

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

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

93. Jahrgang

15. Juni 1938

Heft 12

Dampflokomotiven mit 20 at Kesseldruck und einfacher Dampfdehnung. Vergleich ihrer Versuchsergebnisse.

Von Professor Dr. Ing. e. h. Nordmann, Direktor bei der Reichsbahn, Berlin.

Der Lokomotivbau der Deutschen Reichsbahn ist nach einem kurzen Versuch mit Verbundlokomotiven mit 25 at Kesseldruck wieder zu der Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung zurückgekehrt. Die 25 at waren der höchste Druck, der sich mit der Regelform des Kessels, allerdings schon unter der Voraussetzung von Sonderstählen, noch verwirklichen ließ und der auf der Maschinenseite naturgemäß schon die Abspannung in zwei Zylindern hintereinander, also die Verbundwirkung erforderte. Und es sind nicht die Dampfverbrauchszahlen, die enttäuscht haben — es wurde hier im Gegenteil der bisher kleinstbeobachtete Verbrauch von 5,0 kg/PSih festgestellt —, sondern die Werkstoffschwierigkeiten mit den Sonderstählen.

Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit, die bisher bis zu 16 at ganz allgemein mit der Steigerung des Kesseldrucks verknüpft zu sein schien und eben die günstigen Verbrauchszahlen der 25 at-Verbundlokomotiven gaben aber doch den Anlaß, bei weiteren neuen Lokomotiven den Kesseldruck immerhin so hoch zu wählen, wie es bei geringeren, ja vielleicht normalen, Unterhaltungskosten und mit der Möglichkeit der einstufigen Dampfdehnung bis auf einen genügend kleinen Expansionsenddruck verträglich schien, nämlich zu 20 at. Es sind inzwischen eine ganze Reihe von Lokomotiven verschiedener Bauartreihen zur Ausführung gebracht und in der Reihenfolge ihrer Anlieferung im Versuchsamt für Lokomotiven und Triebwagen, Berlin-Grünwald, eingehend untersucht. Ich möchte mich hier im wesentlichen an die geschichtliche Reihenfolge der Untersuchungen halten und nacheinander die Ergebnisse mitteilen, die bei den Stromlinien-Schnellzuglokomotiven der Reihen 05 und 61, bei den Tenderlokomotiven der Reihen 71 und 84 sowie bei den neuen schnellfahrenden Güterzuglokomotiven der Reihen 41 und 45 gefunden wurden.

Stromlinien-Schnellzuglokomotive Reihe 05.

Die für 175 km/h Höchstgeschwindigkeit entworfene Stromlinienlokomotive Reihe 05 ist eine 2 C 2 - h 3-Maschine mit 20 t Achsdruck. Sie ist mit einem Tender 5 T 37 gekuppelt und wiegt ohne Tender 130,0 t, ihr Reibungsgewicht beträgt 57,6 t. Die drei Zylinder haben 450 mm Durchmesser, 660 mm Hub, die Schieber 300 mm Durchmesser. Die Steuerung des Innenzylinders ist als selbständige Steuerung ausgeführt. Die Treibräder haben 2300 mm Durchmesser. Im Kessel mit 7,0 m Rohrwandabstand sind 256 m² Verdampfungsheizfläche, 90 m² Überhitzerheizfläche und 4,7 m² Rostfläche untergebracht. Lokomotive und Tender sind nach Windkanalversuchen strömungsgünstig verkleidet. Dabei sind auch das Triebwerk der Lokomotive und die Tenderachsen von der Verkleidung verdeckt, aber durch Rolläden zugänglich. Die Stromlinienverkleidung ist also soweit wie möglich durchgeführt.

Die Versuchsergebnisse mit der Maschine als Stromlinienlokomotive habe ich bereits z. B. in der „Verkehrstechnischen Woche“ 1936 (S. 546) behandelt; hier interessiert uns das Verhalten des 20 at-Dampfes, zunächst also in einer großen Maschine, während die leichte Tenderlokomotive Baureihe 71

das gesamte Beobachtungsband sehr breit zu gewinnen gestattet. Die lokomotivtechnische Untersuchung (und zahlreiche Vorführungsfahrten) wurden mit der Lokomotive 05 002 durchgeführt, die am 17. Mai 1935 beim Lokomotiv-Versuchsamt Grünwald angeliefert wurde. Die Einrichtung des Meßwagens und die auf der Lokomotive selbst benutzten Geräte dürfen, ebenso wie das Meßverfahren und die Auswertung, als bekannt vorausgesetzt werden.

Die Untersuchung erstreckte sich auf den weiten Geschwindigkeitsbereich von 60 bis 180 km/h; dabei wurden bis 120 km/h Geschwindigkeit eine S 10-Bremslokomotive als Belastung, darüber hinaus Wagenzüge benutzt, da für die schon älteren Bremsmaschinen nur 120 km/h als Höchstgeschwindigkeit zugelassen sind. Solange mit Bremslokomotive gefahren wird, kann der Anfahrabschnitt kurz gehalten werden, indem die Bremslokomotive zunächst den Zug kräftig anschiebt und die Untersuchungslokomotive erst während der Anfahrt von schon beträchtlicher Geschwindigkeit an Regler und Steuerung ebenso auslegt, wie bei dem anschließenden eigentlichen Meßabschnitt. Durch die Benutzung von Wagenzügen kommt in die Messung der ganze Anfahrabschnitt hinein, der besonders bei hohen Geschwindigkeiten ziemlich lang wird und nun abgesetzt werden muß, da wir ja die Leistungs- und Verbrauchswerte für den Beharrungszustand bei ganz bestimmten Geschwindigkeiten erhalten wollen. Bei der Untersuchung der 05-Lokomotive wurde nun ein besonderer Dampfmesser benutzt.

Dieser Messer, von der Firma Hallwachs und Langen geliefert, besteht im wesentlichen aus einer scharfkantigen Stauscheibe, die in das Reglerrohr eingebaut ist. Der der durchströmenden Dampfmenge entsprechende Druckabfall wird auf ein mit Quecksilber gefülltes U-Rohr aus Glas übertragen, das auf dem Heizerstand der Lokomotive angebaut ist und dort abgelesen werden kann. In einen Schenkel des U-Rohres sind zahlreiche Kontaktstifte eingeschmolzen, die eine elektrische Übertragung der Meßergebnisse in den Meßwagen und eine selbsttätige Aufzeichnung der dem Dampfstrom entsprechenden Heizflächenbelastung durch ein schreibendes Amperemeter gestatten. Ein in die gleiche elektrische Leitung eingeschalteter Wattstundenzähler summiert den Dampfverbrauch und ermöglicht die sofortige Ermittlung der Dampfmenge für die Anfahrt, den Beharrungsabschnitt und die ganze Fahrt. Durch Abstimmen dieser Angaben mit dem von der Wasseruhr auf der Lokomotive angezeigten Wasserverbrauch läßt sich die Anzeige des Dampfmessers eichen oder ständig naheheichen, so daß seine Angabe große Zuverlässigkeit besitzt und ein genaues Ablesen der Dampfmenge im Beharrungszustand möglich wird. Der Dampfmesser ist inzwischen auch mit gutem Erfolge bei Betriebsmeßfahrten in einer G 12-Güterzuglokomotive benutzt.

