

Zur Geschichte der Gleichstrom-Dampflokomotive.

Von Prof. Dr.-Ing. F. Meineke, Berlin.

Der Gedanke, den Dampf an den Zylinderenden ein- und in der Mitte durch den Kolben gesteuert austreten zu lassen, ihn also ohne Richtungswechsel in gleichem Strome zu führen, ist nach den Patentschriften alt. Aber Stumpf hat diese Bauart neu erdacht, ihre Vorteile erkannt und sie praktisch verwertet. Er ist der eigentliche Urheber der Gleichstrom-

die gebrochene Eintrittslinie deutlich die große Dampfaufnahme dieser Räume sichtbar. Der Hilfsauslaß wurde dann entfernt und der schädliche Raum durch Wölbung der Kolbenböden auf 17% vergrößert. In dieser Form erschienen dann die preußischen G 8 Lokomotiven und alle folgenden Lokomotiven der Tabelle mit Ausnahme der Nr. 11 und 12. Vor dem Kriege

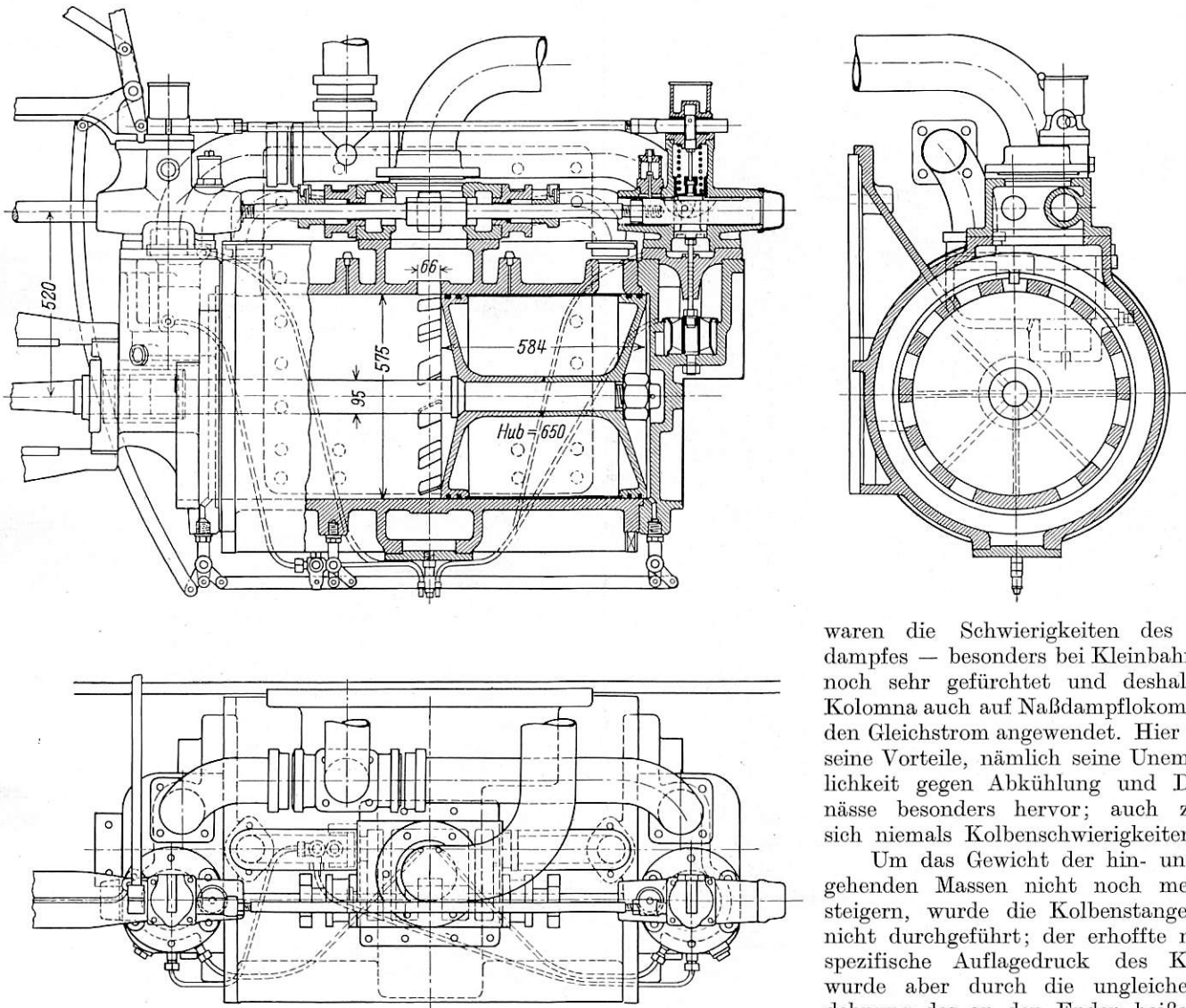


Abb. 1. Zylinder der ersten Gleichstrom-Dampflokomotive.

dampfmaschine. Die erste Anwendung auf die Lokomotive ist Nolte (Direktor der Moskau-Kasaner Eisenbahn) zu verdanken (1908), der auch den Heißdampf in Rußland eingeführt hat (Abb. 1).

Der schädliche Raum betrug nur etwa 5% und zur Ermäßigung der Kompression führten Rohre zu einem Hilfsauslaß-Kolbenschieber der über dem Auspuffwulst sichtbar ist. Der Inhalt und die durch den Auslaß gekühlten Flächen dieser Rohre waren sehr schädlich. Im Diagramm war durch

Stahl geschmiedet. Als bei Nr. 6 die Kolben besonders mit ihren Enden wieder einmal die Zylinder zerkratzt hatten, wurden der Eile wegen gußeiserne, an den Enden leicht kegelige Ringe eingesetzt, was sich bewährt hat. Jedoch blieben die Tragkolben trotz sorgfältiger Schmierung immer ein Sorgenkind. Bei Heißdampf muß der Kolben auf der Stange reiten, bei Naßdampf kann er tragen. In Kolonna und bei Nr. 11 wurden die Kolbenscheiben auf die Stange nicht aufgepreßt, sondern nur mit der gut gesicherten Kolben-

waren die Schwierigkeiten des Heißdampfes — besonders bei Kleinbahnen — noch sehr gefürchtet und deshalb hat Kolonna auch auf Naßdampflokomotiven den Gleichstrom angewendet. Hier traten seine Vorteile, nämlich seine Unempfindlichkeit gegen Abkühlung und Dampfnässe besonders hervor; auch zeigten sich niemals Kolbenschwierigkeiten.

Um das Gewicht der hin- und hergehenden Massen nicht noch mehr zu steigern, wurde die Kolbenstange vorn nicht durchgeführt; der erhoffte niedere spezifische Auflagedruck des Kolbens wurde aber durch die ungleiche Ausdehnung des an den Enden heißen und in der Mitte kalten Zylinders vereitelt. Die Kolbentragringe waren nahtlos aus

mutter gehalten, um den Tragring leicht auswechseln zu können. Eines Tages zerbrach bei Nr. 6 der Kolben, was unerklärlich war bis bei Nr. 11 sich eine Lockerung der Kolbenmutter durch heftige Schläge ankündigte. Das brachte die wichtige Erfahrung, daß nur der Schrumpfsitz genügende Sicherheit gewährt, weil durch die heftigen Triebwerkstöße alle Reibung aufgehoben wird. Deshalb erscheint ein Kolben aus Leichtmetall mit Rücksicht auf seine starke Wärme- dehnung und den Verlust des Schrumpfsitzes bedenklich.

Die Länge der Zylinder, das vergrößerte Gewicht der bewegten und ruhenden Massen und die Kolbenschwierigkeiten führten in Kolomna schon 1908 zu Entwürfen unechter Gleichstromzylinder kurzer Bauart mit mittlerem Auslaß. Dieser gab nur 45% Kompression, ermöglichte die übliche Bauart des Kolbens, erforderte jedoch eine Auslaßsteuerung,

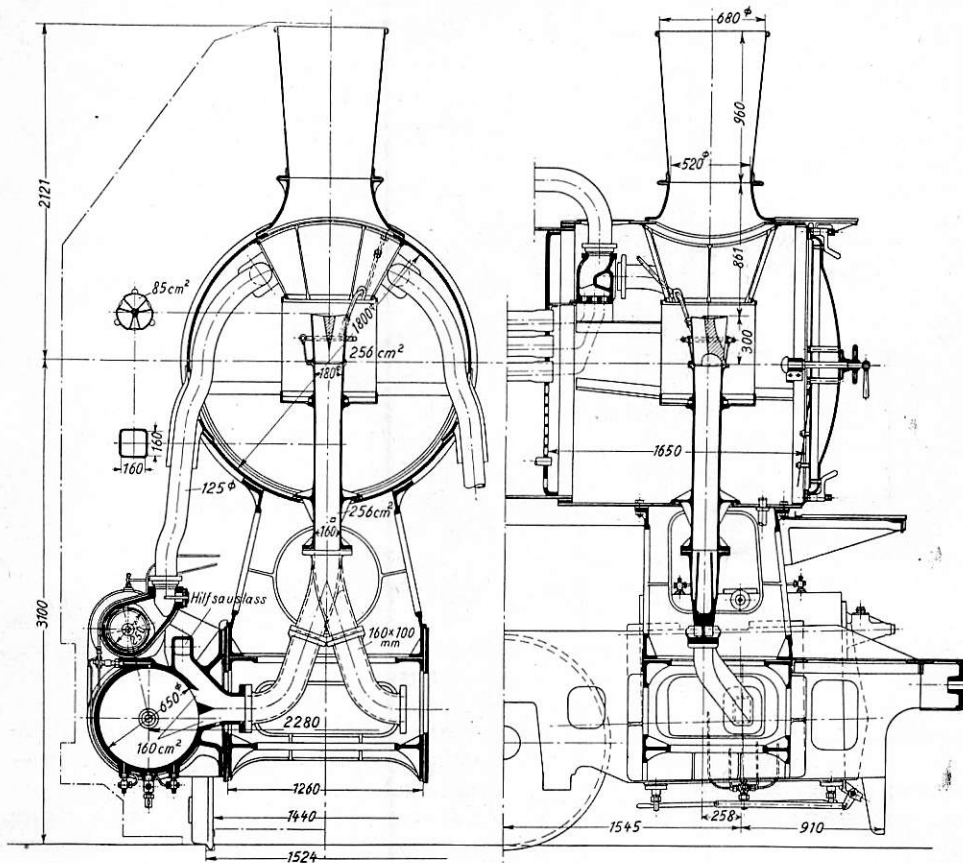


Abb. 2. Gleichstrom-Dampflokomotive mit Saugauspuff.

um den Dampf nicht vorzeitig zu entlassen. Die Anwendung zweier Auslaßkanäle mit noch stärkerer Verminderung der Kompression wurde als zu starke Durchlöcherung des Gleichstromprinzips und angesichts des Mißerfolgs der Hilfsausströmung nach Abb. 1 verworfen.

Die Abb. 1 zeigt noch eine Zutat, die sich als sehr fruchtbringend erwiesen hat. Es war noch möglich eine Vorrichtung zum Anheben der Ventile anzubringen, so daß bei Leerlauf durch die Dampfströmrohre ein Druckausgleich entstand. Solche Einrichtungen mit Betätigung durch Handzug oder Druckluft wurden in verschiedenen Ausführungsformen bei allen Ventil-Gleichstromlokomotiven angewandt. Eine Ausführungsform für Lentzsteuerung ist dann Rihosek patentiert worden. Der gleiche Grundgedanke führte den Verfasser dann in der Übertragung auf den Schieber zum Druckausgleich-Kolbenschieber, der später von Trofimoff verbessert und verbreitet wurde.

Die anfangs verwendeten Einlaßventile wurden verlassen, als die einfachen und dichten Schieber mit schmalen Ringen aufkamen. Die G 10 Lokomotive Nr. 11 erhielt Teller-

ventile, weil sie einfach und völlig dicht sind. Schwierigkeiten bereitet das Einstellen der Ventile so, daß sie sich ohne Schlag aufsetzen. Da die Ventilspindel sich anders erwärmt und dehnt als der Zylinder, so werden die in kaltem Zustande richtig gestellten Ventile im Betriebe zu kurz und setzen schlagend auf. Es gehört viel Erfahrung dazu, die Ventilspindeln kalt um so viel zu lang einzustellen (wobei das Ventil zu lange offen bleibt), daß in Betriebswärme die richtige Länge erreicht wird. Die Ventilspindeln ortsfester Maschinen können nach dem Gehör eingestellt werden.

Der Kolbenschieber bot auch eine willkommene Gelegenheit, die beim Anfahren sehr lästige hohe Kompression soweit zu mildern, daß sie die stark verminderte Schieberkastenspannung nicht übertraf. Man brauchte nur dem Schieber eine Auslaßdeckung zu geben, die so groß bemessen wurde, daß sie erst bei mehr als 60% Füllung öffnete; das Gleichstromprinzip wurde also nur während des kurzen Anfahrvorganges gestört.

Alle Gleichstromlokomotiven mit Ausnahme von Nr. 11 und 12 hatten 10% Vorausströmung durch große in einen Auspuffwulst mündende Öffnungen. Das gab kurze harte Auspuffschläge, die bei mehr als etwa 35% Füllung das Feuer aufrissen und den Kohlenverbrauch steigerten. Die Moskau-Kasaner Eisenbahn bildete deshalb den großen Rauchkammerträger als Windkessel aus, was sich so bewährte, daß alle Kolomnaer Gleichstromlokomotiven die Rahmenversteifung zwischen den Zylindern als Ausgleichsraum benutzten. Bei den Tenderlokomotiven mit Kastenrahmen Nr. 16 und 17 erwies sich der Wärmeübergang als so lebhaft, daß das Speisewasser zu warm und der Abdampf zu naß wurde.

Der Erfolg der Naßdampf-Gleichstromlokomotiven befriedigte. Sie gaben einen Kohlenverbrauch wie Verbundmaschinen, zogen aber besser an und waren anpassungsfähiger. Die von Kolomna gebauten Gleichstromlokomotiven bestätigten diese Erfahrung; wie diese so hatte auch die Lokomotive Nr. 13 geheizte Deckel und kurze Dampf- mäntel. Um so unerklärlicher waren die

bei großer Dampfnaße entstehenden Kompressionslinien. Sie stiegen anfangs viel zu steil an, verliefen dann aber flacher — manchmal sogar fallend — so, daß schließlich wieder die gleiche Endspannung wie bei trockenem Dampf erreicht wurde; gleichzeitig wurde sehr viel Dampf verbraucht.

Die Heißdampf-Gleichstromlokomotiven hatten keinen unbestrittenen Erfolg, weil der überhitzte Dampf ja wenig empfindlich gegen den Flächenschaden ist, der durch den Gleichstrom bekämpft werden soll. Viel mehr als bei der Naßdampflokomotive, nämlich gleiche Sparsamkeit wie bei einer Verbundmaschine, durfte man billigerweise nicht erwarten. Dieser Erfolg trat bei kleinen Füllungen auch ein, wurde aber wieder zunichte gemacht durch den Mehrverbrauch bei großen Füllungen. Die Tragik der Gleichstromlokomotive bestand darin, daß sie das von ihrem Schöpfer gefundene Kompressionsgesetz*) nicht befolgte: „Der Raumschaden wird am geringsten, wenn bei gegebenen Verhältnissen das Kompressionswärmegefälle gleich dem Expansionswärmegefälle

*) Stumpf, Die Gleichstrom-Dampfmaschine.

Heißdampf-Gleichstrom-Lokomotiven.

Laufende Nr.	Baujahr	Stückzahl	Bahn	Achsfolge	Zylinderdurchmesser mm	Kolbenhub mm	Treibraddurchmesser mm	Dampfdruck kg/cm ²	Steuerung	Erbauer
1	1908	1	Moskau—Kasan ¹⁾	D	575	650	1220	12	Stehende Ventile	Kolomna
2	1908 (1910)	2 6)	Preuß. Staatsb.	D	600	660	1350	12	„ „	Vulcan
3	1910	2	Schweizer. BB.	1 D	570	640	1330	12	„ „	Winterthur
4	1910	1	Franz. Nordbahn	1 D	570	650	1300	12	„ „	Umbau Bahnwerkstatt
5	1911	1	Preuß. Staatsb.	2 B	550	630	2100	12	„ „	Linke Hofmann
6	1912	2	Russ. Staatsb. ¹⁾	1 C	540	650	1700	12	„ „	Kolomna
7	1912	1	Engl. Nordostb.	2 C	510	660	1870	12,6	Kolbenschieber	Bahnwerkstatt
8	1913	2	Preuß. Staatsb.	2 B	550	630	2100	12	„	Linke Hofmann
9	1913	3	„ „	2 C	500 ³⁾	630	1980	14	„	Vulcan
10	1913	1	Kremmen—Wittstock	1 B ⁴⁾	380	550	1400	12	„	Orenstein & Koppel
11	1920	1	Preuß. Staatsb.	E	630	660	1400	12	Liegende Tellerventile, Saugauspuff	Umbau Borsig
12	1923	2	Russ. Staatsb. ¹⁾	E	650	700	1320	12	Kolbenschieber, Saugauspuff	Nydqvist & Holm
		25								

Naßdampf-Gleichstrom-Lokomotiven.

13	1911	1	Moskauer Kleinbahn-Ges. ^{2) 3)}	D	355	350	750	12	Flachschieber	Kolomna
14	1912	2	Russ. Staatsb. ¹⁾	1 C	500	650	1700	14	Stehende Ventile	„
15	1913	1	Hüttenwerk Wyxa ²⁾	C	240	300	650	12	Liegende Ventile	„
16	1914	7	Warschauer Kleinbahn-Ges. ²⁾	1 C ⁴⁾	260	400	900	12	Kolbenschieber	„
17	1914	4	Warschauer Kleinbahn-Ges. ²⁾	1 C ⁴⁾	330	460	1000	12	„	„
		15								

¹⁾ 1524 mm Spurweite. ²⁾ Schmalspur 635 bis 1000 mm. ³⁾ Drilling. ⁴⁾ Tenderlokomotive. ⁵⁾ Ausgestellt in Turin 1912. Abbildungen vieler dieser Lokomotiven befinden sich in Stumpf: Die Gleichstrom-Dampfmaschine.

ist“. Demnach gehört zu kleiner Füllung eine lange Kompression und umgekehrt, was die übliche Lokomotivsteuerung bewirkt.

