h \sin \beta \dots \dots \dots 16)$$

Die Länge der Gegenkurbel r verändert sich dann nur proportional dem sinus des Ausschlagswinkels der Schwinge.

Setzen wir den Wert des Winkels  $\beta$  in die für b gefundene Gleichung 11) ein, erheben den Ausdruck 15) zum Quadrat und setzen dieses Resultat unter das Wurzelzeichen des Ausdrucks 11) an Stelle von  $r^2$  ein, so finden wir:

$$b = a \sqrt{\frac{1 + m^4 + m^2 (\sin^2 \beta \pm 2 \cos \beta)}{1 + m^2}} \dots \dots \dots 17)$$

wo  $\frac{r_1}{a}$  durch m bezeichnet wird.

Von den in den Gleichungen 15) und 17) unbekanntten Größen r, b und  $\beta$  lassen sich ohne weiteres zwei mit Hilfe der beiden oben bezeichneten Gleichungen bestimmen, wenn wir eine davon als bekannt annehmen.

Die Berechnung nach der Formel 17) können wir durch ein zeichnerisches Verfahren ersetzen. Geben wir dieser Gleichung die Form:

$$b = a \sqrt{1 + m^2 - \frac{m^2 (1 \pm \cos \beta)^2}{1 + m^2}}$$

und ersetzen darin m durch  $\frac{r_1}{a}$ , so erhalten wir:

$$b = \sqrt{a^2 + r_1^2 - \frac{r_1^2 a^2}{r_1^2 + a^2} (1 \pm \cos \beta)^2} \dots \dots \dots 18)$$

Für b ergeben sich zwei Werte. Es ist aber leicht zu zeigen, daß der größere von ihnen für unsere Aufgabe eine unbrauchbare Lösung ergibt. Um die Formel 11) abzuleiten, ist es nämlich nötig gewesen, den Ausdruck  $A = (A + 2r^2) \cos \beta$  zum Quadrat zu erheben und weiter die Quadrat-Gleichung nach A aufzulösen, woraus der zweite Wert von b erhalten wurde. Beim Quadrieren erscheinen oft überflüssige Wurzeln, was auch hier der Fall ist. Es gilt also:

$$b = \sqrt{a^2 + r_1^2 - \frac{a^2 r_1^2}{a^2 + r_1^2} (1 + \cos \beta)^2} \dots \dots \dots 19)$$

Die Grösse  $(a^2 + r_1^2)$  stellt das Quadrat der Hypothense 1 des rechtwinkligen Dreiecks ABC (Abb. 2) dar, dessen Katheten gleich a und  $r_1$  sind, d. h. dem Abstand AB vom Kurbel-

mittelpunkt bis zum Aufhängungspunkt der Schwinge und dem Abstand BC vom Aufhängungspunkt bis zum Angriffspunkt der Gegenkurbelstange.

Was die Größe  $\frac{a^2 r_1^2}{a^2 + r_1^2}$  betrifft, so ist es leicht, aus der Ähnlichkeit der Dreiecke ABC und OBC zu zeigen, daß sie gleich  $h^2$  ist. Nun können wir den Ausdruck 19) folgenderweise umschreiben:

$$b = \sqrt{l^2 - (h + h \cos \beta)^2}$$

d. h. die Größe b ist gleich der Kathete des rechtwinkligen Dreiecks, dessen Hypotenuse l und dessen andere Kathete  $(h + h \cos \beta)$  ist. Die weitere Konstruktion wird folgenderweise ausgeführt: Über der Höhe  $BO = h$  als Durchmesser wird ein Halbkreis beschrieben und ein rechtwinkliges Dreieck NBO mit Winkel  $\beta$  bei B gezeichnet, so daß  $NB = h \cos \beta$ . Darauf

beschreiben wir über der Hypotenuse  $AC = l$  des Dreiecks ABC als Durchmesser einen Halbkreis und zeichnen mit Hilfe desselben das rechtwinklige Dreieck ACD, dessen eine Kathete  $DC = h = h \cos \beta = BO + NB$ . Die zweite Kathete AD dieses Dreiecks stellt die Lösung unserer Aufgabe dar, d. h. die Länge der Gegenkurbelstangen.

In Abb. 2 ist die Kathete NO des rechtwinkligen Dreiecks NBO gleich  $h \sin \beta$ . Nach dem Ausdruck 16) ist diese Größe gleich der Länge der Gegenkurbel r. Auf diese Weise sind in der letzten Abbildung die Länge der Gegenkurbelstange, die Länge der Gegenkurbel und der Ausschlagwinkel der Schwingen in geometrische Beziehung zueinander gebracht. Außerdem ist aus der Abbildung der Einfluss des Abstandes des Schwingendrehpunktes vom Kurbeldrehpunkt, sowie der Schwingenlänge zu ersehen.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Allgemeines.

#### Die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Betriebs der Schweizer Bundesbahnen nach den neuesten Untersuchungen.