Als Dampfverbrauch für die Arbeit am Tenderzughaken, die PSeh, fanden wir bei voller Kesselleistung:

bei V =	60	80	100	120	140	160	180 km/h
de =	7,9	7,9	8,0	8,4	9,2	10,9	14,7 kg/PSeh.

Es sind das zwar die Urmeßwerte oder wenigstens die unmittelbar aus ihnen abgeleiteten Zahlen, aber sie lassen aus doppeltem Grunde keinen schlüssigen Vergleich mit anderen

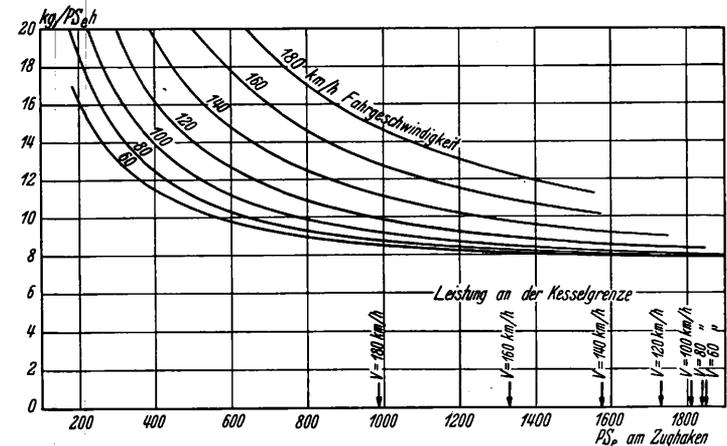


Abb. 1. Spezifischer Dampfverbrauch der Lokomotive 05002 für die Zughakenleistung (Stromlinien-Schnellzuglokomotive der Borsig-Lokomotivwerke).

Lokomotiven zu, weil nämlich einmal die Geschwindigkeiten viel weiter hinauf gehen, dann vor allem, weil die windschnittige Verkleidung das gegenseitige Verhalten der effektiven und

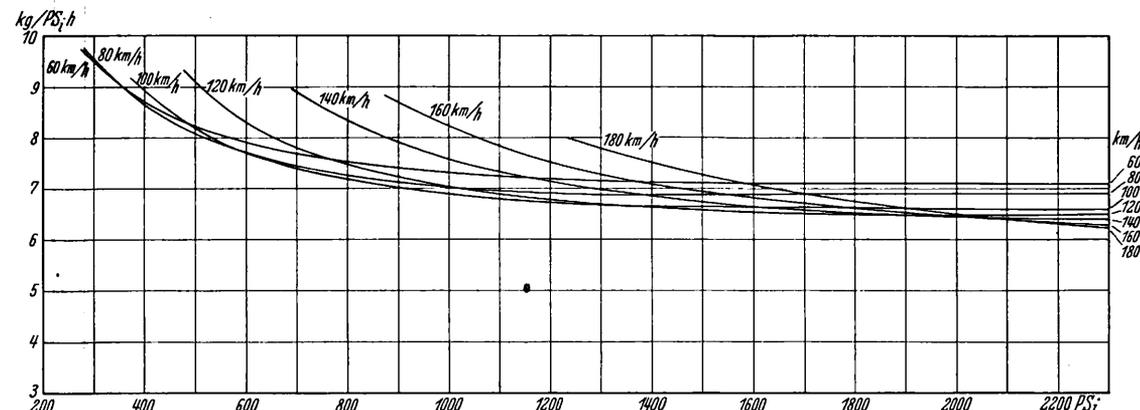


Abb. 2. Spezifischer Dampfverbrauch für die Zylinderleistung der Lokomotive 05002.

indizierten Leistung völlig verschiebt. Als brauchbarer thermodynamischer Maßstab kann deshalb nur der spezifische Dampfverbrauch für die Zylinderarbeit, PSih, gelten. Dieser ist bei:

V =	60	80	100	120	140	160	180	km/h
di =	7,1	6,9	6,6	6,5	6,4	6,3	6,2	kg/PSih.

Diese Werte sind besonders im Hinblick auf den Kesseldruck von 20 at und die gute Überhitzung bis 400° C im unteren Geschwindigkeitsbereich nicht befriedigend. Sie sind vermutlich zurückzuführen auf die großen schädlichen Räume von 14 bis 16%, ungünstige Lage der Steuerpunkte und etwas zu kleine Zylinder. Auf diese Umstände wird später noch eingegangen.

Wie sich der spezifische Dampfverbrauch mit der Leistung ändert, geht aus den Abb. 1 und 2 hervor. Infolge des hohen Dampfverbrauchs im unteren Geschwindigkeitsbereich ist auch der Kohlenverbrauch der 05-Lokomotive unterhalb 100 km/h nicht günstig. Erst ab 100 km/h wirkt sich die Verkleidung aus und gestaltet im Vergleich zu anderen Lokomotiven den Kohlenverbrauch für die Zughakenleistung günstiger.

Bei voller Kesselleistung wurden als spezifische Kohlenverbräuche, bezogen auf eine Normalkohle von 7000 Kcal/kg Heizwert, für die PS;h und PSih folgende Werte festgestellt:

V =	60	80	100	120	140	160	180	km/h
kg/PS;h =	1,22	1,22	1,24	1,28	1,43	1,69		
kg/PSih =	1,10	1,06	1,03	1,00	0,99	0,97		

Der Kesselwirkungsgrad befriedigt dabei, namentlich für einen so großen Kessel, aus zunächst nicht erkennbaren Gründen nicht recht. Mit der Frage des 20 at-Dampfes hat das aber nichts zu tun, da die Satttdampf-temperatur im Kessel sich nur um 10,4° C von dem bisher bei Schnellzuglokomotiven üblichen 16 at-Dampf unterscheidet und auch die Heißdampf-temperatur bei Vollast die gleiche Größenordnung besitzt.

Die Leistungscharakteristik der 05-Lokomotive ist in Abb. 3 gezeigt. Hier fällt auf, daß die indizierte Leistung selbst noch bei 180 km/h im schwachen Steigen begriffen ist. Dies weist ähnlich wie bei der 03-Lokomotive, wo auch bei 140 km/h noch kein Fallen der Charakteristik erkennbar wurde, darauf hin, daß die Kolbenschiebersteuerung durchaus imstande ist, auch bei hohen Geschwindigkeiten und damit hohen Drehzahlen die Dampfströmung in der Maschine ohne übermäßige Drosselung zu beherrschen. Die mitunter anzutreffende Meinung, daß bei solchen Geschwindigkeiten nur das Ventil als Steuerorgan möglich wäre, ist damit als falsch bewiesen. Dem Umstand, daß also die Zylinderleistung der 05-Lokomotive selbst bei V = 180 km/h noch immer ansteigt, ist es mit zuzuschreiben, daß die Lokomotive

auf der Versuchsfahrt am 11. Mai 1936 mit 197 t Last bei allerdings erhöhter Heizflächenbelastung eine Geschwindigkeit von 200,4 km/h erreichen konnte. Die in der Leistungscharakteristik für betriebsmäßige Volleistung (57 kg/m²h) ausgewiesene Zugkraft genügt, um einen 350 t-Zug mit 150 km/h oder einen 250 t-Zug mit 160 km/h in der Ebene zu fahren. Da das Betriebsprogramm diese zunächst noch gar nicht verwirklichten Arbeitslagen kaum über-

schreiten dürfte, sind dampftechnisch die Zylinder etwas zu klein, da ihre günstigste Geschwindigkeit noch nennenswert