Sollte der Raumschaden bei großen Füllungen vermindert werden, so mußte die Kompression klein werden, was in genialer Weise durch den Stumpfschen Saugauspuff geschieht. Die Vorausströmung wird auf 25% erhöht, der Abdampf nicht mehr unter Energievernichtung im Auspuffwulst herausgelassen, sondern durch eine Düse zur Arbeitsleistung befähigt. Bei Beginn des Ausströmens aus einem Zylinder steht der andere Kolben kurz vor Beginn der Kompression. Nun wird vor das Blasrohr in der Rauchkammer noch eine Saugzuganlage geschaltet, mit der die Zylinder sich gegenseitig die Anfangsspannung der Verdichtung um so mehr herabziehen, je größer die Endspannung der Dehnung ist. Damit nähert man sich sehr stark den Forderungen des Kompressionsgesetzes.

Die G 10 Lokomotive Nr. 11 wurde in dieser Weise gebaut; sie gab bei kleiner Geschwindigkeit wirklich den berechneten Unterdruck von 0,3 at und rechtfertigte die Verminderung des schädlichen Raumes von 17 auf 12%. Der Entwurf und die gegenseitige Abstimmung der beiden Saugzuganlagen ist schwierig und bei der G 10 noch durch die Krümmung und zu geringe Länge des Auspuffrohres erschwert. Die erste Saugzuganlage leistete zu wenig (geringe Verminderung der Verdichtung) und die zweite (Blasrohr und Schornstein) zuviel, was daran erkennbar war, daß der Blasrohrdruck negativ und die Dampferzeugung überreichlich war.

Viel günstiger lagen die Verhältnisse bei der russischen Lokomotive Nr. 12, wo auch die Erfahrungen mit der G 10 verwertet werden konnten. Die Abb. 2 zeigt den kleinen

Ausströmquerschnitt, die theoretisch begründete Erweiterung des gemeinsamen Standrohres auf etwa den doppelten Querschnitt eines einzelnen Auspuffrohres und den Blasrohrkopf, der viel weiter als ein gewöhnlicher ist. Hier genügt

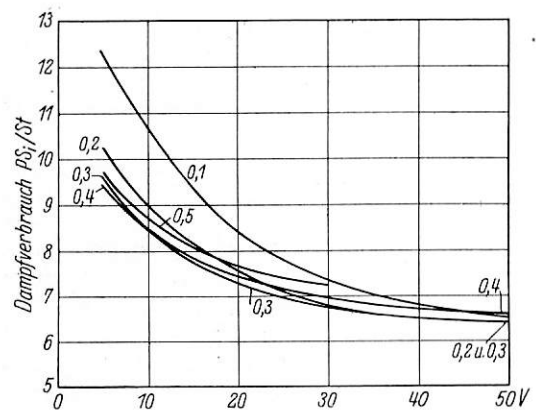


Abb. 3.

Dampfverbrauch der Lokomotive Nr. 12 bei vollgeöffnetem Regler.

L/D = 2,3 statt 2,6*). Damit der saugende Dampfstrahl genügend Oberfläche bot, sind beide Dampfstrahlen ineinander gefingert und das Standrohr sehr lang gemacht. Dadurch kam der Blasrohrkopf so hoch zu stehen, daß der Dampfstrahl den weiten Schornstein nicht ausgefüllt hätte. Deshalb wurde

*) Strahl, Untersuchung und Berechnung der Blasrohre und Schornsteine. München: C. W. Kreidel's Verlag 1912.

eine Blasrohröffnung in der Form eines Kleeblattes gewählt, der den Dampfstrahl auseinander treibt und seine Oberfläche vergrößert. Diese Form ist später auch in Nordamerika benutzt worden, jedoch mit einer Zerlegung des Dampfstrahls in sechs Teile, was die Dampfreibung unnötig erhöht.

Diese Lokomotiven wurden in Rußland durch das von Lomonosoff*) geschaffene Versuchsamt untersucht. Die Abb. 3 zeigt, daß die Lokomotive mit 6,5 kg/PS_i sehr sparsam ist und zwar bei allen Füllungen von 0,2 bis 0,5, was sich aus dem kleinen Flächenschaden und der schönen selbständigen Anpassung der Kompression ergibt. Die Diagramme lassen bei 0,5 Füllungen und kleiner Geschwindigkeit den Unterdruck und die Begrenzung der Kompression auf 6 at deutlich erkennen, während sie bei kleiner Füllung 10 at nicht übersteigt. Bei geringer Beanspruchung ist die Lokomotive besonders

*) Lomonosoff, Lokomotivversuche in Rußland. VDI-Verlag 1926.

Beitrag zur Untersuchung von Kurvenlaufeigenschaften elektrischer Lokomotiven.

Von Ing. Karl Pflanz, Wien, Generaldirektion der Österreichischen Bundesbahnen.

Die Anpassung von Lokomotiven an Gleisebenenheiten hat Dr. Ing. H. Uebelacker im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“ Jahrg. 1926, Seite 497 und Jahrg. 1928, Seite 427 unter gleichem Titel ausführlichsten Untersuchungen unterzogen, wobei es sich besonders im zweiten der angegebenen Aufsätze um die Verhältnisse bei Ein- und Auslauf in überhöhte Kurven im Hinblick auf verschiedene Drehgestellbauarten handelt. Im nachfolgenden ist eine einfache Näherungstheorie des

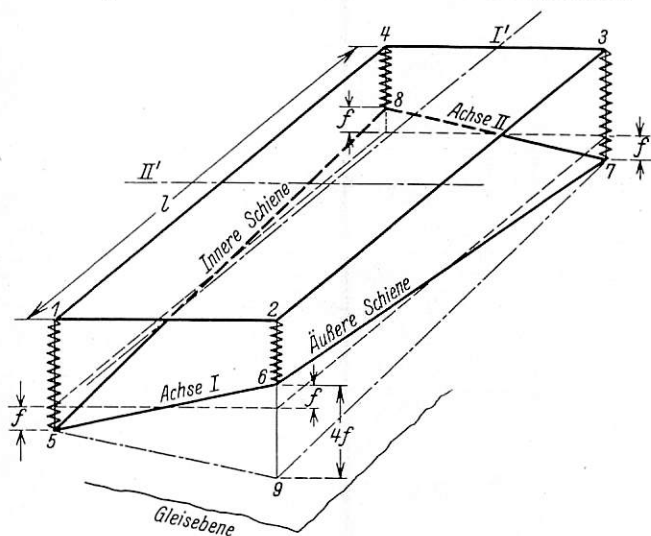


Abb. 1.

Befahrens von Überhöhungsrampen durch Lokomotiven symmetrischer Achsanordnung abgeleitet. Für genaue Untersuchungen ist es unerlässlich, eine der erstgenannten Rechenmethoden anzuwenden. Die hier angeführte Näherungstheorie gestattet es aber, bei gegebener Bauart der Lokomotive und Oberbaubeschaffenheit rasch darüber Klarheit zu schaffen, ob volle Betriebssicherheit gegeben ist oder eine exakte Untersuchung platzgreifen muß. Die als Kontrolle vorgenommenen Messungen des Federspiels sind ebenfalls mitgeteilt.

Denkt man sich bei geradem Gleis durch die Lauffläche beider Schienen eine Ebene gelegt — in der Folge hier als „Gleisebene“ bezeichnet —, so geht diese im reinen Kreisbogen in eine Kegelfläche über, wobei die Spitze des gedachten Kegels mit dem Krümmungsmittelpunkt des Gleises zusammenfällt. Im Übergangsbogen verbleibt die innere Schiene in ihrer Höhenlage, während die äußere, der Überhöhungsrampe entsprechend, gradlinig ansteigt. Dementsprechend wird aus

sparsam mit einer Verbrauchsminderung auf etwa $\frac{3}{4}$ *) Kolben und Zylinder waren dank der großen Vorausströmung viel kürzer und der Auspuff leicht. Der Druckausgleich wurde fortgelassen, weil bei Mittellage der Steuerung die Dehnungs- und Verdichtungslinien sich decken, was der Lokomotive einen angenehmen leichten Lauf gab.

Mit wachsendem Dampfdruck wird die Gleichstrommaschine wesentlich sparsamer, weil die zunehmende Dehnung gut zu der hohen Kompression paßt, während der schädliche Raum selbst kleiner wird. Hätte man bei den Saugauspufflokomotiven den doppelten Dampfdruck gehabt, so wären sie ein voller Erfolg gewesen. Deshalb ist es zu begrüßen, daß jetzt 25 Jahre nach dem Bau der ersten Gleichstromlokomotive die Reichsbahn diese Bauart mit dem zu ihr passenden Druck von 25 at wieder aufnimmt.

*) Meineke, Kurzes Lehrbuch des Dampflokomotivbaus, Abb. 36. Berlin: Julius Springer 1931.

der Gleisebene eine windschiefe Fläche. Es ist für die vorliegende Untersuchung bzw. Messung zunächst möglich, die Seitenkrümmung des Bogens zu vernachlässigen, worauf später noch besonders zurückgekommen werden soll. Nach einer ebenfalls noch folgenden Begründung kann der Fahrzeugrahmen praktisch als vollkommen starr angesehen werden. Bei Fahrt in der Geraden — auf völlig starr gedachtem Gleis — werden nun die Tragfedern ihre durch das ruhende Fahrzeuggewicht bedingte Durchbiegung nicht ändern, hiermit auch die einzelnen Raddrücke ihren Wert des Ruhezustandes beibehalten. Im Übergangsbogen werden jedoch die Achsen

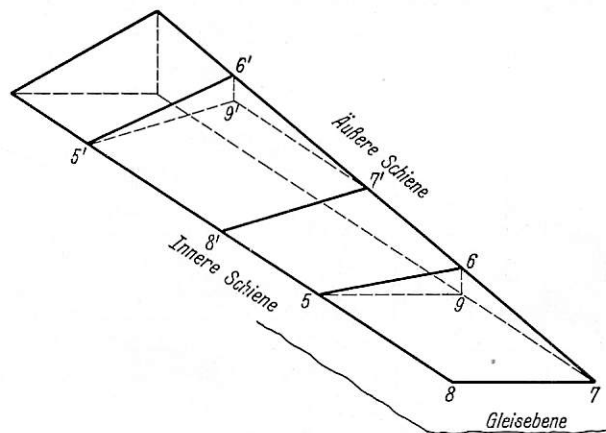


Abb. 2.

zu Schrägstellungen gegenüber dem Rahmen gezwungen, welche Änderungen der Tragfederdurchbiegung und damit Änderungen der Raddrücke zur Folge haben.

Zu deren Ermittlung sei zunächst der einfachste Fall eines zweiachsigen Fahrzeugs angenommen. Beim Lauf auf parallelen Schienen verteilt sich — wie schon erwähnt — sein abgefedertes Gewicht zu gleichen Teilen auf die vier Tragfedern. Es entstehen keinerlei Zusatzmomente um die Fahrzeuglängs- und Querachse.

Auch bei der Stellung des Hauptrahmens über der windschiefen Fläche der Überhöhungsrampe wird die letztgenannte Bedingung erfüllt sein müssen, wenn der Hauptrahmen im Gleichgewicht bleiben soll.

Zur Festlegung der hier maßgebenden gegenseitigen Lage des Hauptrahmens, der Fläche der Überhöhungsrampe und der Gleisebene, wird von der durch die Gleichgewichtsbedingung geforderten Stellung des Hauptrahmens zur Fläche

der Überhöhungsrampe ausgegangen und nach letzterer die Gleisebene gebildet. Es wird der Haupttrahmen die in Abb. 1 gezeichnete Lage einnehmen, wenn die Punkte 1 2 3 4 den Haupttrahmen darstellen und die Punkte 5 6 7 8 die Fläche der Überhöhungsrampe bedeuten. Der einfacheren Darstellung halber, sind die Tragfedern in die Laufkreisebene der Räder gerückt. Man erkennt, daß die diagonal liegenden Federn, d. h. 1 und 3, bzw. 2 und 4 gleiche Deformationen aufweisen und damit gleiche Kräfte enthalten. Aus der Symmetrie der Abbildung ergibt sich auch ohne weiteres das Bestehen des Gleichgewichts um die Fahrzeuglängs- und Querachse (I' und II'). Zieht man noch zu der den inneren Schienenstrang darstellenden Geraden 5 8 die Parallele 7 9, so stellt die Ebene 5 8 7 9 die ursprüngliche Gleisebene dar.

Aus der Geometrie der Abb. 1 folgt $4 \cdot f = 1 \cdot i$ oder

$$f = \frac{1 \cdot i}{4} \dots \dots \dots 1)$$

wenn f das „Verwindungsmaß“ der Achsen, l den „maßgebenden Achsstand“ und i die Neigung der Überhöhungs-

Der eingetragene Pfeil zeigt, wie bei gegebenem maßgebenden Achsstand und gegebener Rampenneigung ohne weiteres die Raddruckänderung gefunden werden kann.

Zur Überprüfung dieser theoretischen Grundlagen wurden an der elektrischen Schnellzuglokomotive Reihe 1570 der Österreichischen Bundesbahnen, Achsfolge 1 D₀1 die Raddruckänderungen beim Kurvenlauf in nachgenannter Weise gemessen.

An der Lokomotive (Abb. 8e) erfolgt die Übertragung des Drehmomentes der vertikal angeordneten Triebmotoren auf die Triebachsen, durch Kegelräder und in Hohlwellen gelagerte Gelenkkupplungen, Bauart Österreichische Siemens-Schuckertwerke. Die zylindrischen Drehzapfen sind nach normaler Ausführung in Kugeln gelagert und somit an der Gewichtsübertragung zwischen Haupttrahmen und Drehgestell nicht beteiligt. Ihre Aufgabe ist außer der Führung nur die Überleitung von waagrecht liegenden Zug- und Bremskräften. Seitlich der Drehzapfen liegen Gleitkugelnstützen und es kann daher das Drehgestell um eine quer

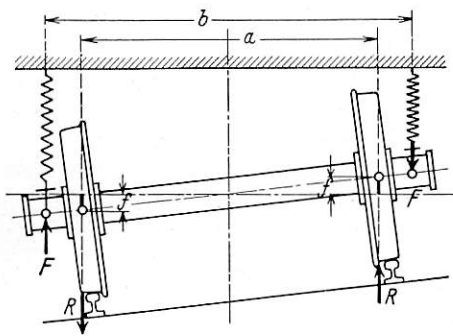


Abb. 3.

rampe bedeuten. Die Abb. 1 hätte streng genommen nur dann Gültigkeit, wenn die Länge der Überhöhungsrampe mit dem maßgebenden Achsstand übereinstimmen würde. In Wirklichkeit ist aber die Überhöhungsrampe meist wesentlich länger. Aus Abb. 2 ist die Stellung des Fahrzeugs am Beginn und innerhalb der Überhöhungsrampe zu erkennen. Wie man sich durch Einsetzen der betreffenden Zahlenwerte überzeugen kann, sind die Körper 5 6 7 8 9 und 5' 6' 7' 8' 9' so wenig voneinander verschieden, daß die Abb. 1 mit genügender Genauigkeit für die ganze Länge der Überhöhungsrampe gilt.

Aus Gründen der einfacheren Darstellung war bisher die Annahme getroffen, daß die Tragfedern in der Ebene der Laufkreise der Räder liegen. Sie liegen bei Außenrahmen aber tatsächlich auf einer Stützweite von etwa 2000 mm und wird die zusätzliche Federkraft nach Abb. 3

$$F = f \cdot \frac{b}{a} \left(\frac{1}{K} \right) \dots \dots \dots 2)$$

wenn K die Federkennziffer in mm/t bedeutet. Wird die endgültig sich ergebende Raddruckänderung mit R bezeichnet, so fordert das Gleichgewicht $F \cdot b = R \cdot a$ und man erhält mit Benützung von Formel 1):

$$R = \frac{1 \cdot i}{4 K} \left(\frac{b}{a} \right)^2 \dots \dots \dots 3)$$

Für den bei Vollspur bestehenden Laufkreisabstand b von 1500 mm ist in Abb. 4 die Gleichung 3) dargestellt. Die Federkennziffer ist in den Grenzen von 6 bis 14 mm/t eingezeichnet. Die Federstützbasis a ist für Außenrahmen mit 2000 mm und für Innenrahmen mit 1000 mm angenommen.

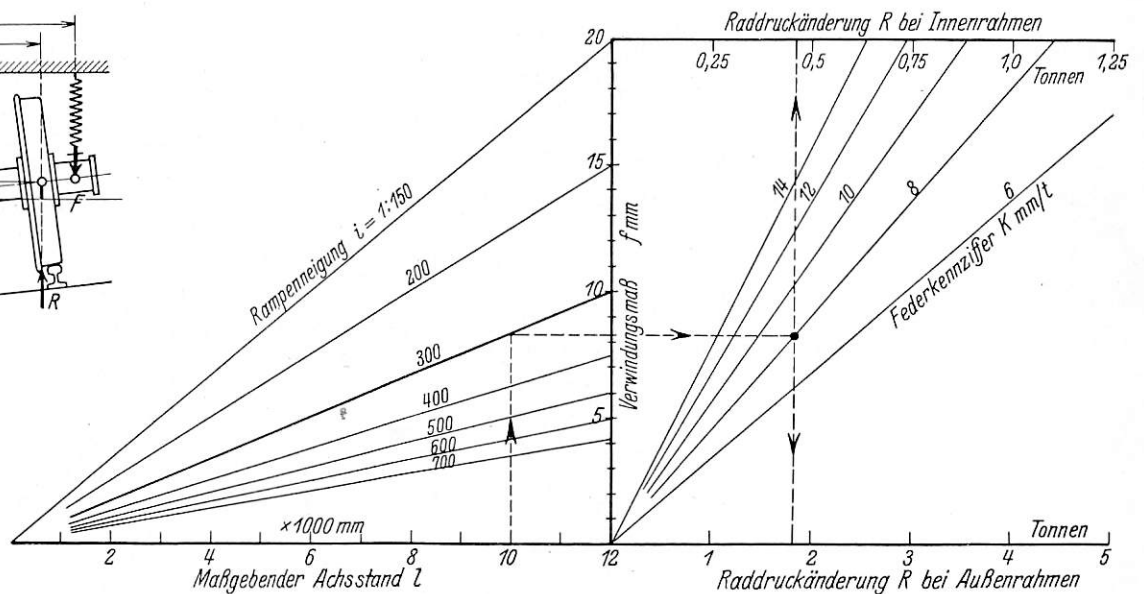


Abb. 4.

zur Fahrtrichtung liegende Achse schwingen, bzw. sich den Unebenheiten der Fahrbahn anpassen, soweit dies nicht die Tragfedern besorgen. Letztere sind an Lauf- und Triebachsen gleich und haben eine Einsenkung von 8 mm/t. Die Querversteifung des Haupttrahmens ist durch die aus Stahlguß hergestellten Antriebsgehäuse gegeben. Diese Versteifung bildet im Verein mit den sehr kräftig ausgebildeten Enden des Haupttrahmens die Gewähr für ein Mindestmaß an elastischen Verformungen. Ihre zahlenmäßige Größe ist schwer feststellbar, jedenfalls ist sie aber nur ein Bruchteil der beim Kurveneinlauf erzwungenen Änderungen der Tragfederdurchbiegung. Für die untersuchte Lokomotive muß vorerst noch das Verhalten der Drehgestelle besonders ermittelt werden. Es stellt Abb. 5 die Seitenansicht der auf einer Überhöhungsrampe im Gleichgewicht befindlichen Lokomotive, gesehen in der Ebene des Haupttrahmens, dar. Zuzufolge der linearen Federcharakteristik sind die Federkräfte den erzwungenen Durchbiegungen proportional und können aus Abb. 5 unmittelbar abgelesen werden. Der Drehgestellrahmen wird sich dann dem Haupttrahmen parallel einstellen, wenn die Momente links und rechts von A gleich sind, also die Beziehung besteht:

$$(P_1 + P_2) e = (P_3 + P_4) e \dots \dots \dots 4)$$

Aus der Geometrie der Abb. 5 folgt ohne weiteren Beweis diese Beziehung, d. h., die Drehgestelle bleiben dem Haupttrahmen parallel und sind auf das Maß der durch die Über-

höhungsrampe erzwungene Schrägstellung der Achsen ohne Einfluß. Es beträgt also der „maßgebende Achsstand“ dieser Lokomotive 11 000 mm.