In der Schweiz. Bauzeitung, Band 84, Seite 208 ff. behandelt W. Kummer, wie bereits früher im Band 81, Seite 47 ff. der gleichen Zeitschrift, die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Betriebs der S. B. B. im Vergleich zum Dampftrieb auf Grund eines neuerlichen Berichtes vom 30. 6. 24 der Generaldirektion. Eine erneute Prüfung dieser Frage war notwendig, einmal um zu klären, ob die fortschreitenden Erfahrungen dem neuen Betrieb günstig waren, dann auch deshalb, weil das ursprüngliche Programm der Generaldirektion erweitert und beschleunigt wurde insofern, als bis Ende 1928 schon die für 1933 vorgesehenen 1566 km auf elektrische Fahrdrathleitung auszubauen waren. Der Wirtschaftlichkeitsberechnung wurde der Verkehr von 1929 mit 8931 Millionen tkm, wie er 1913 herrschte, zugrunde gelegt. Die jährlichen Ausgaben sind ermittelt, wie in nebenstehender Übersicht angegeben.

In dem Betrag von 39 698 000 Fr. ist die Bundessubvention berücksichtigt. Das Anlagekapital für die elektrische Fahrleitung beträgt unter Abzug dieser Subvention 470 Millionen, für die elektrischen Lokomotiven 230 Millionen Fr.

Unter der Annahme, daß im Jahre 1929 500 t Kohlen verbraucht würden, errechnet die S. B. B. einen Paritätskohlenpreis von

$$\frac{67\,938\,000 - 39\,208\,000}{500\,000} = 57,46 \text{ Fr./t.}$$

Für die 1923 und 1924 bezogenen Lokomotivkohlen betragen die Kosten an der Grenze 53,11 Fr./t und für die Briketts 64,43 Fr./t. Vor dem Kriege wurden  $\frac{2}{3}$  Briketts und  $\frac{1}{3}$  Kohle verfeuert, jetzt infolge der hohen Brikettspreise  $\frac{1}{3}$  Briketts und  $\frac{2}{3}$  Kohle. In der Wirtschaftlichkeitsrechnung ist angenommen, daß ebenso viel Kohlen verbrannt werden wie Briketts. Es ergibt sich hiernach für das Brennmaterial ein Mittelpreis von 58,77 Fr./t.

Der Paritätskohlenpreis von 57,46 Fr./t besagt, daß Kostengleichheit herrscht zwischen dem elektrischen und Dampftrieb, wenn der Kohlenpreis 57,46 Fr./t beträgt. Nachdem aber der tatsächliche Kohleneinkaufspreis 58,77 Fr./t, also höher ist als der Paritätskohlenpreis, ist der elektrische Betrieb um die Differenz beider Kohlenpreise billiger als der Dampftrieb.

für den elektrischen Betrieb	für den Dampftrieb
Betriebsausgaben für Kraft-Unterwerke, elektrische Leitungen . . . . .	4 376 000 Fr.
Kosten gemieteter elektrisch. Arbeit . . . . .	1 270 000 „
Kosten für Fahrdepotpersonal, lfd. Unterhaltung der Fahrleitungen und Lokomotiven . . . . .	22 594 000 „
Verzinsung (5 <sup>0</sup> / <sub>10</sub> ) und Tilgung des gesamten Anlagekapitals (mit Lok.) . . . . .	39 698 000 „
<b>Gesamtsumme</b> . . . . .	<b>67 938 000 Fr.</b>
	dieselben Ausgaben ohne Fahrleitungen . . . . .
	28 983 000 Fr.
	Kohlentransport, Grenze bis zur Verladung auf den Tender, Speisewasser . . . . .
	5 350 000 „
	Mehrkosten, Bahnunterhaltung . . . . .
	390 000 „
	Verzinsung (5 <sup>0</sup> / <sub>10</sub> ) und Tilgung des Anlagekapitals v. 73 000 000 Fr. der Dampflokomotiven . . . . .
	4 485 000 „
	<b>Gesamtsumme</b> . . . . .
	<b>39 208 000 Fr.</b> (ohne Kohlen)

Größer wird der Vorteil, wenn der Verkehr bei den gleichen Anlagen steigt, bei 25% Steigerung ergibt sich ein Paritätskohlenpreis von 44 Fr./t.

Die Wirtschaftlichkeit auch für den beschleunigten Ausbau erscheint also gegeben. Bei dieser Berechnung ist jedoch gar nicht in Rücksicht gezogen, daß bei dem elektrischen Ausbau infolge der Verkehrssteigerung auch noch höhere Einnahmen zu erwarten sind.  
Hr.