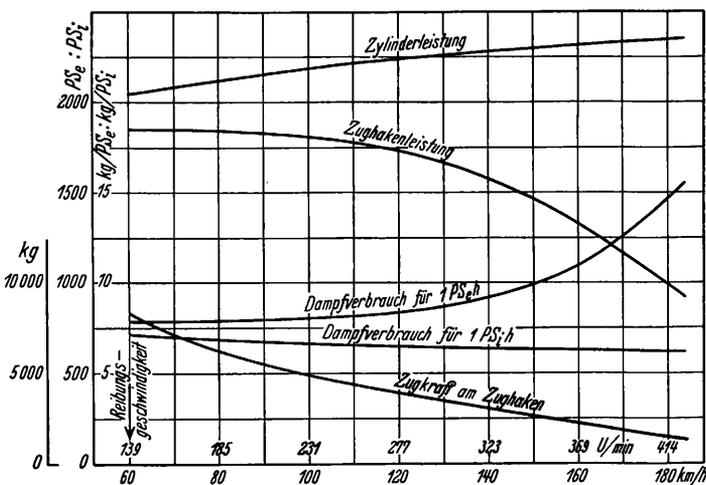


Abb. 3. Leistungscharakteristik der Lokomotive 05002.

darüber liegt. Da nun Drillingslokomotiven überhaupt mehrere Prozente im Dampfverbrauch über den Zwillingsmaschinen liegen, ein ausgeglichenes Dreizylindertriebwerk

bei einfacher Dampfdehnung aber bei Schnellläufern notwendig ist, so liegt ein kennzeichnender Bestwert für den 20 at-Dampf hier also ohnehin nicht vor.

Der Kesseldruck von 20 at hat während des Versuchsbetriebes keine Schwierigkeiten verursacht. Die Rohre mußten zwar einmal ausgewechselt werden, weil bei den Versuchen mit Höchstgeschwindigkeiten öfter Heizflächenbelastungen von 85 kg/m²h erreicht wurden, und diese erhebliche Kesselbelastung Rohrläufen verschuldete. Im allgemeinen hat jedoch die Rohrwand bei betriebsmäßigen Heizflächenbelastungen verhältnismäßig gut dicht gehalten.

Die Kolbenringabnutzung hielt sich bei der 05-Lokomotive, solange nicht schneller als 150 km/h gefahren wurde, in mäßigen Grenzen. Als jedoch die Versuchsreihen mit 160 und 180 km/h vorgenommen wurden, nutzten sich die Kolbenringe stark ab und mußten nach 5000 bis 6000 km erneuert werden. Die Abmessungen der vier Kolbenringe betragen allerdings noch 13.11,5 mm. Nach den vorzüglichen Ergebnissen, die unsere Betriebsversuche mit schmalen Kolbenringen (8.16 mm) inzwischen allgemein gezeigt haben, wird sich künftig gerade auch für schellfahrende Lokomotiven die Verwendung dieser schmalen Kolbenringe belohnen.

Versuchsergebnisse der Stromlinienlokomotive Reihe 61.

Die Stromlinien-Tenderlokomotive 61 001 ist eine 2C2-h2-Lokomotive mit 175 km/h Höchstgeschwindigkeit. Sie besitzt bei 129,1 t Dienstgewicht ein Reibungsgewicht von 56,7 t (volle Vorräte). Der Kessel enthält bei 5000 mm Rohrlänge eine Verdampfungsheizfläche von 151,9 m², eine Überhitzerheizfläche von 69,2 m² und eine Rostfläche von 2,75 m². Bemerkenswert ist die große Strahlungsheizfläche der Feuerbüchse: das Verhältnis der Rohrheizfläche zur Feuerbüchsheizfläche beträgt 9,7, bei der 03-Lokomotive vergleichsweise 11,6. Die Zylinder haben 460 mm Durchmesser und 750 mm Hub, der Treibraddurchmesser ist 2300 mm. Auch bei dieser Lokomotive ist das Triebwerk vollständig von der Verkleidung eingeschlossen und durch Klappen zugänglich. Da diese Lokomotive als Sondermaschine für den aus vier leichten Stromlinienwagen bestehenden Dampfschnellzug gebaut wurde, ist sie mit Mittelpufferkupplung ausgerüstet, die auch Leitungen der Zugbeleuchtungsanlage umfaßt, zu deren Betrieb zwei 10 kW-Turbogeneratoren auf der Lokomotive dienen.

Die Fahrten mit dem Meßwagen bedingten die Abtrennung der Lokomotive von ihrem Zuge und das Einhängen einer behelfsmäßigen Zwischenkupplung zwischen der Scharfenberg-Mittelkupplung der Lokomotive und dem Zughaken des Meßwagens. Die Lokomotive 61 001 stand dem Lokomotiv-Versuchssamt nur im März und April 1936 zur Verfügung. Da in dieser Zeit noch auf einige Vorführungsfahrten und Fahrten mit der Zugbeeinflussung Rücksicht genommen werden mußte, ist die leistungstechnische Untersuchung nicht in dem sonstigen Umfange möglich gewesen, sondern blieb auf den Geschwindigkeitsbereich von 80 bis 160 km/h beschränkt. Da die Lokomotive nicht mehr mit einem Dampfmesser ausgerüstet werden konnte, hat sich die Meßgruppe der Methode des „fliegenden Startes“ bedient. Dabei wird zunächst ohne Messung auf die gewünschte Geschwindigkeit angefahren, der Wasserstand bis zu einer bestimmten Marke gebracht und in diesem Augenblick die Leistungs- und Verbrauchsmessung im Meßwagen eingeschaltet. Bei Beendigung des Meßabschnittes muß dann der Wasserstand die gleiche Höhe haben, um die Meßwerte ohne irgendwelche Abzüge oder Ergänzungen verwenden zu können. Diese Meßmethode hat sich bei der Untersuchung der Lokomotive 61 001 gut bewährt und wird seitdem häufiger angewendet.