Auf dem zu den Versuchen gewählten Streckenabschnitt (Abb. 6) wurde mittels Wasserwaage die relative Höhenlage

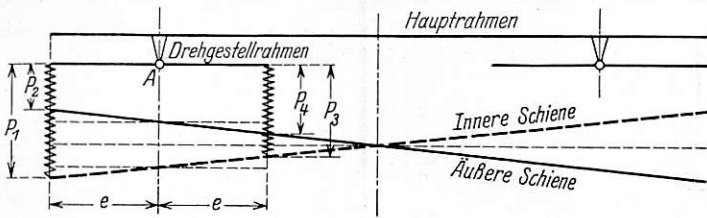


Abb. 5.

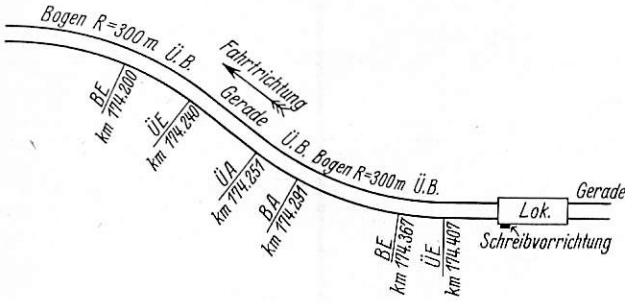


Abb. 6.

beider Schienen aufgenommen und so Abb. 7, Schaulinie a erhalten. Es ist dabei zu beachten, daß bei dieser Aufnahme die absolute Lage beider Schienen zur theoretischen Gleisachse nicht zum Ausdruck kommt, sowie daß sie bei unbelastetem

Indikatorschnur mit einem am Haupttrahmen senkrecht geführten Schreibstift verbunden. Die Schnur wurde durch eine kräftige Feder gespannt, so daß die Bewegung und Stellung des Schreibstiftes ein genaues Bild der Bewegung und Stellung der Achskiste zum Haupttrahmen darstellt. Die Aufzeichnung erfolgte auf einem durch Uhrwerk bewegten Papierstreifen, ähnlich den selbstschreibenden Geschwindigkeitsmessern. Die erhaltenen Schaubilder stellen also die Tragfeder — bzw. Achsbewegung gegen den Haupttrahmen als Funktion der Zeit dar und wurden unter Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit auf den Weg umgezeichnet.

Die an einem Fahrzeug zwischen Achse und Rahmen entstehenden Relativbewegungen gehen auf zwei Hauptursachen zurück: Das hier schon eingehend behandelte Verwindungsmaß und die Bewegungen der Achse, welche durch örtliche Unstetigkeiten der Fahrbahn, sowie durch die Elastizität des Oberbaues bedingt sind. Es wurde im erhaltenen Schaubild d der Strecke O bis I der Mittelwert gezogen. Er entspricht der mittleren Stellung der linken Tragfeder zum Haupttrahmen bei Fahrt in gerader Strecke, also ohne Verwindungsmaß und läßt das durch die Elastizität des Oberbaues allein erzeugte Federspiel erkennen.

Von diesem Mittelwert ausgehend, war es nach Abb. 3 möglich, die theoretische Lage der Achse zum Haupttrahmen über die ganze Versuchsstrecke zu bestimmen.

Die aus Abb. 7, Schaulinie a, zu entnehmenden Rampen- neigungen von 1:480 bzw. 1:415 liefern zunächst das Verwindungsmaß f von 5,72 mm bzw. 6,60 mm. Im Hinblick auf die aber tatsächlich an der Tragfeder vorgenommene Messung ist das Verwindungsmaß noch mit dem Verhältnis

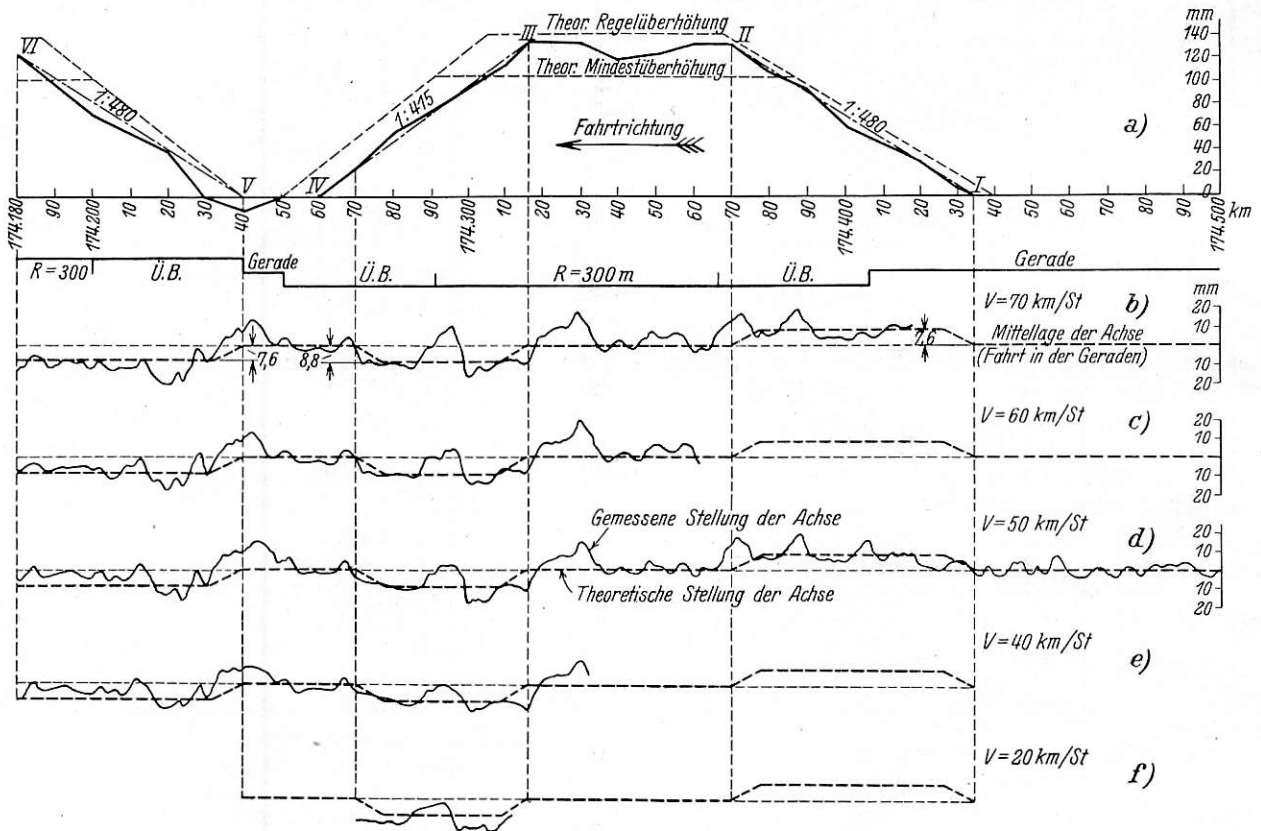


Abb. 7.

Oberbau vorgenommen wurde. Aus diesem Grunde sind zur folgenden Auswertung auch nur die Punkte I bis VI, welche jeweils Beginn und Ende der Überhöhungsrampe darstellen, herangezogen.

Auf der Lokomotive selbst wurde der linke Tragfederbund der vorderen Laufachse durch eine praktisch unelastische

b:a (Abb. 3) zu multiplizieren um die theoretische Lage der Feder gegen den Rahmen zu erhalten. Es ergeben sich derart Abweichungen aus der Mittellage von 7,6 mm bzw. 8,8 mm. Ob diese Abweichungen über oder unter die theoretische Mittellage der Achse aufzutragen sind, hängt von der Art des Bogens ab. (Links- oder Rechtsbogen, bzw. Kurven-

einlauf oder -auslauf.) Es dienen hierzu Abb. 6 und, wie schon früher erwähnt, die Punkte I bis VI der Abb. 7.

Für die Fahrt im reinen Bogen ist ebenfalls die Stellung der Achse in der aus der geraden Strecke erhaltenen Mittellage (O bis I) angenommen und zwar nach dem Vergleich der Abmessungen des Fahrzeugs mit denjenigen der durch den Bogen gebildeten Kegelfläche.

Die theoretischen Stellungen der Achse sind in die erhaltenen Schaulinien b bis f der Abb. 7 eingezeichnet und zeigen im allgemeinen gute Übereinstimmung. Besondere Abweichungen zwischen dem gerechneten Wert und der Messung sind nur an einzelnen Schienenstößen bemerkbar. Im weiteren Verfolge liefert Abb. 4 bei der vorliegenden Federkennziffer von 8 mm/t Raddruckänderungen von 1,25 t bzw. 1,45 t. Bei Kurveneinlauf treten diese Werte als zusätzliche Belastung, bei Ausfahrt als Entlastung des äußeren Rades auf. Es sei an dieser Stelle erwähnt, daß an den Laufachsen durch nachträglichen Einbau von Wickelfedern, welche den Blattfedern in Reihe geschaltet sind, die Kennziffer auf 15 mm/t erhöht wurde. Zur Zeit der vorgenommenen Versuche betrug aber die Federkennziffer der Laufachse noch 8 mm/t.

Die Seitenverschiebung (Verdrehbarkeit) der Drehgestelle beträgt, an den Achsen gemessen, 32 mm nach jeder Seite und ist die Lokomotive befähigt, Bogen von 150 m Halbmesser ohne Klemmung zu durchfahren. Im vorliegenden Falle ($R = 300$ m) sind die möglichen Seitenverschiebungen nur mit dem Betrage von 10 mm ausgenützt; es wäre jedoch selbst im Höchstfalle von 32 mm das Verhältnis der Größe des Seitenausfalls zur Höhenlage des geführten Schreibstiftes über dem Tragfederbund derart, daß das Schaubild nur einen Fehler von ungefähr 1 mm aufweisen würde.

Wie nachfolgend gezeigt, beeinflußt die auftretende Fliehkraft die vorgenommenen Messungen nicht wesentlich. Diese im Schwerpunkt des gefederten Lokomotivteils angreifende Kraft findet ihre Gegenkraft an den seitlichen Anläufen der Achslager wobei hier mit genügender Genauigkeit alle Achslager in gleicher Höhe über Schienenoberkante angenommen werden können. Das durch diese Kräfte und den Höhenunterschied ihrer Angriffspunkte gebildete Moment muß durch eine die äußeren Federn spannende und die inneren gleichermaßen entspannende Kraft mal der Federstützbasis aufgehoben werden.

Wenn bedeutet: G das gefederte Lokomotivgewicht in kg, g die Erdbeschleunigung in $m \cdot sec^{-2}$, v die Fahrgeschwindigkeit in $m \cdot sec^{-1}$, h den senkrechten Abstand des Schwerpunkts von den Achslagern in m, R den Krümmungshalbmesser in m, C die zur Einsenkung aller Tragfedern einer Lokomotivseite um 1 cm notwendige Kraft in kg und e die Federstützbasis in m, so ergibt sich die Einsenkung f' durch die Fliehkraft aus

$$f' = \frac{G \cdot v^2 \cdot h}{C \cdot e \cdot R \cdot g} \dots \dots \dots 6)$$

oder

$$\frac{79,500 \cdot 19,5^2 \cdot 1,05}{7500 \cdot 2,08 \cdot 300 \cdot 9,81} = 0,69 \text{ cm}$$

für den Versuch bei $V = 70$ km/h. — Berücksichtigt man weiter, daß die vorstehende Rechnung den Einfluß der Schräglage des Fahrzeugs durch die Überhöhung, ferner die Reibung in den Federn und Achslagerführungen nicht enthält, weiterhin,

daß bei $V = 35$ km/h die rechnermäßige Federeinsenkung durch die Fliehkraft nur mehr 1,7 mm ist, so ist klar zu er-

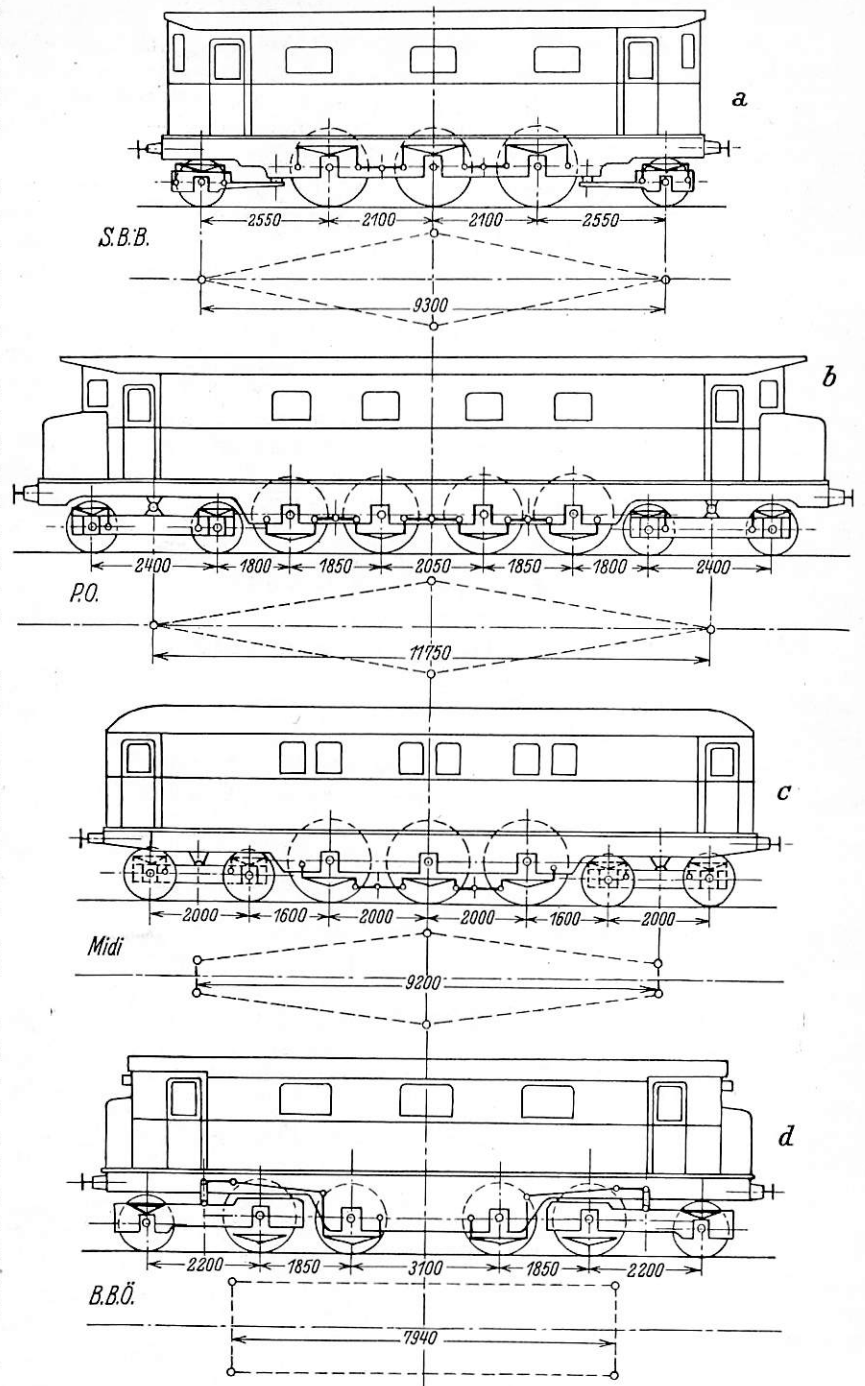


Abb. 8 a bis d.

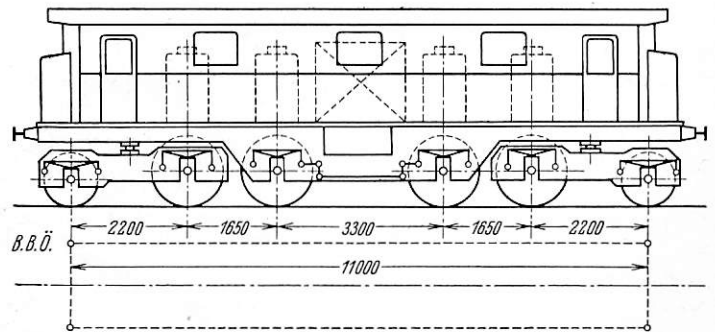


Abb. 8 e.

kennen, daß letztere unter jenes Genauigkeitsmaß fällt, welches bei Messungen des Federspiels erreichbar ist, wie

man denn überhaupt an Versuche, welche dem rauhen, mit großen Kräften arbeitenden Eisenbahnbetrieb entnommen sind, keinen allzu strengen Maßstab anlegen darf.

Die nachgewiesenen Raddruckänderungen von 1,25 t, bzw. 1,45 t wären an sich noch nicht bedenklich, nachdem z. B. die „Technischen Vereinbarungen“ Änderungen des ruhenden Raddruckes von $\pm 15\%$ noch gestatten. Eine Reihe von Gründen macht jedoch eine etwas schärfere Beurteilung dieser Zahlenwerte notwendig.