### Lokomotiven und Wagen.

#### 2 C - h 2 Personen- und Güterzuglokomotive der Maine Central Bahn. (Railway Age 1924, 1 Halb., Nr. 10.)

Wenn man in den letzten Jahren aus Amerika von der Indienststellung neuer Lokomotiven hörte, so waren dies in der Regel sechs- bis siebenachsige Bauarten mit annähernd 30 t größtem Achsdruck. Für leichteren Dienst stehen ja auch meist eine genügende Zahl älterer Lokomotiven zur Verfügung. Im vorliegenden Fall handelt es sich indessen um eine Lokomotive mit rd. 20 t Achsdruck, die von der Maine Central Bahn für die Beförderung leichter Güterzüge sowie für den Vorortverkehr beschafft worden ist. Da sie nach Achs-

druck und Abmessungen zum Vergleich mit den neuen Entwürfen der Deutschen Reichsbahn sich gut zu eignen scheint, soll sie hier nicht unerwähnt bleiben. Die Lokomotive zeigt den üblichen amerikanischen Aufbau für 2 C Lokomotiven mit Antrieb der mittleren Kuppelachse und einer über der hinteren Kuppelachse liegenden Feuerbüchse. Die Kolbenschieber von 305 mm Durchmesser werden von einer Baker-Steuerung bewegt. Zum Umstellen der Steuerung dient auch hier wie bei den schweren Lokomotiven Druckluft. Der Kessel ist kegelförmig; er hat Großrohrüberhitzer und einen auf vier Tragrohren von je 76 mm Durchmesser liegenden Feuerschirm.

Der Tender ähnelt im Aufbau der deutschen Bauart mit mittlerem, überhöhtem Kohlenraum. Im Verhältnis zu der Menge der mitgeführten Vorräte ist jedoch sein Gewicht merklich größer. Die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender sind:

Kesselüberdruck p . . . . .	14 at
Zylinderdurchmesser d . . . . .	508 mm
Kolbenhub h . . . . .	711 "
Kesseldurchmesser außen vorn 1626, hinten . . . . .	1778 "
Feuerbüchse: Länge . . . . .	2442 "
Weite . . . . .	1708 "
Heizrohre: Anzahl . . . . .	166 Stck.
Durchmesser . . . . .	51 mm
Rauchrohre: Anzahl . . . . .	26 Stck.
Durchmesser . . . . .	136,5 mm
Rohrlänge . . . . .	4572 "
Heizfläche der Feuerbüchse samt Tragrohren . . . . .	15,3 qm
Heizfläche der Rohre . . . . .	170,7 "
Heizfläche des Überhitzers . . . . .	40,8 "
Heizfläche — im Ganzen — H . . . . .	226,8 "
Rostfläche R . . . . .	4,1 "
Durchmesser der Treibräder D . . . . .	1600 mm
Durchmesser der Laufräder . . . . .	838 "
Achsstand der Kuppelachsen . . . . .	4572 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive . . . . .	8052 "
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender . . . . .	17818 "
Reibungsgewicht $G_1$ . . . . .	61,7 t
Dienstgewicht der Lokomotive G . . . . .	82,5 "
Dienstgewicht des Tenders . . . . .	62,3 "
Vorrat an Wasser . . . . .	24,5 cbm
Vorrat an Brennstoff . . . . .	9 t
H : R . . . . .	55
H : G . . . . .	2,75
H : $G_1$ . . . . .	3,68
	R. D.

### Hängeeisen oder Kuhn'sche Schleife?

(Hanomag-Nachrichten 1924, Heft 128).

Die Schieberschubstange der Heusinger-Steuerung überträgt die Bewegung des Schwingensteins auf den Voreilhebel. Sie stützt sich vorn auf diesen und ist hinten derart aufgehängt, daß sie gemäß der Stellung des Aufwerfhebels den Schwingenstein in bestimmtem Abstand vom Schwingendrehpunkt hält und somit die gewünschte Füllung gewährleistet. Diese Aufhängung kann auf zweierlei Weise geschehen: entweder es greift die Schieberschubstange an einem um den Endpunkt des Aufwerfhebels schwingenden Hängeeisen an (Abb. 124 d. Quelle) oder aber die Schieberschubstange gleitet in diesem Endpunkt in einer Führung hin und her (Abb. 126 d. Quelle). Das Hängeeisen ist bei der Mehrzahl der Lokomotiven zu finden. Die verschiedenen Möglichkeiten seiner Einordnung in das Steuerungsgetriebe scheinen oft nicht in Rücksicht auf steuerungstechnische Forderungen ausgewertet, sondern ziemlich planlos verwirklicht zu werden: es greift bald vor, bald hinter der Schwinge an; der Schwingenstein liegt bei Vorwärtsfahrt der Lokomotive zuweilen im oberen, zuweilen im unteren Schwingenteil. Die zweite Art der Aufhängung erscheint zuerst Anfang der 90er Jahre. Im Endpunkt des Aufwerfhebels ist ein Stein drehbar gelagert, in dessen zylindrischer Bohrung das schaftförmige Ende der Schieberschubstange gleitet. Weitere Verbreitung fand diese Aufhängung dann in der Form, die ihr Kuhn gab: das hintere Ende der Schieberschubstange erhielt die Gestalt einer Schleife, welche den Stein im Aufwerfhebel umfaßt.

## Betrieb in technischer Beziehung. Signalwesen.

### Russische Versuche in der Natur als Grundlage für die Ausarbeitung von Signalförmigkeiten.

Von Ing. K. N. Tschschowskij und W. Leskowez.

(Technika i Ekonomika Putej Soobschenja 1924, Nr. 6.)