Der Dampfverbrauch für die Arbeit am Zughaken steigt bei voller Kesselanstrengung (57 kg/m²h) von 7,4 kg/PSch bei

V = 80 km/h über 8,5 kg/PSch bei 120 km/h auf 12,4 kg/PSch bei 160 km/h. In letzteren Zahlen kommt bereits die Verminderung des Luftwiderstandes der Lokomotive gegenüber Regelmaschinen zum Ausdruck. Der für den Vergleich mit anderen Lokomotiven bei dampftechnischer Beurteilung maßgebende Dampfverbrauch für die Zylinderarbeit ist in der Abb. 4 wiedergegeben. Dieser Verbrauch ist bei voller Kesselanstrengung ziemlich wenig von der Geschwindigkeit abhängig

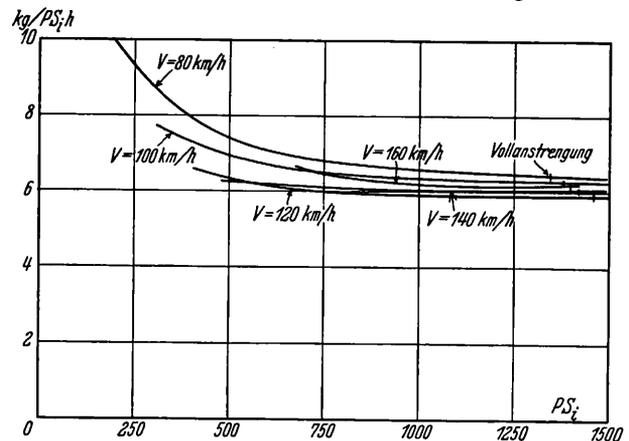


Abb. 4. Spezifischer Dampfverbrauch für die Zylinderleistung der Lokomotive Reihe 61 (Stromlinien-Tenderlokomotive von Henschel).

gewesen. Er fällt von 6,4 kg/PSih bei 80 km/h auf den Bestwert knapp unter 6 kg/PSih bei 125 km/h — 5,95 kg/PSih —, um bei 160 km/h wieder auf 6,2 kg/PSih anzusteigen. Den näheren Verlauf zeigt die Abb. 5, in der auch die Leistungscharakteristik für Zylinder und Zughaken wiedergegeben ist.

Wir wollen uns auch hier nicht mit dem Erfolg der strömungstechnischen Verkleidung — vergleiche darüber „Verkehrstechnische Woche“ 1936 — und mit der ohne Mühe und

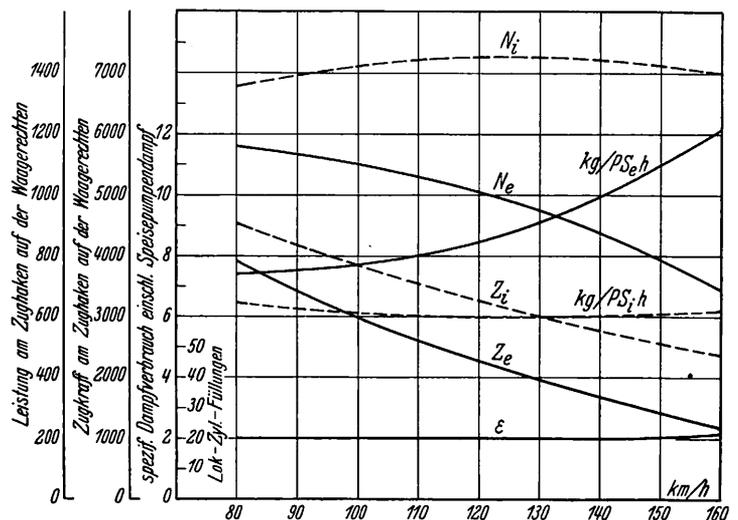


Abb. 5. Leistungscharakteristik der Lokomotive Reihe 61.

ohne Schäden bei scharfen Anfahrten weit über die 57 kg/m²h gesteigerten Kesselbelastung beschäftigen, sondern urfs auf das Verhalten des 20 at-Dampfes beschränken. Es ist insofern aufschlußreicher als bei der 05-Lokomotive, weil hier ein eigentlicher Mindestverbrauchswert bei 125 km/h und eine bei dieser Geschwindigkeit liegende Höchstleistung versuchsmäßig festgestellt wurde. Man mag diese günstige Geschwindigkeit gegenüber künftig 160 km/h Höchstgeschwindigkeit für etwas zu tief und die Zylinder also für etwas zu groß halten oder sie zugunsten schnellen Anfahrens angesichts des sehr flachen Verlaufes der Zylinderleistungs- und Verbrauchskurve angemessen

finden, es verbleibt jedenfalls mit dem erkennbaren Minimum die Feststellung, daß es vorerst bei dieser mittelgroßen 20 at-Maschine mit ihren bestimmten Zylinderdaten nicht gelungen ist, die 6 kg/PSih fühlbar zu unterschreiten, obgleich ihr der kleine Vorteil der etwas geschützteren Zylinderlage der Stromlinienlokomotive, entsprechend vielleicht 20 PS in Anlehnung an die Lokomotive 03 193, zugute kommt. Die Vergleichbarkeit dieses Wertes wird auch nicht etwa durch abweichende Überhitzung gestört, da auch hier bei voller Kesselleistung (57 kg/m²h) eine Dampftemperatur von 404° C gemessen wurde.

Versuchsergebnis der Lokomotive Reihe 71.

Die 1 B 1-Tenderlokomotive der Reihe 71 ist ihrem Achsdruck nach (15 t) für Nebenbahnen bestimmt, auf denen sie leichte Personenzüge schnell befördern soll. Diese Aufgabe soll sie indes für triebwagenähnlichen Verkehr auch auf Hauptbahnen erfüllen. Die Höchstgeschwindigkeit der ersten Lokomotiven betrug 90 km/h bei 1500 mm Treibraddurchmesser, die Nachbauten erhalten Treibräder mit 1600 mm Durchmesser und damit 100 km/h Höchstgeschwindigkeit. Der Kessel besitzt bei 3500 mm Rohrlänge eine Verdampfungsheizfläche von 67,4 m², eine Überhitzerheizfläche von 28,6 m² und eine Rostfläche von 1,37 m². Die Abmessungen sind also dem Leistungsprogramm entsprechend ziemlich klein. Der Rauminhalt der

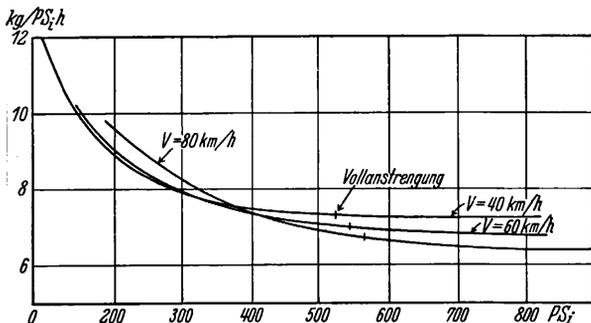


Abb. 6. Spezifischer Dampfverbrauch der Lokomotive Reihe 71 (Leichte Tenderlokomotive).

Feuerbüchse beträgt z. B. nur 1,5 m³. Diese Kleinheit des Feuerraums hat bei der Lokomotive 71 erstmalig zu einer Begrenzung der Kesselleistung durch die Feuerung geführt. Es war trotz guten Unterdruckes in der Rauchkammer und Feuerbüchse nicht möglich, mehr als 750 kg Kohle je 1 m² Rostfläche und Stunde zu verbrennen, und damit wurden als höchstmögliche spezifische Verdampfungsleistung des Kessels 77 kg/m²h erreicht. Die Zylinder dieser Zwillingslokomotiven besitzen bei 660 mm Hub einen Durchmesser von nur 310 mm. Das Verhältnis von Hub zu Durchmesser ist somit größer als 2. Im Rahmen der 20 at-Frage ist aber, wie bemerkt, die Kleinheit der Abmessungen zu begrüßen, weil sie die Erkenntnisspanne von den sehr großen Lokomotiven der Baureihen 05 und 45 herab sehr breit gestaltet.