Während die Kurveneinfahrt mit einer für die Betriebssicherheit unbedenklichen Raddruckerhöhung verbunden ist, ergibt sich bei der Ausfahrt eine Entlastung welche das Aufklettern des Spurkranzes zur Folge haben kann. Es ist auch bei einseitigen Frostaufzügen das Entstehen windschiefer Gleislagen möglich, welche dann — wenn sie in Krümmungen liegen — die Sicherheit gegen Entgleisen in gleicher Art beeinträchtigen, wie dies durch zu steile Überhöhungsrampen geschieht. Frostaufzüge entstehen in vergleichsweise sehr kurze Zeit und sind zuweilen selbst dem geübten Auge des streckenkundigen Bediensteten nicht sofort erkennbar.

Die Schaubilder lassen ersehen, daß sich die von der Elastizität und den Unebenheiten des Oberbaues erzeugten Relativbewegungen dem Verwindungsmaß überlagern, womit ebenfalls eine gefährliche Möglichkeit des Zusammentreffens ungünstiger Umstände gegeben ist. Der Zusammenhang zwischen Rampenneigung, maßgebendem Achsstand und Raddruckänderung besteht in dem Sinne, daß steile Rampen im Verein mit langen, hart gefederten Lokomotiven ungünstige Verhältnisse ergeben. Als größte Rampenneigung ist in den „Technischen Vereinbarungen“ 1:300 vorgesehen, welches Maß wohl auch für die längsten Fahrzeuge genügende Sicherheit gegen Entgleisen bietet. Möglichst flache Überhöhungsrampen wären erwünscht, doch sind sie schwer zu erhalten und es ist bei Linien mit vielen Gegenbogen der zur Längenentwicklung der Rampe erforderliche Platz oftmals nicht vorhanden.

Es seien hier nochmals diejenigen Bauregeln zusammengefaßt, deren Befolgung die kleinsten Raddruckänderungen und hiermit ein Größtmaß an Sicherheit gegen Entgleisung der vorauslaufenden Achse gewährleistet.

Schon Formel 3) zeigt, daß sich bei Annahme gleichen Verwindungsmaßes die Raddruckänderungen für Innen- und Außenrahmen wie 1:4 verhalten. Es sollen daher die führenden Achsen langer Lokomotiven tunlichst mit Innenrahmen bzw. innen liegenden Tragfedern ausgeführt werden. Die sich hiermit zwangsläufig ergebenden Innenlager sind wohl etwas schlechter zugänglich und können auch nicht so leicht öldicht gehalten werden, als die heute schon ganz vorzüglich durchgebildeten, allseits geschlossenen Außenlager. Dieser kleine Nachteil wird aber durch die bessere Anpassungsfähigkeit der Achse mit Innenlager weitgehendst aufgehoben.

Falls die allgemeine Konstruktion der Lokomotive die Anwendung der Innenlager nicht zuläßt, ist die Laufachsfederung möglichst weich auszuführen. Abb. 4. läßt auch den Einfluß der Federsteifigkeit klar erkennen.

Das Abstützungssystem der Lokomotive bedingt die Größe des „maßgebenden Achsstandes“, welcher ebenfalls möglichst klein gehalten werden soll. An Hand einiger ausgeführter Lokomotiven möge dieser Zusammenhang noch etwas näher gezeigt werden.

Die 1-C₀-1 Schnellzuglokomotive Reihe Ae 3/5 I der Schweizerischen Bundesbahnen (Abb. 8a) besitzt drei, untereinander durch Längsausgleichhebel verbundene Triebachsen*). Die Führung ist durch Bisselgestelle gegeben, welche in lot-

rechtem Sinne lediglich durch einen halbkugelförmigen Stützapfen mit dem Hauptrahmen verbunden sind. Diese „Einpunktstützung“ der Bisselachse gestattet also deren weitestgehende Schrägstellung gegen den Hauptrahmen, ohne irgend welche Raddruckänderungen zur Folge zu haben. Abb. 9 zeigt das Abstützungssystem und läßt erkennen, daß der „maßgebende Achsstand“ gleich Null ist und die auf einem Rhombus liegende Lokomotive sich jeder Rampenform klaglos anzupassen vermag.

Auch die 2-D₀-2 Schnellzuglokomotive Reihe E 501 der Paris-Orléans-Bahn (Abb. 8b) ist mit Rhombusstützung versehen*). Die vier Triebachsen sind untereinander ausgeglichen. Die Drehgestelle sind durch ein sehr beachtenswertes, durch die Bogenläufigkeit bedingtes Hebelsystem mit dem Hauptrahmen verbunden, welches vom Standpunkt der Anpassungsfähigkeit an Schräglagen des Oberbaues ebenfalls eine „Einpunktstützung“ darstellt. Das Befahren steiler Rampen ist auch bei dieser Lokomotive in einwandfreier Weise gewährleistet.

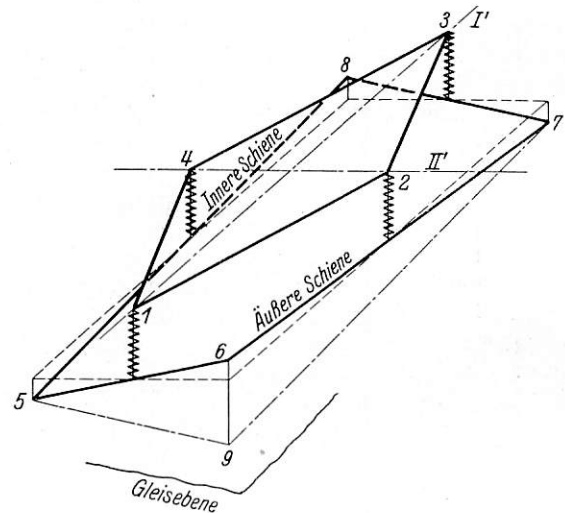


Abb. 9.

Ein Beispiel angenäherter Rhombusstützung ist die 2-C₀-2 Schnellzuglokomotive Reihe E 3100 der französischen Midibahn (Abb. 8c) welche auch durch erstmalige Anwendung der Vertikalmotoren gekennzeichnet ist**). Die ausgeglichenen Triebachsen geben wieder zwei Stützpunkte (Punkte 2 und 4 in Abb. 9), die Drehgestelle sind mit Innenrahmen und schmaler Federstützbasis versehen.

Bei der 1-D₀-1 Schnellzuglokomotive Reihe 1670.100 der Österreichischen Bundesbahnen (Abb. 8d), welche aus der Reihe 1670 entwickelt wurde***), ist durch Anwendung einer besonderen Stützform der „maßgebende Achsstand“ auf ein unbedenkliches Maß herabgedrückt worden. Es ist jede der in der Längsmittle des Drehgestells angeordneten seitlichen Stützen über einen Ausgleichhebel mit der zugehörigen Triebachse des Hauptrahmens verbunden. Die Drehzapfen sind so wie bei der hier ausführlich untersuchten Lokomotive Reihe 1570 (Abb. 8e) zylindrisch und übertragen keinerlei Vertikalkräfte.

Diese Form der Abstützung bietet außerdem den Vorteil, daß sie hinsichtlich ihrer Projektion auf die Fahrzeuglängsebene statisch bestimmt ist. Es kann sich daher ungenaue Einstellung der Tragfedern nur geringfügig in der Verteilung der Raddrucke auswirken, auch ist die nützliche Reibung nur wenig von den augenblicklichen Gleisunebenheiten beeinflusst.

*) Brown Boveri Mitt., August 1927.

**) La Technique moderne, Jahrg. 1924, Heft 15.

***) Elektr. Bahnen, Jahrg. 1931, Heft April—Mai.

Ermittlung einiger Gesetzmäßigkeiten bei Versuchsergebnissen von Dampflokomotiven.

Von Dr. Ing. W. Lubimoff, Berlin.

Bekanntlich zeichnet sich jede Lokomotivgattung in bezug auf die Werte der Zugkraft und des Dampfverbrauchs ziemlich individuell aus; deshalb sind die wissenschaftlichen Versuche für das genaue Studium der Eigenschaften von verschiedenen Lokomotivreihen unentbehrlich.

In den letzten Jahren erschienen einige Veröffentlichungen, die nicht nur die gewonnenen Versuchsergebnisse, sondern auch die Schlüsse daraus und die Vergleiche verschiedener Lokomotivgattungen enthalten¹⁾. Diese Veröffentlichungen wurden auch zu weiteren Forschungen in diesem Gebiete ausgenutzt²⁾.

Bemerkenswert in dieser Hinsicht sind auch die neuesten Lokomotivversuche in Rußland, die nach Lomonosoffs Methode durchgeführt wurden³⁾. Besonders interessant waren hierbei die Versuche mit einer 1C1-h2-Schnellzuglokomotive Gattung Cy; die Ergebnisse der Versuche hat R. Grinenko ausführlich in einem Buche wiedergegeben⁴⁾. Aus diesen Ergebnissen wurden die nachstehenden Folgerungen gezogen.

Unten sind die Hauptabmessungen der Lokomotive Cy angegeben. Als einige konstruktive Besonderheiten sind zu erwähnen: Wasservorwärmer besonderer Konstruktion, Überhitzer System Tschusoff³⁾ und Kolbenschieber System Trofimoff⁵⁾. Dem Projekt der Steuerung liegen folgende Maße zugrunde: Einlaßdeckung = 34 mm; Auslaßdeckung = - 2 mm; lineares Voreilen = 4 mm; Kanalweite = 53 mm; Durchmesser des Kolbenschiebers = 250 mm. Ohne auf die Einzelheiten der Versuche einzugehen, die der Lomonosoffs-Methode entsprachen⁶⁾, sei noch bemerkt, daß die Versuchslokomotive mit Öl (Masut) geheizt wurde³⁾.

Hauptabmessungen der 1C1-h2 Schnellzuglokomotive, Gattung Cy.

Zylinderzahl	2
Zylinderdurchmesser	575 mm
Kolbenhub	700 „
Treibrad Durchmesser	1850 „
Kesseldruck	13 atü
Heizfläche (wasserberührte)	196,6 m ²
Überhitzerfläche	72,6 „
Rostfläche	4,73 „
Reibungsgewicht	54 t
Dienstgewicht der Lokomotive	84,5 „
Leergewicht des Tenders	25 „
Wasservorrat	23 „
Brennstoffvorrat	7 „
Gewicht der Lok. mit Tender (2/3 Vorräte)	130 „

Nunmehr soll auf die Versuchsergebnisse zur Erkennung einiger ihrer Gesetzmäßigkeiten eingegangen werden.

¹⁾ Nordmann: Theorie der Dampflokomotive auf versuchsmäßiger Grundlage. Org. Fortschr. Eisenbahnwes., B. 85, Heft 10 vom 15. 5. 1930. — Lomonosoff: Lokomotivversuche in Rußland. Berlin, 1926, VDI-Verlag.

²⁾ Meineke: Kurzes Lehrbuch des Dampflokomotivbaues. Berlin: Julius Springer 1931. — Achterberg: Über die rechnerische Vorausbemessung der günstigsten Fahrgeschwindigkeit von Kolbenheißdampflokomotiven einstufiger Dampfdehnung. Glasers Ann., B. 107 u. 108, 1930 u. 1931.

³⁾ Grinenko und Isaakian: Neuere Versuche mit russischen Dampflokomotiven. Z. VDI, B. 73, Nr. 10 vom 9. 3. 1929, S. 339.

⁴⁾ Grinenko: Ergebnisse der Versuche mit Dampflokomotiven 1C1 und 2C1. Veröffentlichung Nr. 61 des Techn.-wiss. Komitee des Verkehrskommissariats. Moskau, 1927 (in russisch).

⁵⁾ Makarow: Leerlauf-Druckausgleichvorrichtung der russischen Dampflokomotiven Bauart Trofimoff. Org. Fortschr. Eisenbahnwes., B. 85, 20. 3. 1930, S. 185.

⁶⁾ Lomonosoff: Lokomotivversuche in Rußland. Berlin, 1926, VDI-Verlag.

1. Indizierte Zugkraft.

Obwohl in der letzten Zeit auf einige mögliche Fehler bei den Indikatorversuchen hingewiesen worden ist¹⁾, behalten doch die Indikatordiagramme ihre Wichtigkeit sowohl für Lokomotivbauer wie für Eisenbahner. Ohne Indikatordiagramme ist die Betrachtung der Arbeit der Lokomotivmaschine nebst Steuerung und deren Vergleich mit den ortfesten Dampfmaschinen unmöglich.

Zuerst betrachtet man das Verhältnis α des mittleren indizierten Druckes zum Kesseldruck: $\alpha = p_i : p_k$ und dann errechnet man die indizierte

Zugkraft: $Z_i = \alpha \cdot M$, worin M bekannter Zugkraftmodul der Lokomotive oder Z_i bei $p_i = p_k$ ist. Bei dem Berechnen des Moduls muß die Verringerung des Zylinderquerschnitts durch die Kolbenstange berücksichtigt werden. Bei der Gattung Cy hat man: $M = 15938 \text{ kg}$.

In der Abb. 1 sind die Werte von α zu ersehen; sie entsprechen der vollen Öffnung des Reglers und sind auf die genauen Zahlen der Füllungsgrade ϵ , die an den Kurven angeschrieben sind, bezogen. Auf der Abszissenachse sind die Geschwindigkeiten V in km/h, die sekundlichen Drehzahlen x und die mittleren sekundlichen Kolbengeschwindigkeiten c_m

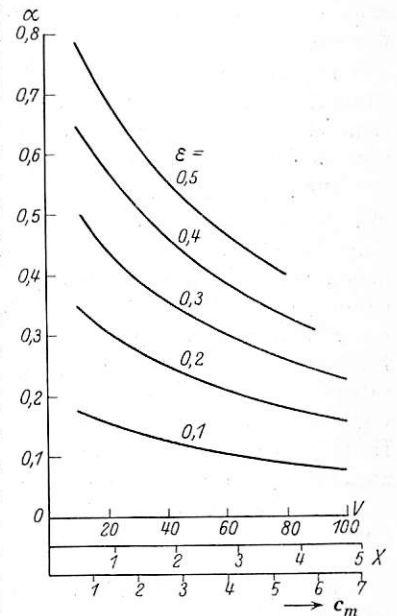


Abb. 1.

aufgetragen⁷⁾. Der Wert α fällt mit der zunehmenden Geschwindigkeit und je größer ϵ ist, desto steiler. Diese Steilheit ist jedoch sozusagen dem Wert ϵ proportional. Die Schaulinien entsprechen folgenden Formeln:

$$\alpha = \frac{3A}{x + 3} \dots \dots \dots 1)$$

$$\text{oder } \alpha = \frac{4,2A}{c_m + 4,2} \text{ oder } \alpha = \frac{62,77A}{V + 62,77} \dots \dots 2)$$

wobei der Wert A bei jedem Füllungsgrad verschieden ist und dem geometrischen Schnittpunkt der Linie mit der Ordinatenachse entspricht; er darf jedoch nicht ohne weiteres als α bei $V = \sim 0$ angesehen werden. Aus der Formel 2 folgt, daß der Abfall der indizierten Zugkraft in Prozent bei der Zunahme der Geschwindigkeit für alle ϵ gleich ist; z. B. bei der Zunahme V von 20 km/h bis zu 60 km/h wird Z_i um 33% kleiner und bei der Zunahme V von 20 km/h bis zu 100 km/h beträgt der Abfall etwa 49%.

Im Hauptnutzbereiche nähern sich die Linien in der Abb. 1 den Geraden:

$$\alpha = B - 0,2 \cdot \epsilon \cdot x \dots \dots \dots 3)$$

Die Werte A und B bei verschiedenen ϵ sind folgende:

ϵ	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
A	0,91	0,75	0,58	0,40	0,20
B	0,77	0,63	0,48	0,33	0,17

⁷⁾ Vergl. Lomonosoff: Lokomotivversuche, Abb. 294 und Meineke: Kurzes Lehrbuch, Abb. 26.

Vergleicht man die Werte α bei ein und derselben Fahrgeschwindigkeit V oder bei ein und derselben sekundlichen Drehzahl x , so kommt man zu der Gleichung⁸⁾:

$$\alpha = -a + b\varepsilon - c\varepsilon^2 \dots \dots \dots 4)$$

die Zahl a ist indes sehr klein und kann schließlich vernachlässigt werden. Bei der Vereinigung der Formeln 1 und 4 und nach einigen Berechnungen erhält man:

$$\alpha = \frac{3(-a_0 + b_0\varepsilon - c_0\varepsilon^2)}{x + 3} = \frac{3(-0,009 + 2,15\varepsilon - 0,625\varepsilon^2)}{x + 3} \approx \frac{6,45\varepsilon - 2\varepsilon^2}{x + 3} \dots \dots 5)$$

Die Indikatordiagramme sind jedoch nicht veröffentlicht und eine weitere Analyse der Formel 5 kann nicht durchgeführt werden.

Die Werte α der Gattung $C\gamma$ scheinen den Werten α der Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn, Reihe 62, ziemlich gleich zu sein⁹⁾. Die Formeln 3 sind einigen Formeln von Meineke ähnlich²⁾.

Sind Lokomotiven mit demselben Kolbenhub zu vergleichen, so kann man als Abszissen für die versuchsmäßig ermittelten α -Schaulinien die sekundlichen oder die minutlichen Drehzahlen anwenden; bei verschiedenen Kolbenhuben ist es jedoch richtiger, α in Abhängigkeit von der mittleren sekundlichen Kolbengeschwindigkeit aufzutragen. Um die Einflüsse verschiedener Faktoren leichter zu verfolgen, ist es ratsam, die Werte α zunächst innerhalb einer bestimmten Gruppe der Lokomotiven zu vergleichen, z. B. Naßdampf- und Heißdampflokomotiven, Maschinen mit einstufiger und mit zweistufiger Dampfdehnung, Güterzug- und Personenzuglokomotiven. Ganz individuell verlaufen u. a. die α -Schaulinien bei besonderen Bauarten, wie z. B. bei Mallet-Lokomotiven.

Bei Verbundmaschinen erhält man für α -Werte die Gleichungen ähnlicher Form, wie bei den Maschinen mit einstufiger Dampfdehnung. Für eine russische D-Lokomotive, die von Lomonosoff untersucht¹⁰⁾ und in dem Buche von Meineke (S. 58) erwähnt ist, können folgende Gleichungen der Geraden in Betracht kommen:

$$\alpha = B - 0,15 \cdot \varepsilon \cdot x \dots \dots \dots 6)$$

die Werte B sind, wie folgt:

ε	0,7	0,6	0,5	0,4
B	0,68	0,60	0,50	0,40

Die α -Schaulinien verschiedener Verbundlokomotiven haben einen verschiedenen Charakter; außerdem erhält man bei ein und derselben Gattung für kleinere Füllungen (etwa von 0,3 und 0,2) andere Gesetzmäßigkeiten, als bei größeren Füllungen. Dabei sind die Raumverhältnisse der Niederdruck- und der Hochdruckzylinder m und die Unterschiede der Füllungen in den Zylindern ($\varepsilon_N - \varepsilon_H$) zu berücksichtigen.