In Verbindung mit den Arbeiten für die Wiederherstellung des russischen Eisenbahnsignalwesens wurden im August Versuche in der Natur angestellt zur Aufklärung des Einflusses, den folgende Verhältnisse auf die Sichtbarkeit der Signale haben: das Ausmaß d. i. die Fläche der Signale, die Umrisse des Signals bei gleicher Farbe und Fläche, die Einfassung der Signale bei gleicher Farbe,

Diese „Kuhn'sche Schleife“ fand bei den früheren Preussischen Staatsbahnen fast allgemein Eingang. In neuester Zeit trifft man öfter eine Abart von ihr, bei welcher Schwingenlager und Steuerwelle gleichachsig angeordnet sind, also den gleichen Drehpunkt haben, und die Schleife in der Schieberschubstange zwischen ihrem vorderen Angriffspunkt und der Schwinge angeordnet ist. Da diese Ausführung zuerst von der Lokomotivfabrik Winterthur durchgebildet worden ist, wird sie in der Quelle als „Bauart Winterthur“ bezeichnet.

Allgemein gilt für Steuerungsteile diejenige Konstruktion als die beste, die bei einwandfreier Dampfverteilung den geringsten Verschleiß aufweist. Dieser Gesichtspunkt muß demnach auch für die Wahl der Aufhängung der Schieberschubstange maßgebend sein.

Bei Anwendung des Hängeeisens bewegt sich der vordere Angriffspunkt der Schieberschubstange auf einer  $\infty$ -förmigen Bahn, der hintere Aufhängepunkt auf einem Kreisbogen um den Aufhängepunkt des Hängeeisens. Zwangläufig ergibt sich damit als Weg des Schwingensteins eine  $\infty$ - oder  $\circ$ -förmige Kurve, die jedoch ziemlich genau durch einen leicht nach unten gewölbten, einfachen Bogen ersetzt werden kann. Jeder Punkt dieses Bogens ist vom Schwingendrehpunkt verschieden weit entfernt, der Stein wird sich also relativ zur Schwinge gleitend verschieben. Diese Gleitbewegung, das „Springen“ des Steins muß bekanntlich möglichst gering gehalten werden. Liegt der Stein im oberen Teil der Schwinge, so sind die Bahnen der Schwingenpunkte nach dem Schwingendrehpunkt zu gewölbt; das Steinspringen wird daher verhältnismäßig hoch sein. Unter sonst gleichen Umständen fällt es um so geringer aus, je weiter der Aufhängepunkt der Schieberschubstange von ihrem vorderen Angriffspunkt entfernt ist. Es empfiehlt sich daher, das Hängeeisen nicht vor, sondern hinter der Schwinge anzuordnen. Im unteren Teil der Schwinge ist das Steinspringen gering. Es wird um so ungünstiger, je weiter der Angriffspunkt des Hängeeisens von der Schwinge entfernt ist, und es ist in diesem Fall gleichgültig, ob sich das Hängeeisen vor oder hinter der Schwinge befindet. Demnach eignet sich das Hängeeisen besonders für solche Lokomotiven, welche vorzugsweise in einer Fahrtrichtung verkehren, und zwar muß dann bei der bevorzugten Fahrtrichtung sein Drehpunkt und der Schwingendrehpunkt auf derselben Seite der Schieberschubstange liegen (d. h. beide oberhalb oder unterhalb).

Bei der Kuhn'schen Schleife beschreibt der Schwingenstein außerordentlich flach gewölbte Kurven, die, falls Schwingendrehpunkt und vorderer Angriffspunkt der Schieberschubstange in gleicher Höhe liegen, für die obere und untere Schwingenhälfte annähernd symmetrisch verlaufen. Das Steinspringen muß somit für beide Schwingenhälften gleich groß ausfallen; es nimmt unter sonst gleichen Verhältnissen einen Wert an, der etwa das Mittel aus den bei Anwendung des Hängeeisens sich ergebenden Werten darstellt. Die Kuhn'sche Schleife ist daher vorteilhaft bei solchen Lokomotiven zu verwenden, welche gleich häufig in beiden Fahrtrichtungen laufen müssen, vor allem also bei Tenderlokomotiven.

Das Steinspringen wäre am günstigsten, wenn der Stützpunkt der Schleife mit dem Schwingensteindrehpunkt zusammenfallen würde; dann würde die Steinbewegung ziemlich genau in der Richtung der Schieberschubstange verlaufen. Tatsächlich schmiegen sich die wirklichen Steinbahnen gut an diese Linie an. Liegt der Stützpunkt der Schleife hinter der Schwinge, so ist das Springen geringer, als wenn er sich in gleicher Entfernung vor der Schwinge befinden würde. Der Verfasser des Aufsatzes kommt daher zu dem Schluss, daß die Bauart Winterthur gegenüber der üblichen Ausführung im Nachteil ist, und daher nur in solchen Fällen angewendet werden sollte, wo ihr Vorzug geringen Platzbedarfs von ausschlaggebender Bedeutung ist.

R. D.

Fläche und gleichem Umriss, die Gitterform des Signals und die Verschiedenheit der dem Signal zugrunde gelegten Formen. Die Versuche waren vollkommen der Wirklichkeit angepaßt, die Beobachtungen wurden von Lokomotivführern im Betrieb gemacht. Jede Beobachtung wurde fünfmal wiederholt. Die Gesamtzahl der Beobachtungen war 1180. Ohne auf die genaue Wiedergabe der Versuche einzugehen, soll hier nur kurz das Wesentliche hervorgehoben werden.