Bei der Untersuchung im Lokomotiv-Versuchsammt Grunewald wurde die Lokomotive 71 002 als zeitlich überhaupt erste 20 at-Lokomotive mit Beharrungsgeschwindigkeiten von 40, 60 und 80 km/h gefahren. Der effektive spezifische Dampfverbrauch betrug bei der üblichen Volleistung, bei 40 km/h 8,5, bei 60 km/h 8,95 und bei 80 km/h 10,25 kg/PSih, der indizierte Dampfverbrauch bei den gleichen Geschwindigkeiten 7,3, 7,0 und 6,7 kg/PSih (Abb. 6). Es ist bemerkenswert, daß der indizierte Verbrauch bei Erhöhung der Heizflächenbelastung noch fiel und z. B. bei 70 kg/m²h Verdampfung bei den genannten Geschwindigkeiten 7,25, 6,9 und 6,5 kg/PSih betrug. Der Zylinderinhalt erwies sich also als verhältnismäßig groß bemessen und kommt einem auch festgestellten guten Beschleunigungsvermögen zustatten.

Ehe diese Ergebnisse als die der ersten für 20 at gebauten Reichsbahnlokomotive anfielen, lagen nur die Verbrauchszahlen der 25 at-Verbundlokomotiven vor, die bis 5,0 kg/PSih an Dampf heruntergingen, und die Zahlen französischer Vierzylinder-Verbundlokomotiven mit 17 und 20 at Kesseldruck, von denen z. B. die Schnellzuglokomotive der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn einen Mindestverbrauch von 5,3 kg/PSih aufwies. Wir wußten wohl, daß im Gebiet der großen Kesselanstrengungen, mindestens bei nicht zu hohen Drehzahlen, die Verbundwirkung noch einen gewissen Vorteil bringt; diesen Vorsprung glaubten wir aber durch die bei gleicher Anstrengung etwas höheren Dampftemperaturen der Reichsbahnkessel praktisch nahezu ausgeglichen, so daß wir bei 20 at und 400° C Überhitzung 5,4 bis 5,6 kg/PSih zu erreichen hofften. Um so mehr enttäuschten uns deshalb die Werte, wie 6,7 kg/PSih

oder bei höherer Anstrengung 6,5 kg/PSih bei in der Tat 405° C, auch wenn sie nach dem Verlauf der charakteristischen Kurven, Abb. 7, ein eigentliches Minimum nicht darstellten und sich auf eine nur kleine Lokomotive bezogen. Demgemäß fiel unsere Beurteilung der Lokomotive, wenigstens in thermodynamischer Beziehung, recht hart aus, und in der Tat weist die Lokomotive 71, wie wir unten noch sehen werden, mehrere besonders ungünstige Verhältniswerte auf.

Ihre Verbrauchskurve im Gesamtbild liegt zu oberst, aber sie begrenzt doch das Gesamtband nicht in der Weise, daß alle anderen Kurven als dichtes Bündel unten lägen, und diese eine sich unverhältnismäßig weit darüber befände. Oben würde man sie ohnehin als die der kleinsten Lokomotive voraussetzen und die eine Verhältniszahl nämlich (abstrahlende) Zylinderoberfläche zu Zylinderinhalt, die hier mit dem kleinen Zylinderdurchmesser bei dem üblichen Kolbenhub besonders groß, also ungünstig ausgefallen ist, ließe sich mit Rücksicht auf die Durchbildung der Treibkurbel nicht beliebig verkleinern. Das Urteil über die kleine Tenderlokomotive wird also gegen seine erste Schärfe wesentlich zu mildern sein.

Versuchsergebnisse der beiden Lokomotiven der Baureihe 84 (Zwei- und Dreizylinderbauart).

Die nach den Stromlinienlokomotiven untersuchten Maschinen mit 20 at Kesseldruck waren die beiden Spielarten der Reihe 84, einer schwereren 1 E 1-Tenderlokomotive. Sie bildeten also eine Fortentwicklung der bereits vor 16 Jahren entworfenen zweizylindrigen T 20-Lokomotive (Reihe 95) mit 14 at und der 1932 zuerst gebauten 1 E 1-Dreizylinder-Tenderlokomotive mit ebenfalls 14 at der Baureihe 85.

Die T 20-Lokomotive war die erste schwere Reichsbahn-Rampentenderlokomotive mit zwei Laufachsen. Noch in Anlehnung an die Mammutklasse der Halberstadt-Blankenburger Eisenbahn war sie mit höherem Achsdruck und größeren Treibrädern aber gleichfalls als Zweizylinderlokomotive entworfen.

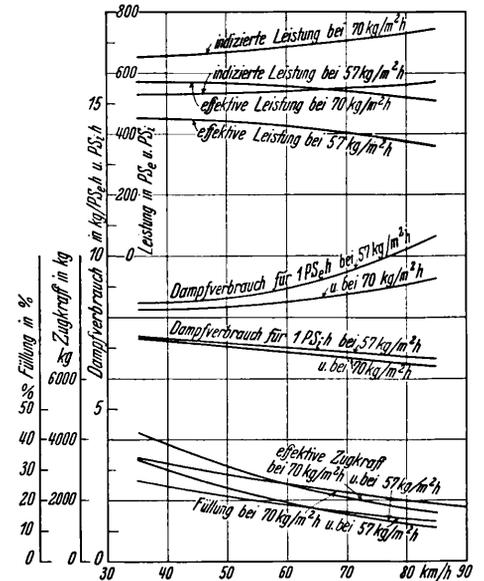


Abb. 7. Leistungscharakteristik der Lokomotive Reihe 71.

Bei der Lokomotive Reihe 85, die vornehmlich für den Dienst auf der Höllentalbahn entworfen wurde, war der Gedanke maßgebend, durch die größere Laufruhe einer ausgeglichenen Dreizylinderlokomotive mit 120° Kurbelversetzung namentlich die störende Bewegung des Zuckens zu unterdrücken oder doch stark herabzusetzen und so in dem hochwertigen Touristenverkehr die Übertragung solcher kleinen störenden Bewegungen auf den unter Umständen unmittelbar der Lokomotive folgenden ersten Personenwagen zu vermeiden, und weiterhin mit dem gleichmäßigeren Tangentialdruckdiagramm einer Dreizylinderlokomotive das Reibungsgewicht noch etwas besser auszunutzen. Bei der Baureihe 84 war der Ausgangspunkt an sich eigentlich nicht so sehr die thermische Verbesserung und erhöhte Leistung als die kinematische Forderung ihrer Eignung für besonders starke Krümmungen, und zwar bei nicht zu tief liegenden Fahrgeschwindigkeiten im Flachlande. Sie ist in erster Linie bestimmt für die sehr krümmungsreiche und stark steigende Erzgebirgstrecke Heidenau—Altenberg, bei der sie vor allem schwere Wintersportzüge von Dresden aus zu befördern hat. Die Eignung für diese besonders scharfen, aus der ursprünglichen Linienführung als

Treibraddurchmesser	1400	1400 mm
Laufraddurchmesser	850	850 „
Kesseldruck	20	20 kg/cm ²
Kesselheizfläche:		
Feuerbüchse	14,2	14,2 m ²
Rauchrohre	88,6	88,6 „
Heizrohre	107,3	107,3 „
Gesamtheizfläche (verdampf.) . .	210,1	210,1 „
Überhitzerheizfläche	85	85 „
Rostfläche	3,76	3,76 „
Kohlenvorrat	3,0	3,0 t
Wasservorrat	14,0	14,0 m ³ .