2. Dampfverbrauch je Kolbenhub.

Die Werte des Dampfverbrauchs je Kolbenhub u in kg dienen als Grundlage für weitere Berechnungen. Die Zahlen von u für die Gattung $C\gamma$ errechnet auf Grund der Versuchsergebnisse und reduziert auf die genauen Füllungsgrade, sind in der Abb. 2 ersichtlich. Die aufgezeichneten Schaulinien entsprechen folgenden Formeln:

$$u = E + \frac{F}{V + N} \dots \dots \dots 7)$$

⁸⁾ Gleichungen analog der Formel 4 sind auch von Prof. Lomonosoff bei vielen Lokomotiven ermittelt worden.

⁹⁾ Nordmann: Org. Fortschr. Eisenbahnwes., 15. 5. 1930.

¹⁰⁾ Vergl. Lomonosoff: Lokomotivversuche, Abb. 276.

Der Wert N ist für alle ε gleich 8,5; die Werte E und F sind folgende:

ε	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
E	0,120	0,080	0,050	0,030	0,013
F	10,8	9,1	7,4	5,7	4,0

Vergleicht man die Werte u bei ein und derselben Geschwindigkeit V , so kommt man zu der Gleichung:

$$u = a + b\varepsilon + c\varepsilon^2 \dots \dots \dots 8)$$

Bei $V \approx 0$ haben a und b ihre größten Werte; nimmt die Geschwindigkeit zu, so werden a und b kleiner; die Zahl c dagegen bleibt bei allen Geschwindigkeiten ungefähr konstant. Um Platz zu sparen, sind hier die Linien $u = f(\varepsilon)$ bei verschiedenen V nicht aufgezeichnet.

In der Veröffentlichung sind die Indikatordiagramme nicht enthalten und daher ist es leider unmöglich, den nutzbaren Dampfverbrauch und die Verluste getrennt zu bestimmen. Die Struktur der Formel 7 kann jedoch den theoretischen Untersuchungen der Frage gut entsprechen¹¹⁾. Die beobachteten Heißdampftemperaturen sollen in weiteren Ausführungen noch besprochen werden. Um die Größe der Zylinder zu veranschaulichen, sei noch bemerkt, daß jeder Zylinder der Lokomotive $C\gamma$ einen Raum von etwa 0,18 m³ hat.

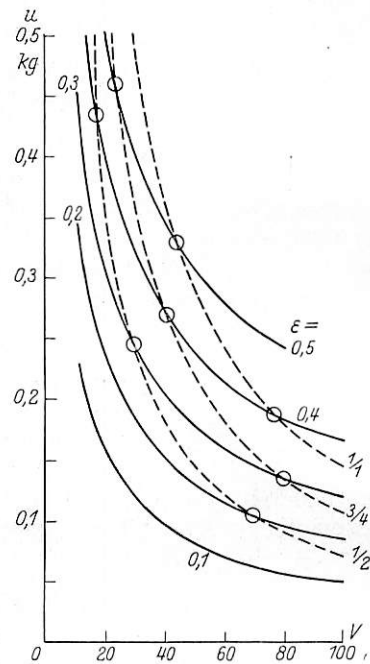


Abb. 2.

Bei $p = 13$ atü und $t = 340^0$ beträgt das spezifische Gewicht des Dampfes etwa 5 kg/m³ und der volle Inhalt jedes Zylinders könnte einem Dampfgewicht von etwa 0,9 kg entsprechen. Aus dieser Zahl können jedoch keine weiteren Schlüsse gezogen werden.

3. Zugkraft als Funktion der Kesselanstrengung.

Um die Versuchsergebnisse der Lokomotive $C\gamma$ leichter mit den Versuchen der Deutschen Reichsbahn vergleichen zu können, werden wir hier mit einer dauernden größten Dampferzeugung von 57 kg je 1 m² der feuerberührten Heizfläche und Stunde rechnen¹²⁾. Es ist dabei unerlässlich, folgende Unterschiede zwischen den deutschen und den russischen Berechnungen zu erwähnen: 1. man berechnet in Rußland nicht die feuerberührte Heizfläche, sondern die wasserberührte; 2. man nennt meistens die Zahlen der Dampferzeugung je 1 m² der wasserberührten Heizfläche und Stunde, die dem reinen Dampfverbrauch der Lokomotivmaschine entsprechen, d. h. nach dem Abzug des Dampfverbrauchs für alle Hilfsausrüstungen. Die letzte Korrektur bei verschiedenen Brennstoffen (Holz, Kohle, Öl) ist in Rußland unvermeidlich¹³⁾. Bei der Ölföuerung muß man außer dem Pumpendampf auch den Dampfverbrauch für Ölbrenner, Hilfsbläser und Vorwärmung des Brennöls abziehen; alle diese Nebenverbräuche sind der Dampf-

¹¹⁾ Lomonosoff: Lokomotivversuche, S. 105 bis 115.

¹²⁾ Nordmann: Neue Versuchsmethoden und Versuchsergebnisse. Glasers Ann., B. 103, 1. 12. 1928.

¹³⁾ Lomonosoff: Lokomotivversuche, S. 170.

erzeugung in gewissem Maße proportional. Nach dem Abzug der Nebenverbräuche erhält man anstatt 57 kg je 1 m² und Stunde nur 54 kg. Dann reduziert man diese Zahl proportional dem Verhältnis der feuerberührten und wasserberührten Heizfläche; bei der Lokomotive Cv beträgt dieses Verhältnis 181,5:196,6. Schließlich entspricht bei der Ölfeuerung (Masutfeuerung) die russische Zahl der Dampferzeugung von 50 kg der deutschen Zahl von 57 kg; dabei beträgt der Dampfverbrauch der Lokomotivmaschine etwa 9800 kg je Stunde. Um die Zahlen nicht zu verwechseln, werden wir weiter folgende Werte des Dampfverbrauchs und der Kesselanstrengung betrachten:

Kesselanstrengung	1/1	3/4	1/2	1/4
Dampfverbrauch U der Lokomotivmaschine in kg je Stunde	9800	7350	4900	2450
Heißdampf Temperatur in dem Schieberkasten in °C	360	340	310	260

Die Kesselanstrengung 1/4 ist jedoch ziemlich klein; aus diesem Grunde und um die Anzahl der Schaulinien zu vermindern, wurde diese Kesselanstrengung in einigen Abbildungen nicht gezeigt.

Die Ermittlung der Geschwindigkeiten und der Füllungsgrade, welche den obigen Kesselanstrengungen entsprechen, ist in Abb. 2 angegeben und entspricht der Lomonosoff-Methode¹⁴⁾. Die Punkte der Strichhyperbeln sind nach folgender Formel berechnet:

$$u \cdot V = U \cdot \frac{\pi D}{4000} = \text{konst} \dots \dots \dots 9)$$

worin D = Durchmesser der gekuppelten Räder in m ist; bei der Gattung Cv: D = 1,85 m.

Jeder Kesselanstrengung entspricht eine bestimmte Heißdampf Temperatur; die Werte derselben sind in der oben angeführten Tabelle angegeben. Wie bereits Nordmann und Lomonosoff festgestellt haben¹⁾, wächst die Heißdampf Temperatur in dem Schieberkasten mit zunehmender Kesselanstrengung nach einem parabolischen Gesetz ohne jedoch ein Maximum zu erreichen. Demgemäß entspricht jede Strichhyperbel in der Abb. 2 einer konstanten Kesselanstrengung und einer konstanten Heißdampf Temperatur; die Abb. 2 gibt somit ein klares Bild über die Heißdampf Temperaturen bei verschiedenen Füllungen und Geschwindigkeiten.

In der Abb. 3 sind die Zi-Werte dargestellt. Die fünf ausgezogenen Linien entsprechen denselben Füllungsgraden, wie in der Abb. 2.

Gemäß den Schnittpunkten der Linien u und der Strichhyperbeln in der Abb. 2 findet man die entsprechenden Punkte in der Abb. 3; die Strichlinien, welche diese Punkte verbinden, geben die Zi-Werte bei den Kesselanstrengungen 1/1, 3/4 und 1/2.

Die Frage der Reibungsgrenze wird in weiteren Ausführungen näher besprochen. In der Abb. 3 ist die Reibungsgrenze annähernd nach einem gradlinigen Gesetz aufgezeichnet, anfangend von Zi = 10800 kg bei V = 0.

Die Werte der indizierten Leistung der Lokomotive sind in der Abb. 4 ersichtlich: die ausgezogenen Linien entsprechen den Füllungsgraden und der Reibungsgrenze; die Strichlinien zeigen die Leistungen bei verschiedenen Kesselanstrengungen; bei der Anstrengung 1/4 verläuft die Schaulinie praktisch gesprochen gradlinig.

4. Dampfverbrauch für 1 PS_i/h.

Die Werte des Dampfverbrauchs für 1 PS_i/h bei verschiedenen Füllungsgraden und Geschwindigkeiten können leicht ermittelt werden nach der Gleichung:

¹⁴⁾ Lomonosoff: Lokomotivversuche, S. 34.

$$\frac{U}{N_i} = \frac{4000 \cdot u \cdot V \cdot \alpha \cdot M \cdot V}{\pi \cdot D \cdot 270} = \frac{1\ 080\ 000}{M \cdot \pi \cdot D} \cdot \frac{u}{\alpha} = 11,66 \cdot \frac{u}{\alpha} \dots \dots 10)$$

An Hand der Formeln 7 und 2 berechnet man für einen bestimmten Füllungsgrad:

$$\frac{u}{\alpha} = \left(E + \frac{F}{V + 8,5} \right) : \left(\frac{62,77 A}{V + 62,77} \right)$$

Schließlich kommt man zu der Gleichung folgender Form:

$$\frac{U}{N_i} = a \cdot \left(V + b + \frac{c}{V + 8,5} \right) \dots \dots \dots 11)$$

Diese Gleichung entspricht mathematisch gesprochen einer U-förmigen Kurve mit einem Minimumwert. Die Formel ist hier nur angegeben, um den Charakter der Kurve klar zu

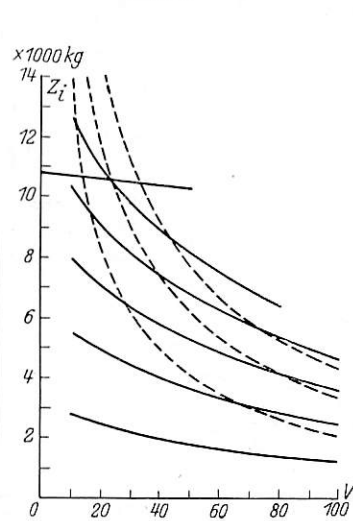


Abb. 3.

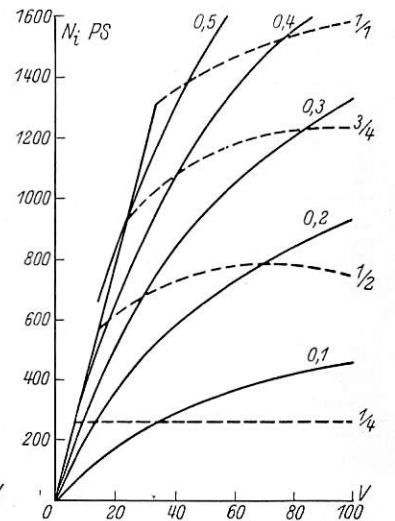


Abb. 4.

machen. In Wirklichkeit rechnet man nach der Formel 10; die Werte u und α sind in Abb. 1 und 2 leicht abzulesen. Die Resultate ersieht man in der Abb. 5; der kleinste Dampfverbrauch für 1 PS_i/h entspricht dem Füllungsgrad ε = 0,3 bei V = 80 km/h.

Auch könnte man die bei den Versuchen ermittelten Werte des Dampfverbrauchs in kg/PS_i/h unmittelbar in Abhängigkeit von V bei verschiedenen ε auftragen. Die aufgetragenen Punkte streuen jedoch stärker als bei den Schaulinien für α und u. Dies erklärt sich dadurch, daß der relative Fehler der Werte des Dampfverbrauchs je 1 PS_i/h in ungünstigen Fällen der Summe der relativen Fehler von α und u gleich ist. Aus diesem Grunde ist es geraten, zuerst die Kurven für α und u zu konstruieren und dann ausgehend von den Kurvenpunkten nach der Gleichung 10) zu rechnen.

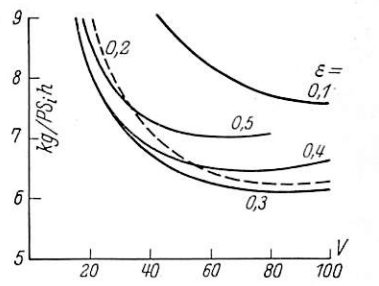


Abb. 5.

Der Dampfverbrauch für 1 PS_i/h bei verschiedenen Kesselanstrengungen wird anders berechnet. Bei einer bestimmten Kesselanstrengung bleibt der stündliche Gesamtverbrauch U konstant nach der Tabelle im Abschnitt 3. Die Leistungen N_i entsprechen den Strichlinien in der Abb. 4. Man braucht nur die Quotienten (U:N_i) zu errechnen. Die ermittelten Werte sind in der Abb. 6 zu ersehen: bei den Geschwindigkeiten über 50 km/h ist die Kesselanstrengung 3/4 die günstigste und darunter 1/2.

An Hand der ausgezogenen Linien in der Abb. 4 und 5 ermittelt man die Kurven in der Abb. 7; daraus ersieht man, daß die Lokomotive Cv bei den Geschwindigkeiten von 80

bis 100 km/h den kleinsten Dampfverbrauch für 1 PS_i/h ergibt; die Geschwindigkeit von 60 km/h ist etwas weniger günstig. Die Kurven in der Abb. 7 haben einen flachen Charakter, was für den Eisenbahnbetrieb wichtig ist.

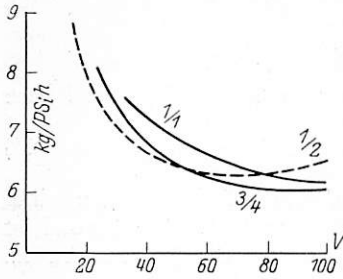


Abb. 6.

dabei kommen wir zu etwas anderen Schlüssen. In bezug auf die Kesselanstregungen sei bemerkt, daß man aus betrieblichen Gründen oft sowieso die volle Kesselanstregung anwenden muß. Auch die sogenannte betriebswirtschaftlichste Kesselanstregung ist nicht nur von dem Wert des Dampfverbrauchs abhängig und stellt ein besonderes Problem dar¹⁵⁾. Die Größe des Dampfverbrauchs spielt dabei aber eine wesentliche Rolle.

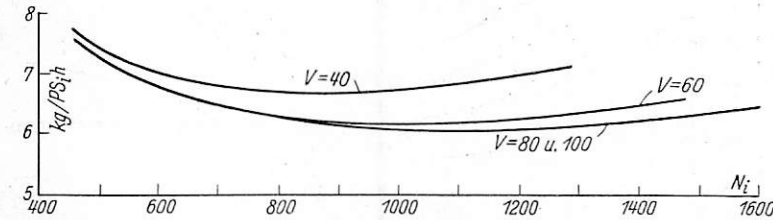


Abb. 7.

5. Widerstand der Lokomotive.

Alle bis jetzt besprochenen Zahlen beziehen sich auf die indizierte Zugkraft und Leistung ohne Berücksichtigung der inneren Reibung in der Lokomotivmaschine und deren Widerstandes nebst Tender als eines Fahrzeugs. Um sich ein klares Bild über eine Lokomotive zu verschaffen, muß man noch zwei Werte der Zugkraft ermitteln, und zwar:

- Z_r Zugkraft am Radumfang der gekuppelten Räder;
- Z_e Zugkraft am Tenderzughaken in einer Waagerechten.

Der Unterschied zwischen Z_i und Z_r ist gleich dem Widerstand der Lokomotivmaschine, bezogen auf den Radumfang; der Unterschied zwischen Z_r und Z_e ist gleich dem Fahrwiderstand der Lokomotive (mit Tender) als des Fahrzeugs:

$$Z_i - Z_r = W_m \dots \dots \dots 12)$$

$$Z_r - Z_e = W_1 \dots \dots \dots 13)$$

$$Z_i - Z_e = W_m + W_1 \dots \dots \dots 14)$$

Bei den Versuchen berechnet man Z_i ausgehend von dem mittleren indizierten Druck oder von dem ermittelten Beiwert α (s. Abschnitt 1) und bezieht die Größe von Z_i auf den Radumfang; außerdem mißt man die Zugkraft am Tenderzughaken Z_d, die nur in einer Waagerechten gleich Z_e ist. Die Zugkraft Z_r kann nicht gemessen werden, sondern nur annähernd berechnet. Für Z_e und Z_r sind folgende Formeln anzuwenden:

¹⁵⁾ Ehrensberger: Die Kosten einer Zugfahrt. Org. Fortschr. Eisenbahnwes., B. 86, Heft 22 vom 15. 11. 1931, S. 451. — Janisch: Die Dampflokomotive im Personenzugdienst. Verkehrstechn. Woche 1931, Hefte 29, 30, 35. — Lomonosoff: Wissenschaftliche Probleme des Eisenbahnbetriebes (in russisch). Berlin, 1923. — Fuchs: Die wirtschaftliche Entwicklung der Dampflokomotiven bei der Deutschen Reichsbahn. Berichte der zweiten Weltkraftkonferenz 1930, VDI-Verlag. — Farmakowsky: Die betriebswirtschaftlichste Arbeitslage des Lokomotivkessels. Glasers Ann. 1. 11. 1930. S. 115.

$$Z_e = Z_d + i \cdot P \dots \dots \dots 15)$$

und

$$Z_r = Z_d + (i + w_1) \cdot P \dots \dots \dots 16)$$

mit den Bezeichnungen: i = Steigung in ‰; w₁ = Widerstand der Lokomotive mit Tender als Fahrzeug in kg/t; P = Gewicht der Lokomotive mit Tender in t. Den spezifischen Widerstand w₁ in kg/t bestimmt man in Rußland meistens bei den Ablaufversuchen der Lokomotiven mit abgenommenen Treibstangen und Schwingenstangen¹⁶⁾.

Bei den Versuchen der Lokomotive C₇ benutzte man eine Widerstandskurve, deren Werte annähernd folgender Formel entsprechen:

$$w_1 = 1,3 + 0,01 V + 0,0005 V^2 \dots \dots \dots 17)$$

Dabei sei bemerkt, daß diese Formel nur für Geschwindigkeiten über 10 km/h gültig ist.