1. Der Einfluß des Ausmaßes auf die Sichtbarkeit wurde durch Beobachtungen an zwei Reihen quadratischer Scheiben von 400, 900, 1600, 2500, 3600, 4900 und 6400 qcm Fläche bestimmt, die eine



Reihe rot, die andere gelb-orange. Die Beleuchtung war fünferlei: Bei Sonne von rückwärts, dann seitwärts bei Signal im Schatten und bei streifendem Licht, bei zerstreutem Licht und bei Sonne von vorn.

2. Die Bedingungen der Sichtbarkeit der Signalumrisse bei gleicher Farbe und Fläche wurde, wieder bei obigen fünf Beleuchtungen, für grüne und gelbe Quadrat-, Dreieck-, Rechteck- und Kreisform geprüft.

3. Der Einfluß der Umränderung des Signals bei gleicher Farbe und Fläche wurde an roten rechteckigen, grünen runden und gelben quadratischen, 3600 qcm großen Scheiben, bei 2,5 cm schwarzem und 2,5 cm weißem Rand, dann 5 cm Rändern geprüft und zwar wieder bei fünferlei Beleuchtung.

4. Der Einfluß der Gitterform des Signals wurde an einem roten Rechtecke im Ausmaße 50×190cm bei zerstreutem Licht und bei Sonne von vorn erprobt.

5. Die Sichtbarkeit der verschiedenen dem Signal zugrunde gelegten Formen wurde an vier weißen quadratischen Scheiben im Ausmaße 3600 qcm mit aufgetragenen schwarzen Figuren und zwar a) zwei Quadraten in Schachform, b) einem Kreis, c) lotrechten Streifen in  $\frac{1}{9}$  Scheibenbreite, d) zwei Dreiecken mit der Spitze in der Mitte ebenfalls wieder bei fünferlei Beleuchtung untersucht.

Die Hauptergebnisse aller dieser Versuche waren folgende:

1. Als wirksamstes Ausmaße eines tragbaren Signals ist die Scheibe von 3600 qcm Fläche anzunehmen.

2. Die Signalfarbe der Scheibe ist früher kenntlich als der Umriss und zwar bei 880/0.

3. Die Sichtbarkeit der roten Scheibe von 3600 qcm schwankt in Abhängigkeit von der Beleuchtung in den Grenzen von 295 bis 1050 m, der grünen Scheibe von 208 bis 869 m. Da diese Abstände sich bei weitem nicht im Rahmen der Bremswege bewegen, so ergibt sich die unvermeidliche Folgerung, vor jedem tragbarem Signal: „Halt“ oder „Langsam“ die entsprechenden Vorsignale aufzustellen.

4. Bei verschiedenen Flächen der Scheiben äußert die Form (Umriss) des Signals keinen Einfluß auf seine Sichtbarkeit.

5. Die Gelb-orange-Farbe steht bei Tage an Sichtbarkeit dem roten und grünen Licht nach, sie paßt daher nur für Vorsignale, die keine weitere Sichtbarkeit als auf 300 m erfordern.

6. Schwarz-weiße Umränderung setzt die Sichtbarkeit des Signals bei heller Beleuchtung herab, erhöht sie aber im Schatten und muß daher als wünschenswert bezeichnet werden.

7. Die Umränderung erhöht die Sichtbarkeit des Umrisses der Scheiben von roter und grüner Farbe und hat keinen Einfluß auf die Sichtbarkeit der Scheiben von gelber und weißer Farbe.

8. Die Umränderung rückt die Grenzen der Sichtbarkeit der Farbe und des Umrisses des Signals näher.

9. Die geeignetste Umränderung ist ein äußerer schwarzer Kreis von 2,5 cm Breite und ein innerer weißer von 5 cm Breite.

10. Die Gitterform des Signals setzt seine Sichtbarkeit in geradlinigem Verhältnis der Durchsichten zur ganzen Scheibenfläche herab.

11. Signaleinrichtungen in Gitterform sollten nicht angewendet werden.

Die Versuche sind ein erster Anfang nach dieser Richtung und sind noch nicht als abgeschlossen anzusehen. Es ist in Bälde beabsichtigt:

- alle Versuche im Winter zu wiederholen,
- die Signalfarben für die Tagessignale im Winter und im Sommer zu normalisieren,
- die Bedingungen der Sichtbarkeit der farbigen Signalgläser in einer Zusammenstellung, die gegenwärtig auf wissenschaftlichem Wege ausgearbeitet wird, zu untersuchen,
- die Bedingungen der Anwendung von Linsen und Spiegeln im Signalwesen zu erforschen.

Die Ergebnisse aller dieser Versuche sollen nach Maßgabe ihrer Durchführung veröffentlicht werden. Dr. S.

### Schnellzüge in Amerika.

(Railway Age 1924, 1. Halbj., Nr. 26.)