Die beiden Spielarten der Reihe 84 wurden bei den Geschwindigkeiten von 30, 40 und 60 km/h untersucht. Die Dreizylinderlokomotive 84 002 wies bei diesen Geschwindigkeiten Leistungen von 1498, 1670, 1522 PS_i auf, der zugehörige spezifische Dampfverbrauch ergab sich zu 8,0, 7,19 und 7,9 kg/PS_{ih}. Die zugehörigen Werte des indizierten Dampfverbrauches, die über die Kurve des mechanischen Wirkungsgrades gewonnen wurden, lagen bei 6,9, 6,2 und

Meterspurbahn hervorgehenden Krümmungen wurden bei den Lokomotiven 84 001 und 84 002 durch Anwendung des Schwartzkopff-Eckhardt-Gestells erzielt, bei den Lokomotiven 84 003 und 84 004 durch Anwendung des Luttermöller-Antriebes für die erste und letzte Kuppelachse. Beim Eckhardt-Gestell sind jeweils die führende Lauf- und die zweite Kuppelachse zu einem Krauß-Helmholtz-Gestell vereinigt, die dazwischen liegende, in der Bewegungsrichtung erste, ebenfalls seitenverschiebliche Kuppelachse nimmt dann durch an die zweite Kuppelachse angelegte Umkehrhebel eine der Krümmung angepaßte Stellung ein. Die allein festgelagerte Treibachse ist ohne Spurkranz ausgeführt. Beim Luttermöller-Antrieb endet die übliche Kuppelstange jeweils bei der vorletzten Kuppelachse, während die beiden äußersten Kuppelachsen durch einen gelenkigen Zahnradantrieb mit den benachbarten Kuppelachsen verbunden sind.

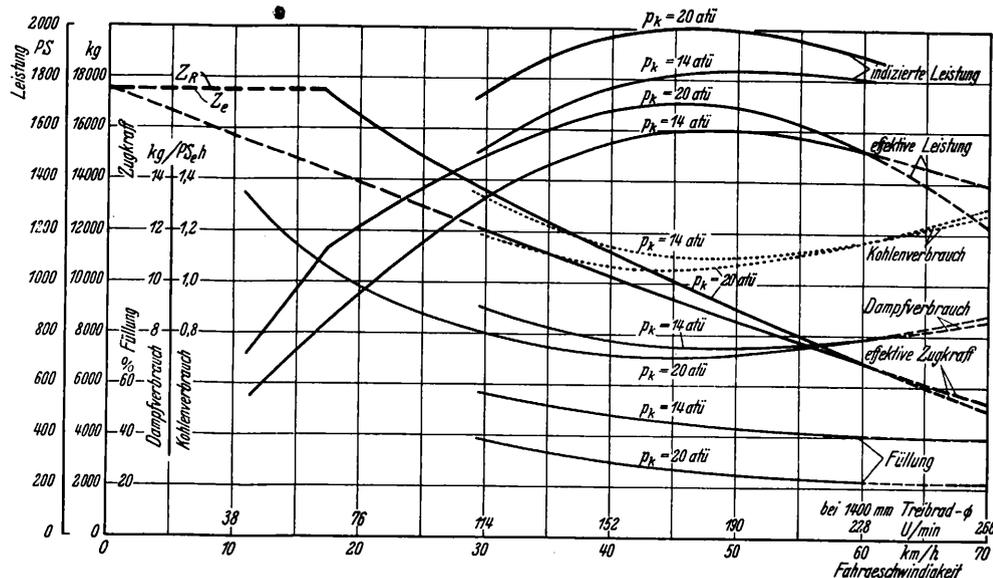


Abb. 8. Leistungscharakteristik der Lokomotive 84 002 (Schwere 1E1-Dreizylinder-Tenderlokomotive, Bauart Schwartzkopff-Eckhardt).

Auf die nähere bauliche Beschreibung sei verzichtet, weil es hier nur auf das Verhalten des 20 at-Dampfes ankommt, der allerdings, um eine möglichst leistungsfähige und sparsame Lokomotive zu erhalten, auch hier gewählt wurde. Trotzdem sind auch die beiden Spielarten abgesehen von ihren kinematischen Verschiedenheiten mit Rücksicht auf das Zwei- und Dreizylindertriebwerk zu trennen, und auch die Untersuchung der Lokomotiven im Lokomotiv-Versuchsanstalt Grunewald hat sich deshalb sehr wesentlich in dieser Richtung bewegt. Man hätte vielleicht in Anlehnung an die guten Ergebnisse mit der Lokomotive der Reihe 85 grundsätzlich an dreizylinderige Lokomotiven denken können, doch verbot sich das innere Triebwerk durch den Luttermöller-Antrieb, der eine Kröpfung der Achse bzw. ein freies Hinweggehen über den Zahnradantrieb beim Einachs Antrieb nicht gestattet hätte. Insofern war also die Zylinderzahl auch durch die kinematische Ausföhrung der Maschine bedingt.

Als Hauptabmessungen wären zu nennen:

Lokomotive	84 002	84 003
GröÖte Geschwindigkeit	70	70 km/h
(nach erster Feststellung)		
Zylinderdurchmesser	3 . 480	2 . 600 mm
Kolbenhub	660	660 „

6,47 kg/PS_{ih}, denen die Leistungen von 1741, 1937 und 1855 PS_i entsprachen. Abb. 8 zeigt, daß die Kurve für die Zylinderleistung bei V = 46 km/h einen Scheitelwert von 2000 PS_i erreicht, dem der Bestwert des spezifischen indizierten Dampfverbrauches von 6,09 kg/PS_{ih} zugeordnet ist. Um ein Urteil über den durch den höheren Kesseldruck erzielten Vorteil zu gewinnen, wurde die Lokomotive auch einer Parallelversuchsreihe unterworfen, bei der sie absichtlich nur mit 14 at im Kessel betrieben wurde. Dabei ergaben sich die in der folgenden Zahlentafel angeführten Ergebnisse:

V km/h	Ni bei voller Kesselanstrengung		Leistungs- unterschied gegen		Spez. Dampf- verbrauch kg/PS _{ih}	
	20 at	14 at	20 at PS _i	%	20 at	14 at
30	1741	1529	217	— 12,7	6,9	7,88
40	1970	1768	202	— 10,2	6,2	6,78
60	1895	1811	84	— 4,3	6,47	6,63

Namentlich bei den kleineren Geschwindigkeiten sind also erhebliche Leistungs- und Verbrauchsunterschiede festzustellen; auffallend war nur, daß bei 60 km/h Geschwindigkeit ein Vorteil in der Zughakenleistung nicht mehr auftrat, der in dem

abweichenden mechanischen Wirkungsgrad (größere Füllung) beim Betrieb mit 14 at seine Erklärung weiterhin fand. Völlig schlüssig ist dieser Vergleich aber deshalb nicht, weil die Lokomotive, wenn sie als 14 at-Maschine von Haus aus gebaut wäre, größere Zylinder mit möglicherweise etwas veränderten Verbrauchszahlen erhalten hätte.