In den Veröffentlichungen 3 und 4 findet man keine Schaulinien für Z_e, sondern nur für Z_i und Z_r. In der Veröffentlichung⁴⁾ sind dabei die Z_r-Werte irrtümlicherweise mit Z_e bezeichnet. Auf Grund der veröffentlichten Schaulinien sowie aus einigen Zahlentafeln kann man W_m nach der Formel 12 ermitteln. Die errechneten Werte von W_m sind in der Abb. 8 angegeben: mit ausgezogenen Linien für verschiedene Füllungsgrade und mit Strichlinien für die gewählten Kesselanstregungen. Die Werte von W_m gemäß beiden Linienscharen fallen bei den zunehmenden Geschwindigkeiten ab. Der Charakter der Linien ist fast derselbe, wie in der Abb. 3 und man sieht, daß die innere Reibung der Lokomotivmaschine der indizierten Zugkraft ziemlich proportional ist. Nur für ε = 0,2 und 0,1 bemerkt man bei den Geschwindigkeiten von 80 bis 100 km/h ein schwaches Anwachsen des Wertes W_m, jedoch um nicht mehr als etwa 60 kg. Obwohl ein so geringer Wert auch in den Grenzen der Genauigkeit der Versuche liegen kann und für die Praxis nicht bedeutend ist, kommt diese Erscheinung auch bei dem Errechnen der Versuchszahlen von einigen anderen Lokomotivgattungen vor. Für die richtige Klärung dieser Frage müßten jedoch weitere spezielle Untersuchungen durchgeführt werden.

Der angenommenen Reibungsgrenze (Abb. 3) entspricht eine schwach geneigte Gerade, anfangend vom W_m gleich 1000 kg bei V = 0, wobei sich ein mechanischer Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine von etwa 0,91 ergibt; die Wirkungsgrade der Lokomotivmaschine werden jedoch unten noch näher besprochen.

Um den vollen Widerstand der Lokomotive mit Tender zu ermitteln, muß man zu den Werten W_m nach Abb. 8 den Widerstand der Lokomotive mit Tender als eines Fahrzeugs errechnet nach der Formel 17 mal Gewicht P = 130 t, addieren. In der Abb. 9 unten sind die letzteren Werte, d. h. W₁ = Z_r - Z_e zu ersehen; die oberen Kurven entsprechen den Summen W_m + W₁ = Z_i - Z_e und zwar: die ausgezogenen Linien — den Werten bei verschiedenen Füllungsgraden von 0,5 bis 0,1 und die Strichlinien — bei den Kesselanstregungen 1/1, 3/4 und 1/2. Die Schnittpunkte der ausgezogenen Linien und der Strichlinien entsprechen denselben Geschwindigkeiten, wie in den Abb. 2, 3, 4 und 8. Ein U-förmiger Charakter der Kurven ist von

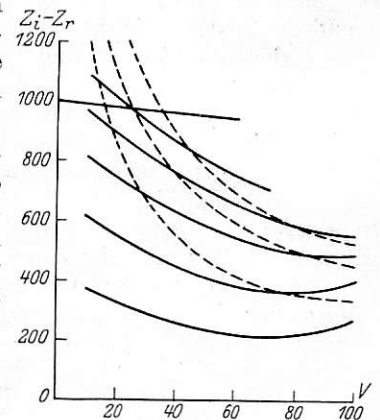


Abb. 8.

¹⁶⁾ Lomonosoff: Lokomotivversuche, S. 270 bis 272.

der Natur der Widerstände abhängig; denn W_m fällt innerhalb jeder Kurve bei den zunehmenden Geschwindigkeiten und bei der Abnahme der Zugkraftwerte, während W_1 unabhängig von der Zugkraft ist und entsprechend der Formel 17 wächst. Der angenommenen Reibungsgrenze entspricht eine aufsteigende Kurve von dem Wert 1170 kg bei $V=0$; bei $V=24$ schneidet sich diese Kurve mit der Linie für $\epsilon=0,5$ und bei $V=34$ mit der Linie für die volle Kesselanstrengung.

Bekanntlich¹⁷⁾ ist der Fahrwiderstand der Eisenbahnfahrzeuge im Bereich der kleinen Geschwindigkeiten von $V=0$ bis V =etwa 10 km/h größer als nach der Formel 17. Demgemäß sind schätzungsweise die punktierten Kurvenzweige an der Linie ($Z_r - Z_e$) und an der Reibungsgrenze in der Abb. 9 aufgezeichnet.

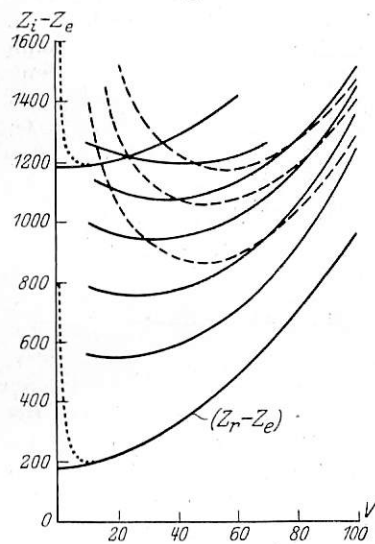


Abb. 9.

Wie die Abb. 9 zeigt, ändert sich der volle Widerstand der Lokomotive mit Tender in ziemlich weiten Grenzen; größeren Füllungsgraden und Kesselanstrengungen entsprechen größere Widerstandswerte.

Bei neuen Entwürfen ist die rechnerische Trennung des vollen Widerstandes in zwei Teile, d. h. W_m und W_1 , fast unvermeidlich. Die Größe W_m ist am einfachsten ausgehend von den Werten des mechanischen Wirkungsgrades und der indizierten Zugkraft zu bestimmen. Die Größe W_1 muß man nach einer Widerstandsformel analog der Gleichung 17 be-

rechnen. Dann kann man folgendermaßen rechnen:

$$W_m + W_1 = (1 - \eta_m) \cdot Z_i + w_1 \cdot P \dots 18)$$

Aus dieser Formel ersieht man den prinzipiellen Unterschied in der Natur der Widerstände W_m und W_1 .

6. Mechanischer Wirkungsgrad.

Man muß folgende Werte unterscheiden:

1. mechanischer Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine (von Zylindern bis zum Radumfang der gekuppelten Räder) = $Z_r : Z_i$;

2. mechanischer Wirkungsgrad der Lokomotive mit Tender unter Berücksichtigung des Maschinenwiderstandes und des Fahrwiderstandes (von Zylindern bis zum Tenderzughaken) = $Z_e : Z_i$.

Auf Grund der Abb. 8 und 9 kann man leicht die beiden Wirkungsgrade ermitteln. Als Beispiel sind die entsprechenden Werte für $\epsilon = 0,3$ in der Abb. 10 dargestellt. Diese Abbildung kann auch als eine Zugkraftbilanz betrachtet werden. Der Wert von Z_i wird dabei als 100% angenommen, was mit der oberen waagerechten Gerade gezeigt ist; die erste Kurve gibt die Werte ($Z_r : Z_i$) und die zweite die Werte ($Z_e : Z_i$) an. Die Ordinaten zwischen den Linien sind den Widerständen W_m und W_1 bei den entsprechenden Geschwindigkeiten ausgedrückt in Prozenten von Z_i gleich.

In der Abb. 11 sind die beiden Wirkungsgrade für die drei Kesselanstrengungen: $\frac{1}{1}$, $\frac{3}{4}$ und $\frac{1}{2}$ ersichtlich. Bei höheren Anstrengungen erzielt man höhere Wirkungsgrade.

Bei der Untersuchung der ortfesten Dampfmaschinen ist es üblich, die Werte des mechanischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von dem mittleren indizierten Druck aufzutragen.

¹⁷⁾ Lomonosoff: Diesellokomotiven. Berlin 1929, VDI-Verlag, S. 27, Abb. 18.

Da die Werte Z_i den Werten p_i proportional sind, so ist es bei den Lokomotivuntersuchungen empfehlenswert, die Werte Z_i als Abszissen und die Wirkungsgrade als Ordinaten aufzuzeichnen. In der Abb. 12 sind die ermittelten Schaulinien entsprechend den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten zu ersehen. Die ausgezogenen Linien zeigen die Werte des Verhältnisses ($Z_r : Z_i$) und die Strichlinien die Werte des Verhältnisses ($Z_e : Z_i$). Sehr wichtig ist es festzustellen, daß eine gemeinsame Linie für die Werte des ersten Verhältnisses bei den Geschwindigkeiten 40, 60 und 80 km/h entsteht, und nur bei $V=100$ km/h kleinere Werte erzielbar sind. Das letztere ist durch die höheren Werte des Widerstandes W_m bei $V=100$ erklärlich, wovon bereits im Abschnitt 5 gesprochen wurde. Die Linie ($Z_r : Z_i$) ist schließlich den Linien des mechanischen

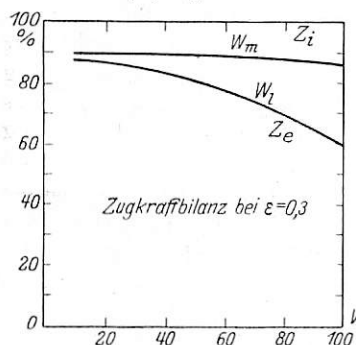


Abb. 10.

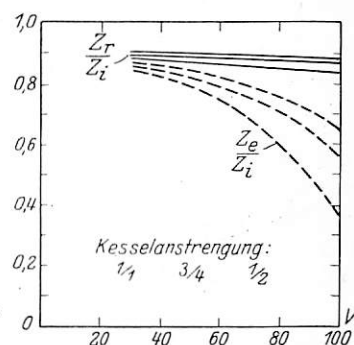


Abb. 11.

Wirkungsgrades der Lokomotiven mit Schiebersteuerung ähnlich¹⁸⁾, jedoch bei etwas niedrigeren Werten.

Die Werte des Wirkungsgrades ($Z_e : Z_i$) sind in der Abb. 12 mit Strichlinien entsprechend verschiedenen Fahrgeschwindig-

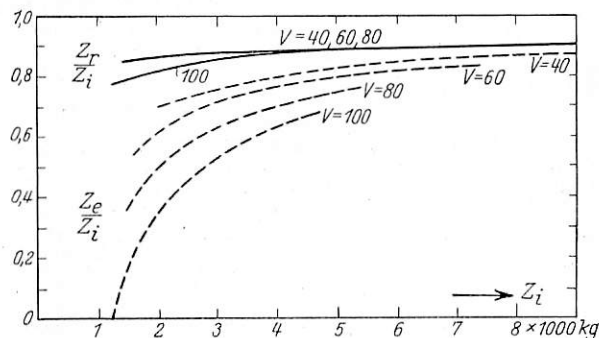


Abb. 12.

keiten dargestellt. Bei der Zunahme der Geschwindigkeit sinkt dieser Wirkungsgrad, was durch den größeren Fahrwiderstand bzw. durch den größeren Luftwiderstand verursacht wird.

7. Zugkraft am Tenderzughaken.

Wir wollen hier etwas ausführlicher die drei Begrenzungen der Zugkraft am Tenderzughaken besprechen, anfangend von der Reibungsgrenze.

Die Reibungszahlen der Haftreibung zwischen Rad und Schiene ändern sich in sehr weiten Grenzen; die Erforschung dieser Zahlen kann nicht als abgeschlossen betrachtet werden¹⁹⁾. Man ist daher auf die Annahme einiger Reibungszahlen bei Entwürfen neuer Lokomotiven und bei der Fahrplanbildung angewiesen.

¹⁸⁾ Gutermuth: Die Dampfmaschine. Berlin: Julius Springer 1928. B. I, S. 520, Fig. 614 und 616.

¹⁹⁾ Org. Fortschr. Eisenbahnwes., B. 86, Heft 19, 1. 10. 1931, S. 391. Die Reibungszahl der quergleitenden Bewegung rollender Räder von Eisenbahnfahrzeugen.

In der Veröffentlichung über die Versuchsergebnisse⁴⁾ liest man, daß die Reibungsgrenze der Lokomotive C^v wie bei der ursprünglichen Gattung C gewählt wurde und unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Zugkraft während einer Umdrehung einer Reibungszahl etwa 1:5,5 entspricht. Dabei findet man in der Veröffentlichung die Bemerkung, daß die Zugkräfte etwas höher als die angenommene Reibungsgrenze ohne Verwendung des Sandstreuers erzielt wurden. Nimmt man für die erste Schätzung der Reibungsgrenze für die Gattung C^v die Wichertschen Zahlen²⁰⁾, so bleibt die Reibungsgrenze bei den Geschwindigkeiten von 30 bis 40 km/h fast dieselbe, wie in der Veröffentlichung von R. Grinenko⁴⁾; bei kleineren Geschwindigkeiten erzielt man dagegen eine merkliche Erhöhung. Nach dem Abzug von den Werten Z_r des Widerstandes W₁ erhält man die an der Reibungsgrenze erreichbaren Werte Z_e, welche in der Abb. 13 ersichtlich sind.

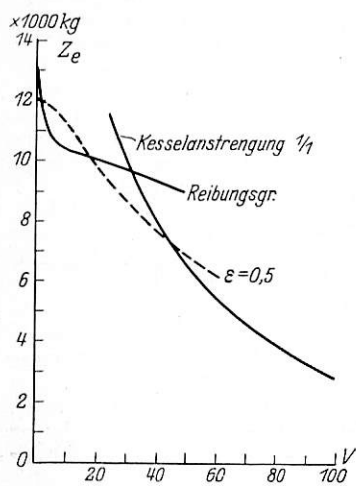


Abb. 13.

Nach der Bestimmung der Reibungsgrenze soll die Frage der Kesselleistungsgrenze besprochen werden. Diese Grenze ist naturgemäß von den Eigenschaften des verwendeten Brennstoffs abhängig. Die Lokomotive C^v wurde bei den Versuchen mit Öl (Masut) geheizt; um ein ganz klares Bild zu haben, müßte man eigentlich auch die Verfeuerung verschiedener Kohle in dieser Lokomotive ausprobieren. Da die entsprechenden Versuchsergebnisse nicht vorliegen, so muß man sich mit der angenommenen Kesselanstrengung $1/1$

(s. Abschnitt 3) begnügen. Nach dem Abzug der Widerstände $W_m + W_1 = Z_i - Z_e$ (Abb. 9) von den Werten Z_i (Abb. 3) erhält man bei Kesselanstrengung $1/1$ (stündlicher Dampfverbrauch = 9800 kg, Dampftemperatur = 360°) die Z_e -Werte, die in der Abb. 13 zu ersehen sind.

Endlich soll auf die dritte Begrenzung der Zugkraft, die durch die Zylinderabmessungen bedingt ist, eingegangen werden. An dieser Stelle muß jedoch gesagt werden, daß die drei Begrenzungen der Zugkraft überhaupt nicht scharf sind: einige Abweichungen sind immer möglich. Das gilt besonders bei der Festlegung der Zylindergrenze für die Lokomotiven mit einstufiger Dampfdehnung, bei welchen die Füllung 0,5 als eine relative Grenze angenommen wird. Dementsprechend ermittelt man für die Lokomotive C^v auf Grund der Abb. 3 und 9 die Z_e -Werte, die in der Abb. 13 mit einer Strichlinie dargestellt sind. Berücksichtigt man dabei die größeren Fahrwiderstände bei kleinen Geschwindigkeiten, welche mit punktierten Linien in der Abb. 9 gezeigt sind, so erhält man etwas kleinere Z_e -Werte bei den Geschwindigkeiten von $V=0$ bis $V=10$ km/h, was in der Abb. 13 berücksichtigt ist. Wenn die Reibungsgrenze in der Abb. 13 unbedingt richtig wäre, so müßte eigentlich die Lokomotive C^v bei der Füllung $\epsilon = 0,5$ und V zwischen etwa 3 bis 17 km/h schleudern; bei gut trockenen Schienen ist dies jedoch kaum zu erwarten. Dementsprechend wäre es vielleicht für die Gattung C^v richtiger, die Strichlinie in der Abb. 13 und nicht die Reibungsgrenze wie üblich als äußerste Grenze zu betrachten. Ein Anfahrversuch mit Lokomotive C^v bei voll geöffnetem Regler und $\epsilon = 0,5$ wäre deshalb sehr wünschenswert.

²⁰⁾ Wichert: Die 1 D₀ 1-Lokomotive. Elektr. Bahnen, 15. 3. 1927, Heft 3.

Der Schnittpunkt der Strichlinie in der Abb. 13 mit der Linie für die Kesselanstrengung $1/1$ entspricht derselben Geschwindigkeit von etwa 44 km/h, wie in vielen vorhergehenden Abbildungen. Anfangend von dieser Geschwindigkeit ist die Zugkraft durch die angenommene Kesselanstrengung $1/1$ begrenzt. Der Verlauf der Z_e -Linie ist bei Fahrzeitermittlungen besonders wichtig²¹⁾.

8. Dampfverbrauch für 1 PS_e/h.

In dem Abschnitt 4 haben wir die Werte des Dampfverbrauchs für 1 PS_e/h besprochen, sowie die Geschwindigkeiten, Füllungen und Kesselanstrengungen, bei welchen die kleinsten Werte erzielt werden. Im folgenden sollen diese Fragen ausgehend von den Werten für 1 PS_e/h geprüft werden.

Ähnlich wie Abb. 5 und 6 wurden die Abb. 14 und 15 ermittelt. Vergleicht man die Abb. 5 und 14, so ersieht man, daß die Schaulinie für $\epsilon = 0,4$ nach unten verschoben ist und

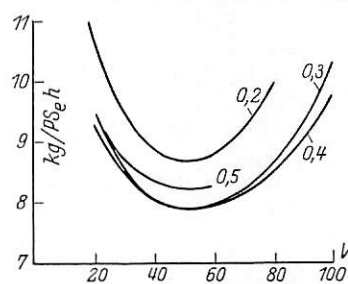


Abb. 14.

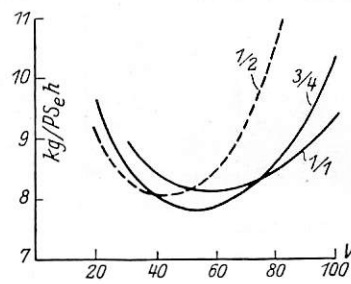


Abb. 15.

bei einigen Geschwindigkeiten sogar unter der Linie für 0,3 liegt. Dies ist durch die besseren Werte des Wirkungsgrades ($Z_e:Z_i$) bei $\epsilon = 0,4$ erklärlich. Bei V von 40 bis 80 km/h fallen die Linien für 0,3 und 0,4 zusammen; die kleinsten Werte des Dampfverbrauchs in diesem Bereiche der Geschwindigkeiten sind bei etwa $\epsilon = 0,35$ zu erwarten. Bei den Geschwindigkeiten kleiner als 40 km/h und größer als 80 km/h ist die Füllung 0,4 günstiger als 0,3.