Von einer größeren Anzahl amerikanischer Schnellzüge, die mit bemerkenswerter Geschwindigkeit, z. T. auf weite Entfernungen verkehren, seien nachstehend einige zusammengestellt.

Name des Zuges	Strecke	Entfernung km	Fahrzeit		Geschwindigkeit km in der Stunde
			Std.	Min.	
A. Auf weite Entfernungen					
20th Century Limited	New York - Chicago	1558	20	—	77,9
Detroit	Detroit—New York	1087	14	20	75,8
Detroit	New York—Detroit	1087	14	45	73,7
Hudson River Limited	Cincinnati—New York	1423	19	25	73,3
Broadway Limited	New York—Chicago	1462	20	—	73,0
5th Avenue Special	Chicago—New York	1558	21	57	70,8
Southwestern Limited	New York—St. Louis	1864	26	25	70,5
Washington-Broadway Limited	Washington - Chicago	1330	19	—	70,0
Wolverine	New York—Chicago	1542	22	—	70,0
Michigan Central Limited	Chicago—New York	1542	22	15	69,4
Knickerbocker Special	St. Louis—New York	1864	27	15	68,4
New Yorker	St. Louis—New York	1695	24	50	68,3
B. Auf mittlere Entfernungen					
Empire State Express	New York—Buffalo	707	9	—	78,4
Nr. 114 und 186	Washington—New York	364	4	55	74,0
Pittsburgher	New York—Pittsburgh	708	9	35	73,9
Merchant & Knickerbocker Limited	New York—Boston	369	5	10	71,3

We

## Bücherbesprechungen.

**G. Strahl, Einfluß der Steuerung auf Leistung, Dampf- und Kohlenverbrauch der Heißdampflokomotiven.** Herausgegeben vom Deutschen Lokomotiv-Verbande. Hanomag-Nachrichten Verlag, G. m. b. H., 1924. 106 Seiten. Preis M 3.—.

Der Verfasser ermittelt zunächst den Einfluß der Drosselung auf die Dampfströmung in den Zylinder und auf die Ausströmung und den mittleren indizierten Dampfdruck bei verschiedenen Umdrehungszahlen und Füllungsgraden. Daraus folgt die indizierte Leistung. Sodann wird der Dampfverbrauch aus dem Indikator-Diagramm bei der vorher ermittelten Ein- und Ausströmdrosselung berechnet. Daraus läßt sich auf den Kohlenverbrauch schließen. Weitere Betrachtungen gelten der Betriebscharakteristik, d. h. dem Zusammenhang zwischen indizierter Leistung auf 100 Liter Zylinderinhalt und dem stündlichen Dampfverbrauch, ebenfalls bezogen auf 100 Liter Zylinderinhalt. Schliesslich wird der Zusammenhang zwischen Dampfverbrauch, Leistung, Geschwindigkeit und Belastungsgrenzen der Lokomotiven besprochen; den weiteren Inhalt bilden Versuche zur Feststellung des Eigenwiderstandes und die Folgerungen daraus für einzelne preussische Lokomotivtypen, wobei besonders

die Leistung der T 20 angeführt wird. Dieser Teil nimmt fast die Hälfte des Werkchens ein.

Das Studium des Büchleins ist lohnend, wenn man auch mit den Ableitungen und Folgerungen des Verfassers nicht immer übereinstimmen wird. Vielleicht erwartet auch mancher Leser über den Einfluß der Steuerung mehr zu erfahren als nur das Verhalten des preussischen Einheitsschiebers von 220 mm Durchm., 38 mm Einström- und 2 mm Ausströmdeckung und 5 mm Voreilen, für 550 mm Kanallänge und 11% schädlichen Raum.

Die Art der Ableitung der Differentialgleichung der Eintrittslinie im Indikator-Diagramm befriedigt mathematisch nicht. Es wird dort davon gesprochen, daß in der unendlich kleinen Zeit dt der Kolben den Weg ds<sub>1</sub> macht, während der Druck p im Zylinder konstant bleibt. Dann wird die Einströmung fiktiv unterbrochen und der Kolben legt noch den Weg ds - ds<sub>1</sub> zurück, wobei der Druck sich um dp ändert. Wenige Zeilen später lesen wir, daß p + dp den Druck nach der Zeit dt darstellt. Das ist ein Widerspruch. Nur dadurch, daß später doch wieder dt als Zeitelement für den Weg ds<sub>1</sub> gesetzt wird, erhält der Verfasser die richtige