Die zweizylindrige Lokomotive 84 003 erreichte etwas höhere Leistungen als die dreizylindrige, nämlich bei 30, 40 und 60 km/h 1530, 1710 und 1650 PSe, mit den Dampfverbrauchszahlen von 7,85, 7,02 und 7,28 kg/PSch. Die entsprechenden indizierten Verbrauchszahlen, die also hier wieder die eigentlich ausschlaggebenden Werte sind, betragen 6,35, 5,74 und 5,80 kg/PSih, denen übrigens Leistungen von 1890, 2090 und 2070 PSi (s. Abb. 9) entsprechen. Hier wurde, was besonders hervorzuheben ist, ein fühlbar unter 6 kg/PSih liegender Wert in Gestalt des Bestwertes von 5,63 in der Tat erreicht, der dem bei $V = 48$ km/h auftretenden Scheitelwert der Leistungskurve von 2130 PSi entspricht.

bleibt, daß die Entscheidung für den Weiterbau aus dynamischen Gründen für die dreizylindrige Lokomotive erfolgen mußte. Die Neubaulokomotiven haben im übrigen unter Vergrößerung ihres Zylinderdurchmessers von 480 auf 500 mm, Kessel mit 16 at und eine Höchstgeschwindigkeit von 80 km/h erhalten.

In diesem Zusammenhang interessiert noch der Vergleich zwischen der Zwei- und Dreizylinderanordnung bei an sich gleichen Kesseln und etwa gleicher Größenordnung der Leistung. Die Versuche sind nach dem Grunewalder Versuchsbericht bezogen auf die Leistungen von 1000 bzw. 1700 PSi, um auch das Verhalten der Maschine bei verschiedenen Anstrengungen zu kennzeichnen. Für die Volleistung des Kessels ist der Mehrverbrauch der dreizylindrigen Lokomotive durch die Gegenüberstellung von 6,09 gegen 5,63 also mit 8,3% gegeben. Dieser Vergleich ist aber insofern nicht schlüssig, als eine leistungsmäßige Vertauschbarkeit der Lokomotiven nicht vorliegt, weil nämlich die dreizylindrige Lokomotive mit 2000 PSi

die zweizylindrige Lokomotive mit 2130 PSi nicht erreicht. Man bezieht daher in solchem Fall zweckmäßig den Mehrverbrauch der Dreizylinderlokomotive auf gleiche PSi und erhält dann bei kleineren Leistungen von 1000 PSi im Mittel der drei Geschwindigkeiten 30, 40 und 60 km/h einen Mehrverbrauch von 4,6%, bei größeren Leistungen 1700 PSi, 7,7% gegenüber der zweizylindrigen Lokomotive.

Wir finden also auch hier wieder bestätigt, daß die günstigeren dynamischen und Reibungseigenschaften der dreizylindrigen Lokomotiven mit einem gewissen Mehrverbrauch an Dampf erkauft sind, der im wesentlichen seine Erklärung darin findet, daß das Verhältnis zwischen der Zylinderoberfläche und dem Zylinderinhalt sich bei den kleineren Zylindern der dreizylindrigen Lokomotiven etwas ungünstiger gestaltet. Dieser Einfluß

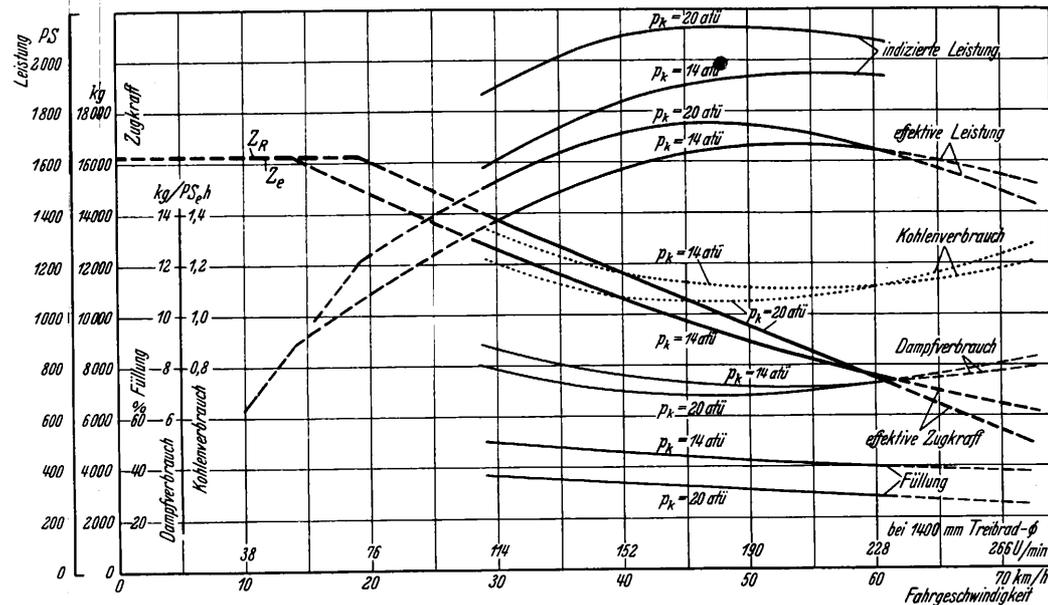


Abb. 9. Leistungscharakteristik der Lokomotive 84003 (Schwere 1 E 1-Zweizylinder-Tenderlokomotive, Bauart Orenstein-Koppel-Luttermöller).

Auch bei dieser Lokomotive wurde der Parallelversuch mit 14 at ausgeführt. Über die Ergebnisse unterrichtet die folgende Zahlentafel:

V km/h	Ni bei voller Kesselanstrengung		Leistungs- unterschied gegen		Spez. Dampf- verbrauch kg/PSih	
	20 at	14 at	20 at PSi	%	20 at	14 at
30	1890	1610	280	- 14,8	6,35	7,45
40	2090	1830	260	- 12,4	5,74	6,56
60	2070	1940	130	- 6,4	5,80	6,18

Die Druckherabsetzung wirkte sich übrigens für die Zughakenleistung bei 60 km/h hier ebenfalls nicht aus, während bei 30 und 40 km/h Minderleistungen von 150 bis 140 PSe auftraten: der Grund ist außer in dem etwas günstigeren mechanischen Wirkungsgrad bei 14 at, in dem für 60 km/h verhältnismäßig kleinen Dampfverbrauch zu erblicken.