Vergleicht man die Abb. 6 und 15, so bemerkt man, daß die Lage der Schaulinien sich hier auch verändert hat, ähnlich wie beim Übergang von der Abb. 5 zu der Abb. 14. Von dem Standpunkt des kleinsten Dampfverbrauchs für 1 PS_e/h müßte man dementsprechend die Kesselanstrengungen folgendermaßen anwenden: bei kleinen Geschwindigkeiten bis etwa 40 km/h $1/2$, dann bis etwa 75 km/h $3/4$ und über 75 km/h $1/1$. In der Praxis ist eine solche Rücksichtnahme auf die Kesselanstrengung natürlich nicht möglich, wie bereits in Abschnitt 4 erwähnt. Die besten Werte des Dampfverbrauchs für 1 PS_e/h von 7,8 bis 8,3 kg erzielt man indes bei der Kesselanstrengung $3/4$ und den Geschwindigkeiten von 40 bis 75 km/h; dieser Bereich der Geschwindigkeiten erscheint auch bei der vollen Kesselanstrengung $1/1$ als der günstigste, wobei ein Dampfverbrauch von 8,1 bis 8,3 für 1 PS_e/h erzielt wird.

Nach dem Gesagten im Abschnitt 3 sind hier die Werte des Dampfverbrauchs ausschließlich des Pumpendampfes und der Nebenverbräuche berechnet. Die entsprechende Berichtigung ist leicht durchführbar, erscheint jedoch bei dem Ziel des Aufsatzes unnötig. Ebenso sehen wir von den Schaulinien des Dampfverbrauchs für 1 PS_e/h in der Abhängigkeit von der Leistung N_e , des Wärmeverbrauchs und des Brennstoffverbrauchs ab.

Schlußwort.

Es ist unmöglich, gleiche Zahlen oder Formeln bei allen Lokomotivgattungen anzuwenden. Man braucht indes sehr oft einige Angaben für verschiedene Berechnungen und Ent-

²¹⁾ Nordmann: Lokomotivbelastung und Fahrplanbildung. Glasers Ann., B. 101, 1. 12. 1927, S. 166. — Lubimoff: Über rechnerische und zeichnerische Ermittlungen der Fahrzeiten von Eisenbahnzügen. Berlin, 1932, Verlag von F. C. Glaser.

würfe. Vieles kann man in den wertvollen Veröffentlichungen der letzten Zeit¹⁾ finden, man muß aber stets an den Einfluß von verschiedenen Faktoren denken. Die Fahrgeschwindigkeit von Lokomotiven erscheint dabei als eine der wichtigsten Veränderlichen. Ihr Einfluß sowie derjenige von vielen anderen Faktoren und dabei entstehende Gesetzmäßigkeiten müssen unbedingt berücksichtigt werden.

Die besprochenen Versuchsergebnisse mit der Lokomotive

wurden hier nur als Beispiel benutzt, um einige Gesetzmäßigkeiten bei neuzeitlichen Dampflokomotiven anzuführen. Dabei wurde das Thema nur im Rahmen der Lokomotivmaschine behandelt ohne die Kesselfragen zu berühren; die Gründe dafür sind aus dem Abschnitt 7 ersichtlich.

Die weitere Erforschung von Gesetzmäßigkeiten bei Versuchsergebnissen kann noch viele weitere Fragen aus der Theorie der Dampflokomotive klären.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Neue Rahmenkonstruktion für Garratt-Lokomotiven.

Der Kesselrahmen der Garratt-Lokomotive wird durch die auf ihm ruhenden Lasten in der senkrechten Ebene auf Biegung, durch die Zugkraft der einen Lokomotivmaschine in der waagerechten Ebene auf Zug beansprucht. Gegebenenfalls verursacht die Lage des Angriffspunktes dieser Zugkraft ein zusätzliches Biegemoment. Die angestrebte Ausbildung eines kurzen, dicken Rundkessels und eines geräumigen, tiefherabreichenden Stehkessels bedingt bei gleichzeitiger Rücksicht auf eine symmetrische Anordnung der Triebgestelle eine erhebliche Spannweite des Rahmens zwischen den Stützpunkten. Im Gegensatz zum vielfach gelagerten Lokomotivrahmen ist der in zwei Punkten aufliegende Garratt-Kesselrahmen ein System, das fast ohne jede Dämpfung Schwingungen ausführen kann. Da nun die Eigenschwingungszahl eines Trägers unter Last zu seiner Durchbiegung unter dieser Last in einem bestimmten Verhältnis steht, ist mit der Größe der statischen Durchbiegung die Frequenz der Eigenschwingungen festgelegt. Eine erhöhte Bedeutung gewinnt diese Tatsache dadurch, daß die bekannten störenden Bewegungen der Lokomotivmaschine, von denen hier ein Nicken oder Stampfen der Triebgestelle in Betracht zu ziehen ist, bei bestimmten Geschwindigkeiten kritische Werte^{*)} annehmen können, wenn sie nicht durch die Reibung der Achslagergleitbacken, zwischen den Federblättern usw. genügend gedämpft werden. Ferner verursacht das Befahren der Schienenstöße stets rhythmische Impulse, die der Maschine Schwingungen aufdrücken, so daß Resonanzerscheinungen bei einem Zusammenfall der erzwungenen und der eigenen Schwingungen nicht ausgeschlossen sind.

Um nun die Durchbiegung in den erfahrungsgemäß ausreichenden Grenzen von 10 bis 15 mm zu halten, ist man genötigt, die Beanspruchung der Rahmenträger im allgemeinen niedriger zu wählen, als es die Festigkeit des Materials zulassen würde. Dieser Weg war beim Entwurf der zehn Garratt-Lokomotiven, welche die Lokomotivbauanstalt Henschel & Sohn in Kassel für die Eisenbahn des Staates Rio Grande do Sul in Brasilien geliefert hat, nicht gangbar, weil die Unterbringung eines leistungsfähigen Kessels, der geforderten Vorräte und der umfangreichen Sonderausrüstung^{**)} bei vorgeschriebenen Achsdrücken äußerste Beschränkung der Konstruktionsgewichte notwendig machte. Um die Materialfestigkeit voll auszunutzen, wurde die Durchbiegung durch eine besondere Verspannung des Rahmens mit dem Kessel auf das erforderliche Maß herabgesetzt.

Ein durch Muttern verstellbares Spannband (Abb. 1) ist über den Kessel gelegt. Die im Spannband übertragene Kraft ist unter der Annahme ermittelt worden, daß die Auflagepunkte des Rauchkammersattels und des Stehkesselträgers mit dem Angriffspunkt des Spannbandes in einer Ebene liegen sollen. Der Kessel, der sich nur um einen vernachlässigbaren Betrag durchbiegt, übernimmt seine Auflagerlänge die Rolle einer Rahmenversteifung. Die in den Verhältnissen maßstäbliche Skizze (Abb. 2) zeigt die erreichte Herabsetzung der Durchbiegung und läßt gleichzeitig erkennen, daß durch diese Konstruktion eine Verringerung des größten Biegemoments nicht eintritt. Dies bietet andererseits die Gewähr dafür, daß auch bei unsachgemäßer Montage des Spannbandes der Rahmen nicht überansprucht werden kann.

^{*)} Dr. Ing. Diepen, Störende Bewegungen der Dampflokomotive. Glasers Ann., Bd. 639, S. 55 ff.

^{**)} Henschelheft 3, Febr. 1932.

Der Gesichtspunkt der Gewichtseinsparung führte zu einer grundlegenden Änderung der Konstruktion der Rahmenwangen. Der bisher verwendete Blechträger erfordert allein für die Befestigung der Gurtungen zahlreiche Nietverbindungen, die den Querschnitt schwächen, das Gewicht also erhöhen. Die Herstellung aus Preßblechen hätte große Gesenkkosten verursacht, die bei einer Serie von zehn Lokomotiven noch nicht tragbar erschienen. Die neue Bauart wurde in der Verwendung hochstegiger Doppel-T-Träger gefunden — U-Eisen von der erforderlichen Profilhöhe sind nicht handelsüblich — aus denen das U-förmige Rahmenprofil herausgearbeitet wird. Durch Herausschneiden keilförmiger Stücke aus dem Steg an beiden Enden

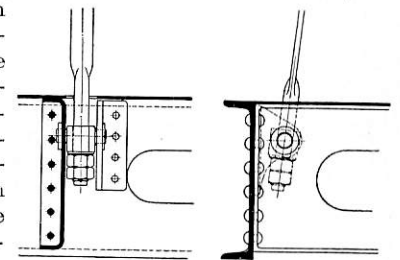


Abb. 1. Spannbandbefestigung am Rahmen.

des Trägers und durch Zusammenbiegen und Verschweißen der entstandenen Schnittkanten wird die geschweißte Form der Rahmenwange erzeugt. Bei ausreichender Festigkeit erhielt so der Träger ein für seine Spannweite fast zierliches Längenprofil. Das mit Rücksicht auf geringsten Verschnitt gewählte normale I 55 bot stellenweise über den eigentlichen tragenden Querschnitt hinaus

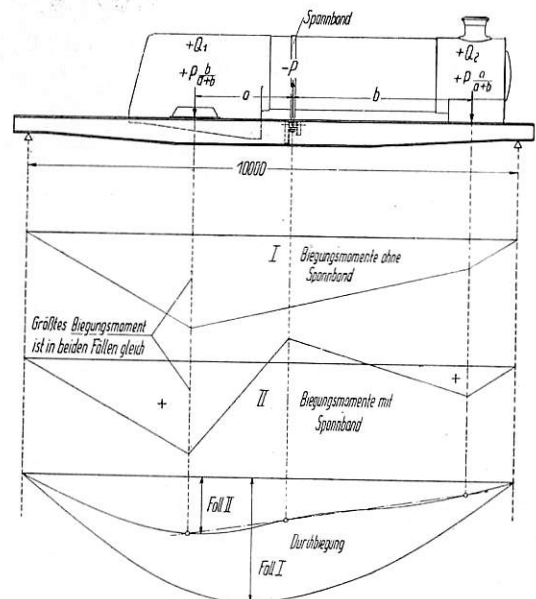


Abb. 2. Biegemoment und Durchbiegung des Rahmens mit und ohne Spannband.

Material für eine solide Kesselauflage, welche man vom ursprünglichen Querschnitt nur stehen zu lassen brauchte (Abb. 3). Nach dem Zusammenbiegen der Rahmenenden unter örtlicher Erwärmung der zu streckenden bzw. zu stauchenden Stellungen durch eine hydraulische Presse wurde die x-förmige Schweißfuge mittels Gasschmelzschweißung geschlossen. Dank sorgfältiger Biege- und Schweißarbeit war die Maßgenauigkeit der Träger nach dem Richten derart, daß die fernere Bearbeitung durch

Hobeln und Fräsen an mehreren zusammengespannten Trägern gleichzeitig erfolgen konnte. Die Querversteifungen des Kesselrahmens sind ebenfalls ohne Winkeleisen als gekümpelte Blechstreben ausgeführt. Die neue Rahmenkonstruktion hat eine Gewichtersparnis von etwa zwei Tonnen gebracht bei einem Dienstgewicht des Oberrahmens samt Kessel und Ausrüstung von 34 t. Die tragende Rahmenkonstruktion allein wiegt etwa 4,7 t.

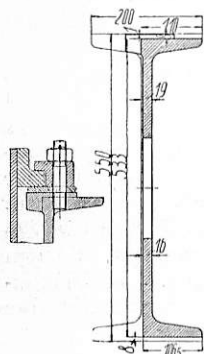


Abb. 3.
Querschnitt der
Haupttrahmwange aus I P 55,
links Kessel-
auflagerung.

Die Verwendung des neuen Profilträgerrahmens auch für die C + C Garratt-Lokomotive der Limburg'schen Tramweg Maatschappij, deren bereits begonnene Konstruktion die Henschel & Sohn A.-G. von der Hanomag übernahm, verhielt Vorteile gegenüber dem in Aussicht genommenen Blechträger besonders mit Rücksicht auf die geringe über den Wasserkästen verfügbare Bauhöhe. Die Lokomotive ist in wesentlicher Übereinstimmung mit den vorhandenen Straßendampflokomotiven der Bahn entwickelt, deren besonderes Merkmal das innenliegende Triebwerk mit Verhoop-Steuerung und die außen unterhalb des Trittbrettes befindlichen Wasserkästen sind. Die Bauform ist durch das unbehinderte Blickfeld vom Führerstand aus gekennzeichnet und vornehmlich für die Verkehrsverhältnisse der Bahn geeignet, deren Gleise teilweise auf und neben öffentlichen Straßen liegen.

Die Anordnung der Drehzapfen im Sinne einer gleichmäßigen Achsdruckverteilung bedingte ein weites Übergreifen des Oberrahmens über die Triebgestelle (Abb. 4). Der Rahmen ist daher ungünstiger beansprucht als der der brasilianischen Lokomotive. Bei der im Verhältnis zur Spannweite geringen Auflagelänge des Kessels hätte die Anwendung eines Spannbandes oder Pendel-

eisen verwendet werden können und dadurch weitere etwa 27% des Bestellgewichts noch ausnutzbar sind.

Vorgenommene Biegeproben ermutigten übrigens zur Anwendung weiterer Schweißkonstruktionen an derselben Lokomotive. Die Querjoche des Oberrahmens für den Drehzapfen und die Tragkonstruktion für das Drehzapfenlager im Unterrahmen sind ausschließlich durch Schweißung hergestellt. Die Unterrahmenstrebe entstand durch Einschweißen von Blechlamellen aus zwei I P 20 (Abb. 5).

Der grundlegende Vorzug der neuen Oberrahmenkonstruktion*) liegt in der Vermeidung der Rahmenvernetzung. Nach längerer Betriebsdauer ist ein Lockerwerden hochbeanspruchter Rahmennieten nicht ausgeschlossen. Der Fortfall von über 500 solcher Nieten an einer Lokomotive bedeutet also eine laufende Ersparnis an Unterhaltungskosten und einen Fortschritt in der Zuverlässigkeit und Betriebsbrauchbarkeit der Konstruktion. Es ist zu erwarten, daß der aus einem Stück bestehende Profilrahmen infolge größerer Eckensteifigkeit seine Urmaße länger bewahren und bei gleicher Betriebsbeanspruchung eine längere Lebensdauer haben wird als der genietete Rahmen. Da P-Trägerprofile in sehr großen Abmessungen hergestellt werden, ist der Anwendung der neuen Konstruktion selbst für schwerste Lokomotiven eine sehr weite Grenze gezogen. Bangert.

2 C 1-h 2- und 2 D 1-h 2-Lokomotive der Pennsylvania-Bahn.

Die Pennsylvania-Bahn hat in der letzten Zeit zwei neue Lokomotivbauarten in Dienst gestellt, eine 2 C 1-h 2-Lokomotive für Personenzüge und eine 2 D 1-h 2-Lokomotive, die sowohl Personenzüge als auch Güterzüge befördern soll. Beide Lokomotiven sind aus früheren Bauarten weiter entwickelt worden und wegen ihrer Leistungsfähigkeit und baulichen Durchbildung bemerkenswert.

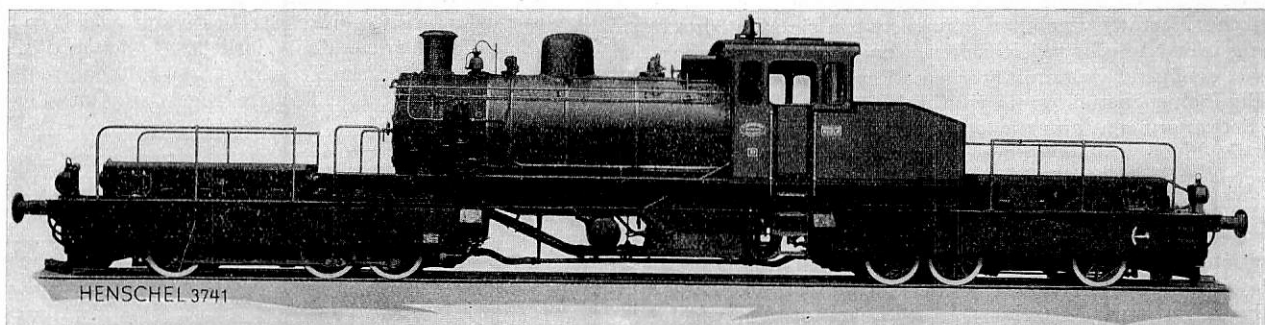


Abb. 4. C + C Heißdampf-Garratt-Lokomotive der Limburg'schen Tramweg Maatschappij.

bleches keine wirksame Versteifung gebracht. Infolgedessen ist der Gewichtsunterschied der Rahmenwange, die aus einem Breitflanschträger I P 60 herausgearbeitet wurde, gegenüber dem Blechträger in diesem Falle unbedeutend, wohl aber ist das

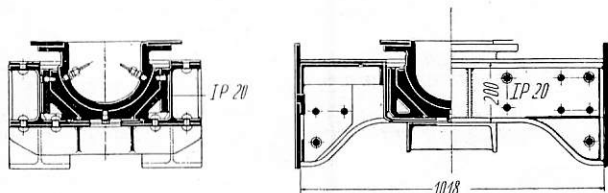


Abb. 5. Kugelige Drehzapfen, Bauart Henschel, in einer Strebe aus zwei I P 20 gelagert.

Widerstandsmoment im Durchschnitt etwa 30% größer und die Durchbiegung von 17 auf 12,5 mm herabgesetzt worden. Die höhere Tragfähigkeit ist hauptsächlich dem Fortfall der Nietlochwächung und der beim P-Träger besonders günstigen Querschnittsform zuzuschreiben. Diese führte trotz des Umstandes, daß im fertigen Konstruktionsgewicht nur etwa 50% des Bestellgewichts der Träger erhalten blieben, zur Wahl des P-Profiles, weil die abgetrennten Flanschen infolge ihrer Parallelförmigkeit als Flach-

Beide Bauarten unterscheiden sich von den bisherigen Lokomotiven durch ihren höheren Kesselüberdruck von 17,6 at gegenüber nur 14,5 at bei jenen. Um eine solche Erhöhung des Kesseldrucks ohne namhafte Vergrößerung des Gewichts zu erzielen, hat man als Kesselbaustoff dreiprozentigen Nickelstahl gewählt. Bei der Prüfung hat dieser Baustoff eine Festigkeit von 55 kg/mm², eine Dehnung von 26% und eine Querschnittsverminderung von 54% ergeben; seine Streckgrenze lag bei 33,5 kg/mm². Der vordere Kesselschuß hat bei der 2 C 1-Lokomotive eine Wandstärke von 20,6, der hintere eine solche von 22,2 mm.