Differentialgleichung. Diese ist übrigens schon 1905 von V. Blaess (Z. d. V. D. Ing. Seite 698) aufgestellt worden. Man erhält die Strahlsche Form der Differentialgleichung sehr rasch, indem man in der Blaessschen  $G = \frac{\mu w}{v}$  setzt. Blaess setzt zwar ausdrücklich voraus, „dafs der Dampf im Zylinder während der Einströmzeit trocken gesättigt sei“. Diese Annahme ist aber gar nicht nötig, da die Gleichung  $p v = c$  auch für die Drosselung des Heifsdampfes gilt. Strahl spricht hier ebenfalls von einer Hypothese, obwohl seine Annahme gar nicht hypothetisch ist. Mit dem Mariotteschen Gesetz (Seite 95) hat aber die Drosselgleichung des Heifsdampfes nichts zu tun. Einige Druckfehler (bei der Ableitung der Differentialgleichung Seite 96 oben mufs es statt  $w = 0$  heifsen:  $\mu w = 0$  oder  $f = 0$ , denn  $w$  strebt dem Gröfstwert zu, Seite 97 Mitte statt  $p_s$  richtig  $p_1$ ) wird der Leser wohl selbst berichtigen. Abbildung 36 könnte ihren Zweck besser erfüllen, wenn bei den Diagrammpunkten Drücke und Volumina angegeben wären. Bei Ermittlung des Dampfverbrauches habe ich Bedenken, die hohen Werte der „Hütte“ für die Temperatursenkung während der Einströmung bei ortsfesten Maschinen auf die Lokomotive mit ihren hohen Überhitzungsgraden und hohen Kolbengeschwindigkeiten anzuwenden. Unzulässig ist die Annahme der gleichen Zahlen für die Hochdruckzylinder der Verbundmaschinen, insbesondere der sehr geschützt liegenden Innenzylinder bei Vierzylinder-Lokomotiven. Auf Seite 13 wird vom Gegendruck der ortsfesten Maschinen nicht sehr überzeugend auf die Lokomotivmaschine geschlossen. Der Ausdruck für den mittleren Blasrohrüberdruck Seite 14 oben wird nicht abgeleitet und ist unverständlich, obwohl darauf die sehr wichtige Berechnung des Gegendruckes im Zylinder beruht. Die Gleichung Seite 14 unten mufs richtig lauten:

$$\frac{p_1}{p_s} = 1 - \frac{\Delta p}{p_s}$$

Seite 7 unten ist statt Zylindervolumen „Gesamtzylindervolumen“ zu setzen. Auf Seite 14 wird der Festwert  $\delta$  zu 0,8 für 12 at Schieberkastendruck angegeben; er gilt jedenfalls auch für 14 at, denn Zusammenstellung 4 und 7 sind tatsächlich für 14 at gerechnet und nicht, wie angegeben, für 12 at. Die Ausdrucksweise ist nicht selten schwer verständlich; so Seite 17 Mitte. Seite 35 Mitte mufs es wohl heifsen „unwirtschaftliche Füllungsgrade zu vermeiden“ statt „anzuwenden“.

Dafs die Versuche mit der Rechnung übereinstimmen, darf aus zwei Gründen nicht wundern. Zunächst führt Strahl in die Rechnung zahlreiche Festwerte als Erfahrungswerte ein, die ihrerseits wieder aus Versuchen stammen. (Seite 9, 12, 14 usw.) und dann trifft zu, was Guter muth schon vor 20 Jahren (Forschungsarbeiten Heft 19) feststellte: „dafs der mit der Drosselung verbundene Arbeitsverlust im allgemeinen wenig ins Gewicht fallen dürfte, da er im Vergleich zur Expansionsarbeit doch nur gering ist und sich auferdem in Form von Wärme im Dampf wieder findet.“ Guter muth, der übrigens nur von der Einströmdrosselung spricht, drückt sich vorsichtiger aus als Strahl, der schlankweg feststellt, dafs der grofse Spannungsabfall den Dampfverbrauch keineswegs ungünstig beeinflusst (Seite 31, ähnlich Seite 8, Seite 93). Dabei wird Seite 18 ein Unterschied des indizierten Druckes von 14, 5% infolge der Drosselung festgestellt! Man kann da den Zweifel nicht unterdrücken, ob den preufsischen Staatsbahnen überhaupt geeignete Versuchsobjekte zur Verfügung standen. Wenn der Schaden der Drosselung auch nur 5% beträgt, da ist er auf jeden Fall. Weder die Genauigkeit der Rechnung noch jene der Versuche ist so erheblich, dafs deren Ergebnisse dem logischen Schluss entgegen verwertet werden können. Ich glaube, dafs die Mehrzahl der Lokomotivbauer aus der nichtpreufsischen Schule einen Spannungsabfall während der Einströmung von 14 auf 9,7 at abs bei der  $S 10^2$  Lokomotive für 67 km Fahrtgeschwindigkeit und 30% Füllung oder von 12 auf 7,4 at abs bei der T 16 Lokomotive für 46 km Fahrgeschwindigkeit und 25% Füllung für nicht in der Ordnung halten, ebensowenig einen Gegendruck auf den Kolben von 1,52 at abs bei der S 10 mit 67 km. Die Ermittlung der Gegendrücke erscheint im übrigen fragwürdig, aber eine Nachprüfung ist nicht möglich. Ein Anwachsen des Gegendruckes bei der gleichbleibenden Radumdrehungszahl von 3 i. d. Sek. zwischen 20 und 50% Füllung von 1,31 auf 2 at abs oder von 1,31 auf 2,22 at abs läfst sich nicht ohne weiteres einsehen. Wenn der Einheits-

schieber wirklich solche Erfolge aufweist, so zeigt dies nur, was man einer Zwillings-Lokomotive alles zumuten kann. Sehr davor warnen möchte ich jedoch, den Einheitschieber und seine gerühmten Eigenschaften auf die Verbundmaschine anzuwenden. Hier würde der Konstrukteur unangenehme Erfahrungen machen, von denen im Strahlschen Werkchen leider nicht gesprochen wird.