Beide Lokomotiven haben Kleinrohr-Überhitzer mit je 170 Rauchrohren von 89 mm Durchmesser. Auch der Abstand der Rohrwände ist gleich groß; infolgedessen haben beide Lokomotiven dieselbe Überhitzerheizfläche. Der längere Kessel der 2 D 1-Lokomotive besitzt eine 2,5 m lange Verbrennungskammer; Feuerbüchse und Verbrennungskammer zusammen sind rund 5,5 m lang. Um eine zwanglose Ausdehnung dieser langen Wandungen zu ermöglichen, hat man im Mantelblech zwischen Feuerbüchse und Verbrennungskammer eine Wellenfalte vorgesehen. Zur Vorwärmung des Speisewassers besitzen beide Lokomotiven einen Worthington-Abdampfvorwärmer, der hinter

*) der Herstellerin unter Schutz gestellt.

dem Schornstein oben in der Rauchkammer sitzt. Das Wasser wird dem Vorwärmer vom Tender her durch eine Kreiselpumpe zugeführt, die unter dem Laufblech liegt; das vorgewärmte Wasser wird durch eine Kolbenpumpe in den Kessel gedrückt. Schornstein und Blasrohr sind nach neuerer deutscher Anordnung weit, das Blasrohr sitzt tief.

Bei der 2 D 1-Lokomotive hat der Rahmen die übliche Bauart; dagegen ist er bei der 2 C 1-Lokomotive samt den beiden Dampfzylindern in einem Stück aus Stahl von 42 kg/mm² Festigkeit gegossen. Neu ist dabei, daß der den amerikanischen Lokomotiven eigentümliche Zylindersattel zugleich als Rauchkammerboden ausgebildet ist und in dieser Form beinahe bis zum Kesselmittel hinaufreicht. Die Rauchkammer selbst besitzt keinen Boden.

Beide Lokomotiven besitzen trotz ihrer verschiedenen Achsanordnung gleiche Rostfläche und gleich große Zylinder. Die Heusinger-Steuerung gibt der 2 C 1-Lokomotive eine größte Füllung von nur 67%; außerdem sind zum Anfahren besondere Kanäle vorgesehen, die eine Füllung von 82% ergeben. Die Steuerung der 2 D 1-Lokomotive hat die üblichen Füllungen. Der Rost der 2 C 1-Lokomotive wird von Hand beschickt, die 2 D 1-Lokomotive hat selbsttätige Rostbeschickung. Auch die Tender sind verschieden. Zur 2 C 1-Lokomotive gehört ein solcher mit vier Achsen und einem Dienstgewicht von 111 t bei einem Wasservorrat von 53 m³ und einem Kohlenvorrat von 16,5 t. Der Tender der 2 D 1-Lokomotive läuft auf sechs Achsen und ist ganz ungewöhnlich groß. Er faßt 82 m³ Wasser und 28,5 t Kohle und wiegt dienstfertig 172 t.

Nachstehend sind noch die Hauptabmessungen der beiden Lokomotiven zusammengestellt. Zum Vergleich sind auch die Abmessungen der älteren 2 C 1-Lokomotive beigelegt. Gegenüber dieser hat die neue 2 C 1-Lokomotive zwar nur ein Mehrgewicht von etwas über 3%, aber ihr Kesselüberdruck ist um 22%, ihre Heizfläche um 19% und ihre Anfahrzugkraft um 23% größer geworden.

Lokomotivbauart	2 C 1-h 2 ältere Bauart	2 C 1-h 2 neue Bauart	2 D 1 - h 2	
Kesselüberdruck	14,5	17,6	17,6	at
Zylinderdurchmesser	2×686	2×686	2×686	mm
Kolbenhub	711	762	762	„
Kesseldurchmesser innen, kleinster	1946	2105	2089	„
Heizfläche der Feuerbüchse samt Verbrennungskammer und Wasserrohren	28,5	28,5	36,5	m ²
Heizfläche der Rohre	347,0	370,0	400,0	„
Heizfläche des Überhitzers	87,5	151,5	151,5	„
Heizfläche—im ganzen—H	463,0	550,0	588,0	„
Rostfläche R	6,45	6,45	6,45	„
Durchmesser der Treibräder	2032	2032	1829	mm
Durchmesser der Laufräder vorn/hinten	914/1270	914/1270	838/1270	„
Reibungsgewicht	92,0	94,0	123,0	t
Dienstgewicht der Lokomotive G	139,0	144,0	177,0	„
Dienstgewicht des Tenders	67,0	111,0	172,0	„
Vorrat an Wasser	—	53,0	82,0	m ³
Vorrat an Brennstoff (Kohle)	—	16,5	28,5	t
Größte Zugkraft	20100	24800	29400	kg
H:R	72	85	91	—
H:G	3,3	3,8	3,3	m ² /t
Metergewicht	—	—	—	—

(Engineering 1932, Nr. 3469.)

R. D.

D 2-h 3 Tenderlokomotive mit Triebdrehgestell der London and North Eastern Railway.

Die London and North Eastern Railway hat vor einiger Zeit zwei 2 B 1-Schnellzuglokomotiven versuchsweise in Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXX. Band. 12. Heft 1933.

2 B 2-Lokomotiven mit Triebdrehgestellen umgebaut. Diese umgebauten Lokomotiven haben offenbar so befriedigt, daß die Bahn neuerdings auch eine aus dem Jahr 1907 stammende D2-Tenderlokomotive in ähnlicher Weise umgebaut und damit die Zugkraft der für den Betrieb auf Ablaufbergen bestimmten Lokomotive bedeutend erhöht hat.

Bei dem Umbau der Lokomotive ist das ursprüngliche zweiachsige Laufdrehgestell unter dem Führerhaus und dem dahinter liegenden Kohlenkasten durch ein neues ebenfalls zweiachsiges Triebdrehgestell mit Außenrahmen ersetzt worden. Der vordere Radsatz dieses Gestells wird über Zahnräder mit einer Übersetzung von 1:2,71 von einer Hilfsdampfmaschine angetrieben. Der hintere Radsatz ist mit dem vorderen durch außenliegende Kuppelstangen gekuppelt. Die Hilfsdampfmaschine besitzt zwei umsteuerbare Zylinder von 254 mm Durchmesser und 305 mm Kolbenhub und ist von J. Stone und Co. in Deptford gebaut.

Die größte Zugkraft der Lokomotive hat vor dem Umbau 15700 kg betragen. Durch den Umbau konnte sie um 5600 kg auf 21300 kg erhöht werden. Eine Vergrößerung des Kessels war hierzu nicht erforderlich, weil im Ablaufbetrieb nur verhältnismäßig geringe Geschwindigkeiten vorkommen. R. D.

(Engineering 1932, Nr. 3474.)

Selbstfördernder Kohlenbehälter für Lokomotivtender.

Die Lokomotivfabrik Beyer, Peacock und Co. hat einen neuartigen Kohlenbehälter für Lokomotivtender entworfen, bei dem der Heizer bei Abnahme der Vorräte die Kohlen nicht mehr von Hand vorzuziehen braucht.

Der Behälter hat die Form eines vollständig geschlossenen Kegelstumpfes, dessen größerer Durchmesser gegen den Führerstand zu liegt und eine mit einem Schieber verschiebbare Kohlenentnahmeöffnung besitzt. Der Rücken des Behälters liegt waagrecht; der Boden ist also gegen den Führerstand zu geneigt. Die Kohle wird durch eine Anzahl von Ladeluken im Rücken des Behälters eingefüllt, die dicht verschlossen und fest verriegelt werden können, so daß sie sich beim Drehen des Behälters nicht von selbst öffnen. Ein besonderer Vorteil dieser Bauart eines völlig geschlossenen Behälters liegt darin, daß auch bei Rückwärtsfahrt der Lokomotive kein Kohlenstaub in das Führerhaus geweht wird.

Der ganze Behälter ist auf dem Tender drehbar gelagert. Am hinteren Ende ruht er mit einem Zapfen in einem Rollenlager üblicher Bauart; sein vorderer Teil liegt mit einer ringförmig aufgezogenen Stahlgußschiene auf einer Anzahl von Tragrollen auf. Die Stahlgußschiene besitzt einen Flansch, der den Behälter gegen Verschiebung in der Längsrichtung sichert.

Neben dieser Schiene verläuft rund um den Behälter ein Zahnkranz, der über ein Schneckengetriebe von zwei kleinen Dampfmaschinen angetrieben wird und dabei den ganzen Behälter in Umdrehung versetzt. Die Dampfmaschinen sind umsteuerbar, so daß ein Drehen nach beiden Richtungen möglich ist. Zum An- und Abstellen dient ein besonderer Regler im Führerstand der Lokomotive.

Zu einer vollständigen Umdrehung braucht der Behälter etwa 30 Sekunden; er kann allerdings auch noch etwas rascher gedreht werden. Erfahrungsgemäß genügen jeweils drei bis vier Umdrehungen, um die Kohle von hinten in den Bereich des Heizers vorzuschaffen. Dabei wird die Kohle zugleich gemischt, so daß sie während der ganzen Fahrt in gleicher Güte zur Verfügung steht.

Die Firma hat Kohlenbehälter dieser Art schon an einer größeren Anzahl von Lokomotiven eingebaut, so vor allem an über 30 Lokomotiven der London, Midland and Scottish Railway. Unter diesen befindet sich auch eine Reihe von schweren Beyer-Garratt-Lokomotiven mit sehr großer Rostfläche, bei denen es die Verwendung solcher selbstfördernder Kohlenbehälter ermöglicht haben soll, die einfache Handbeschickung beizubehalten.

(Rly. Age 1932, 2. Halb., Nr. 11.)

R. D.

Geschweißte Breitflanschträger.

In den Berichten in früheren Jahrgängen und Heften wurde bereits mehrfach die Verwendung der bisherigen Profileisen oder von Teilen von solchen zur Herstellung neuer Stab- und Trägerprofile durch Zusammenschweißen berichtet. Nun ist die Industrie

einen Schritt weiter gegangen und läßt besondere Profile walzen, die so bemessen sind, daß sich daraus durch Zusammenschweißen eine Fülle von neuen Profilen herstellen läßt. Damit kann das aus walztechnischen Gründen nur in beschränktem Umfang veränderliche Verhältnis von Flanschabmessungen zu Stegabmessungen nun willkürlich gestaltet werden. Gleichzeitig werden gewisse walztechnische Schwierigkeiten, die bei großen Profilen aus St 52 aufgetreten sind, umgangen. Die entstehenden Profilformen, über die eine kleine Broschüre der „Gesellschaft für elektrische Schweißung“ Dortmund, Körnebachstraße 100 ausführlichen Aufschluß gibt, zeigen durch ihre Anpassungsfähigkeit vielfach eine günstigere Ausnutzung des Werkstoffs; bei großen Trägern sparen sie an Nietarbeit. Konstruktiv ist zu bemerken, daß die parallelen Flansche wie bei den Peinerträgern günstige Stabanschlüsse ermöglichen, daß aber an die Stelle der Hohlkehle eine Wulst getreten ist; die Praxis wird erst entscheiden müssen ob in diesem Punkt nicht eine Verschlechterung vorliegt. Sp.

Wärmedurchlässigkeit von Kühlwagen.

Das italienische Versuchsamt ermittelte die Wärmedurchlässigkeit älterer und neuerer Kühlwagen auf experimentellem Weg und gewann damit nicht nur genaue zahlenmäßige Unterlagen für die Verwendung der Wagen sondern konnte auch feststellen: 1. daß die Korkisolierung im Laufe der Zeit fast nichts von ihrer Wirksamkeit einbüßt, 2. daß jede Verwendung von Blechen für die Wagenwände die Wärmedurchlässigkeit erhöht. Die Versuche wurden z. T. auf zwei verschiedene Arten durchgeführt, indem die zu untersuchenden Wagen in eine abgeschlossene Kammer von bestimmter, unverändert gehaltener Temperatur (30°) gebracht und im verschlossenen Wagen Eis geschmolzen wurde, dessen Menge und Schmelzwassertemperatur man bestimmte, oder indem man das Wageninnere durch elektrische Heizkörper aufheizte, bis sich ein konstantes Temperaturgefälle nach außen einstellt, wobei der Luftinhalt des Wagens mittels Ventilatoren durcheinandergewirbelt wird. Die letztere Methode ist vorzuziehen, da sie beliebig lang ausgedehnt werden kann. Die totale Wärmedurchlässigkeit des Kühlwagens in Cal/h und °C ist nach dem letztgenannten Verfahren:

$$CS = \frac{K_1 [W_1 + (1 - \eta) W_2]}{\Delta T};$$

darin ist: K_1 das Wärmeäquivalent der Wattstunde, W_1 die von den Heizkörpern im Wageninneren aufgenommene Energie in Wh, W_2 die von den Lüftern im Wageninneren aufgenommene

Energie in Wh, η der Wirkungsgrad der Lüftermotoren, $\Delta T = T_i - T_a =$ Temperaturunterschied zwischen Wageninnerem und Kammerluft, S das geometrische Mittel aus der äußeren und der inneren Wagenoberfläche. Man kann nun die theoretische Wärmeleitzahl der Wagenoberfläche aus dem Werkstoff der Wände und dessen Wärmeübergangs- bzw. Durchgangskoeffizienten rechnen und findet, daß bei den untersuchten Wagen alter Bauart der tatsächliche Koeffizient der Wärmedurchlässigkeit um 100 bis 125%, bei den Wagen neuerer Bauart nur um 30 bis 38% über dem theoretischen liegt. Durch Beobachtung des Temperaturabfalls der Kühlwagen nach abgestellter Heizung wurde schließlich noch der Wasserwert in Kilogramm bestimmt, der bei den Wagen von 27 bis 36 m³ Fassungsraum 1000 bis 1400 kg, bei den Wagen von 30 m³ Inhalt durchschnittlich 1130 kg beträgt. (Riv. tecn. Ferr. ital., August 1932.) Schn.

Leichtmetall-Großgüterwagen.

Bei einer Anzahl Großgüterwagen — 70 t-Erzwagen mit Selbstentladung — einer amerikanischen Erzbergbaugesellschaft wurde versuchsweise in größerem Umfange Leichtmetallbau angewendet, was als eine beachtenswerte Neuerung anzusehen ist, nachdem bisher Leichtmetallbau ja im wesentlichen nur für Personenwagen in Verwendung kam.

Vor der Benutzung von Leichtmetallen wog ein Wagen dieser Bauart 27,2 t, die Leichtmetallwagen wiegen bei gleichen Abmessungen und Fassungsvermögen nur 17,7 t; genau ein Drittel dieses Gewichtes sind Teile aus Leichtmetallen. Drehgestelle, Bremsenrichtung, Zug- und Stoßvorrichtung weisen die Regelausführung und Regelbaustoffe auf; dagegen bestehen die Wände des Wagens aus 6 mm starken Leichtmetallblechen, der Boden aus 10 mm-Blechen. Für alle gewalzten Teile wurde eine Leichtmetalllegierung sehr hoher Zugfestigkeit mit 20 v. H. Dehnung und 100 Brinellhärte verwendet, die eine Wärmebehandlung teils vor, teils nach der endgültigen Formgebung erfährt. Im Gegensatz zu dem im deutschen Leichtmetallbau üblichen Verfahren, auch nur Nieten aus Leichtmetall zu benutzen unter Verwendung besonderer, geeigneter Nietverfahren, bestehen hier alle Niete aus Eisen. Von der Verwendung von Leichtmetall erhofft man im vorliegenden Falle auch noch den Vorteil einer größeren Lebensdauer als bei Verwendung von Stahl, da die Wagen auch zur Beförderung von schwefelhaltigen Erzen und Weichkohle dienen, und da Eisen erfahrungsmäßig hierbei in verhältnismäßig kurzer Zeit angegriffen und zerstört wird. (Rly. Age 1932.) G-r.

Bücherschau.

Elektrotechnische Meßkunde. Prof. Dr. Arthur Linker, T. H. Hannover. 4. Aufl. Julius Springer, Berlin. Preis 31,50 R.M. 600 Seiten.

Der Inhalt des Buchs gliedert sich in zwei etwa gleichgroße Abteilungen: Elektrische und magnetische Meßmethoden, und Messungen in der Gleich- und Wechselstromtechnik. Die Beschreibung der Meßmethoden setzt die Kenntnis der einschlägigen Instrumente voraus und behandelt in rund 80 Kapiteln nur deren Anwendung zur Ermittlung elektrischer und magnetischer Größen. Von der klassischen Wheatstoneschen Brücke bis hinauf zu Frequenzmessungen mittels Quarzresonatoren bleibt kaum eines der in der praktischen Elektrotechnik heute geläufigen Meßverfahren unaufgeführt, wobei jeweils die absoluten und vergleichenden Verfahren einander gegenübergestellt sind. Mathematische Ableitungen sind, wo nötig, straff auf das Ziel, die Gewinnung der Meßgleichung zugeschnitten, die dann auch im Druck kennzeichnend hervorgehoben erscheint. Die Unmenge der Abwandlungen, die die einzelnen Grundmeßmethoden für Sonderzwecke erfahren haben, konnte natürlich nur durch Literaturhinweise einbezogen werden, an denen das Buch überreich ist. Der zweite Abschnitt, Messungen an elektrischen Maschinen aller Art, wird begreiflicher Weise mehr von Gleichung und Vektorbild beherrscht als der erste, wobei besonders die

gegenüber der vorigen Auflage jetzt einheitlich linksdrehende Vektordarstellung eine große Verbesserung bedeutet. Befremdlich wirkt nur die etwas umwegige Anschauung, die beim Parallelschalten von Synchronmaschinen Phasenopposition um 180° annimmt. Die Aufnahme der Elektronenröhre als Meßmittel und die Erweiterung wichtiger Abschnitte wie Wandlerprüfung, Blindleistungsmessung u. dergl. hat die Neuauflage, seit der letzten von 1923, auch dem jetzigen Stand der Wissenschaft und der Bedürfnisse angepaßt. Dafür mußte allerdings der ja auch nur entfernt verwandte Abschnitt „Photometrie“ fortfallen, um eine Übergröße des Buchs zu vermeiden. Das Satzbild ist klar und augenfällig gegliedert, einige kleine Druckfehler in den Gleichungen werden leicht als solche erkannt.

Das Buch ist in erster Linie ein wissenschaftliches Hilfsmittel für den Ingenieur in Laboratorien und in apparate- und maschinenerzeugenden Betrieben. Für einen vorwiegend ausbessernden und überwachenden Werkbetrieb wie bei Eisenbahnen, wo man mit wenigen einfachen Prüfverfahren auskommt, dürfte das Buch wohl weniger praktischen Wert erlangen, schon durch den Mangel an den notwendigen Meßgeräten. Davon unberührt bleibt natürlich sein hoher Lehrwert, den es mit seiner zusammenfassenden Darstellung für den Studierenden und den Prüffeldingenieur zweifellos besitzt. Sch.—I.