Wir wissen nicht, ob der Verfasser seine Arbeit für genügend abgeschlossen gehalten hat um sie der Fachwelt zu unterbreiten. Die Fertigstellung für den Druck haben in sehr dankenswerter Weise die Herren Oberbaurat a. D. Dr. Ing. e. h. Lübken und Wagner vom Eisenbahnzentralamt übernommen. Als Anregung zur Klärung der im Titel gekennzeichneten Frage ist die Herausgabe der Schrift zu begrüfsen; aber es wäre der Arbeit für die nächste Auflage ein kritischer Kommentar und weitere Förderung zu wünschen.

Die Ausstattung des Werkchens durch den Hanomag-Verlag im Auftrage des Deutschen Lokomotivverbandes ist vortrefflich.

Dr. Ing. L. Schneider, München.

**C. Kersten, Der Eisenhochbau.** Dritte, stark erweiterte Auflage. 287 Seiten mit 880 Textabbildungen. Berlin 1924, Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn, geh. 14,40 G. M., in Leinen geb. 15,60 G. M.

Der Verfasser ist bekannt durch mehrere leicht fafsliche, gut eingeführte Leitfäden über Baustatik und Baugestaltung, die für Zöglinge technischer Lehranstalten bestimmt sind. Ganz in dieser Richtung bewegt sich auch das vorliegende Lehrbuch des Eisenhochbaues. Seine volle Brauchbarkeit ist schon dadurch erwiesen, dafs es in verhältnismäfsig kurzer Zeit drei Auflagen erlebt hat. Das Buch ist auf die Bedürfnisse des Technikers zugeschnitten, der die Einzelheiten eines Entwurfes auszugestalten hat. Folgerichtig bringt es daher über die Berechnung nur das Nötigste, dagegen Ausführliches über Einzelheiten, wie Verbände, Anschlüsse, Stöfse und Versteifungen, besonders aber über Zubehörteile wie Stützen, Treppen, Fenster, Türen und Eindeckungen. Die sprachliche Behandlung ist gut, die Auswahl des Stoffes treffsicher, die Erläuterung durch Abbildungen klar und reichhaltig. Sehr anschaulich wirkt eine Zahl perspektivischer Bilder, ein Verfahren, das noch weitere Ausdehnung verdiente. An einigen Stellen wäre den Abbildungen der Deutlichkeit willen etwas mehr Ellbogenfreiheit zu gönnen.

Alles in allem ein recht nützliches, handliches und brauchbares Buch, nicht nur für den Techniker, sondern auch für den jüngeren Ingenieur, der Aufklärung nach der rein praktischen Seite hin sucht.

Dr. Bl.

**Reichsbahn und kaufmännische Buchführung.** Von Dr. Guido Fischer, Mannheim. 58 Seiten. Preis 1 Goldmark. 1924. Industrieverlag Spaeth & Linde, Berlin C 2.

Die Arbeit untersucht die augenblicklich brennende Frage, in welcher Form das bisherige Rechnungswesen der Reichsbahn in eine kaufmännische Bestands- und Erfolgsrechnung umgestaltet werden kann. Nach einem einleitenden Kapitel über den Werdegang der Reichsbahnentwicklung seit 1919 wird kurz das Wesen der Kameralbuchhaltung und der kaufmännischen doppelten Buchführung charakterisiert. Der Verfasser kommt dabei zu der Schlussfolgerung, dafs die Vorteile des bestehenden Kameralsystems mit den ausgedehnten Funktionen der kaufmännischen doppelten Buchführung vereint werden können, ohne dafs die notwendig werdenden Änderungen einen zu ausgedehnten Umfang anzunehmen brauchen. Im Hauptteil der Arbeit werden für die Stationsbuchhaltung, wie für die Finanzbuchhaltung die Grundsätze der vom Verfasser vorgeschlagenen neuen Lösung in klarer Weise dargelegt. Bei der Stationsbuchhaltung soll die bisherige Rechnungskontrolle zur Erfolgsbuchhaltung umgestellt und die bestehende Bestandskontrolle durch eine Anlageverrechnung ergänzt werden, so dafs sich stationsweise der erzielte Rohertrag ermitteln läfst. Für die Finanzbuchhaltung kann die Rechnungskontrolle ganz in Wegfall kommen; die bisherigen Kassatagebücher bilden, ergänzt durch eine Anlage- und Kontokorrentfassung, die Beständebuchhaltung, die derzeitigen Kassahauptbücher, die Erfolgsrechnung. Mit der vorgeschlagenen Lösung kann schon für jeden Bezirk einer Reichsbahndirektion deren Reinertrag festgestellt werden, was besonders für eine dezentralisierte Verwaltung der Reichsbahn von grofsen Vorteilen sein dürfte. Durch Schaubilder wird die eingehende Schilderung der vorgeschlagenen Neuorganisation näher erläutert und anschaulich gemacht.