Leider war es nun nicht möglich, diesen günstigen Dampfverbrauch zum Merkmal der künftigen Bauart der Reihe 84 zu erheben, weil nämlich die Laufruhe der zweizylindrigen Lokomotiven namentlich bei den höheren, im Flachlandabschnitt zu entwickelnden Geschwindigkeiten so sehr hinter der der ausgeglichenen dreizylindrigen Lokomotive zurück-

tritt später noch bei der Synthese der gesamten Verbrauchszahlen hervor.

Versuchsergebnisse der Lokomotive der Reihe 41.

Im Dezember 1936 wurde dem Lokomotiv-Versuchsamit die 1 E 1-Güterzuglokomotive Reihe 41 zugeführt. Der Kessel entspricht in seinen allgemeinen Abmessungen dem 03-Kessel, jedoch mit 20 at Kesseldruck. (Rostfläche 4,09 m², Verdampfungsheizfläche 203,7 m², Überhitzerheizfläche 72,2 m².) Als Baustoff ist Molybdänstahl — St 47 K — verwendet worden, während die vollkommen geschweißte Feuerbüchse aus K 35, ebenfalls einem molybdänlegierten Stahl, hergestellt ist. Die Rohre sind nach bisheriger Ausführung mit der Feuerbüchsenrohrwand verschweißt, d. h. sie stehen ungefähr 5 mm in dem Brennraum vor und sind dann durch Kehlnahtschweißung mit der Rohrwand verbunden. Die Stehbolzen aus St C 10. 61 sind ebenfalls mit der Feuerbüchse verschweißt. Beim Triebwerk ist der Hub von 720 mm bemerkenswert. Der Zylinderdurchmesser beträgt 520 mm, der Treibraddurchmesser 1600 mm. Das Reibungsgewicht der Lokomotive ist durch verschiedene Ausgleichhebelteilung veränderlich und beträgt 69,8 oder 77,9 t, je nach dem Loch, in das der Ausgleichhebelbolzen eingesetzt wird. Mit der Vergrößerung des Reibungsgewichtes ist die entsprechende Verminderung der Last auf den Laufachsen verbunden. Die bisher zugelassene Höchst-

geschwindigkeit dieser Lokomotive beträgt 90 km/h; die 41 001 wurde aber im Geschwindigkeitsbereich von 40 bis 100 km/h eingehend untersucht und ist mit 100 km/h Geschwindigkeit anstandslos gelaufen. Die Lokomotive ist mit einem Tender 4 T 32 gekuppelt.

Der spezifische Dampfverbrauch für die Zughakenarbeit steigt von 7,6 kg/PS_h bei 40 km/h auf 8,9 kg/PS_h bei 100 km/h. Die Heißdampf Temperatur bei Vollast beträgt 400°. Der indizierte Dampfverbrauch sinkt von 6,8 kg/PS_h bei Vollast und 40 km/h auf 6,08 kg/PS_h bei 100 km/h (Abb. 10). Dieses Ergebnis befriedigte im Rahmen der übrigen 20 at-Lokomotiven, wies aber gegen die 16 at-Lokomotiven nur noch einen bescheidenen Vorsprung auf, denn die dem Kessel nach gleich große, allerdings beste aller 16atmosphärischen Lokomotiven, die 03, braucht bei der gleichen minutlichen Drehzahl (= 125 km/h) auch nur 6,15 kg/PS_h. Bei 100 km/h hat die 41-Lokomotive ihren Bestwert im spezifischen Dampfverbrauch noch nicht erreicht, sondern würde vermutlich bei weiterer Geschwindigkeitssteigerung noch etwas günstigere Werte annehmen. Entsprechend dem Abnehmen des spezifischen Verbrauchs für die PS_h steigt die Zylinderleistung stetig bis auf 1900 PS_i bei 100 km/h, ohne bis dahin einen Scheitel

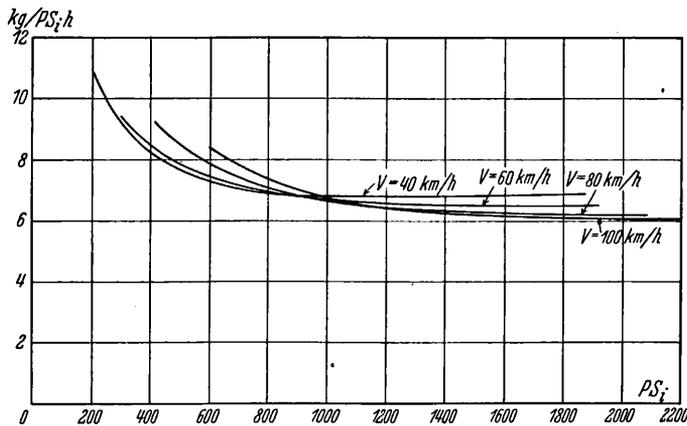


Abb. 10. Spezifischer Dampfverbrauch für die Zylinderleistung der Lokomotive 41 001 (Schnellfahrende 1 D 1-Güterzuglokomotive).

zu erreichen. Die Zughakenleistung fällt infolge des wachsenden Eigenverbrauchs mit der Geschwindigkeit erst langsam, dann stärker ab. Sie beträgt bei 40 km/h 1530 PS_e, bei 100 km/h 1300 PS_e (Abb. 11). Der beide Leistungen verbindende mechanische Wirkungsgrad fällt von 86% bei 40 km/h auf 68% bei 100 km/h, beide Werte für Vollast angegeben.

Ein Minimum des Dampfverbrauchs im mathematischen Sinne liegt also mit 6,08 kg/PS_h nicht vor. Der Lokomotive, die doch eine, wenn auch schnellfahrende Güterzuglokomotive sein soll, wurde trotz der Fahrten mit 100 km/h eine höchste Betriebsgeschwindigkeit von 90 km/h belassen. Sie müßte bei künftigem Einsatz (Sonderzüge, Ferienzüge) mit 100 km/h infolge ihrer kleineren Räder und des größeren Hubes die gleiche Kolbengeschwindigkeit entwickeln wie die 03-Lokomotive bei 136 km/h, würde also dann die besonders eingehende Pflege anspruchsvollster Schnellzugdienstpläne finden müssen, was bei einer künftig verbreiteten Flachlandgüterzuglokomotive als zu hoher Anspruch angesehen wurde. Die Zylinder sind damit also eigentlich dampftechnisch ein wenig zu klein: ob der Dampfverbrauch bei etwas vergrößerten Zylindern sich nennenswert ändern würde, könnte nur der Versuch lehren, der aber zunächst nicht unternommen wird, da die Lokomotive im ganzen recht befriedigt hat und so weiter gebaut wird.

Versuchsergebnisse der Lokomotive Reihe 45.

Die letztuntersuchte Lokomotive mit 20 at Kesseldruck und einfacher Dampfdehnung ist die 1 E 1 h 3-Güterzuglokomotive der Reihe 45 mit Tender 5 T 38 für eine Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h. Die drei Zylinder besitzen 520 mm Durchmesser und 720 mm Hub. Die Kolbenschieber

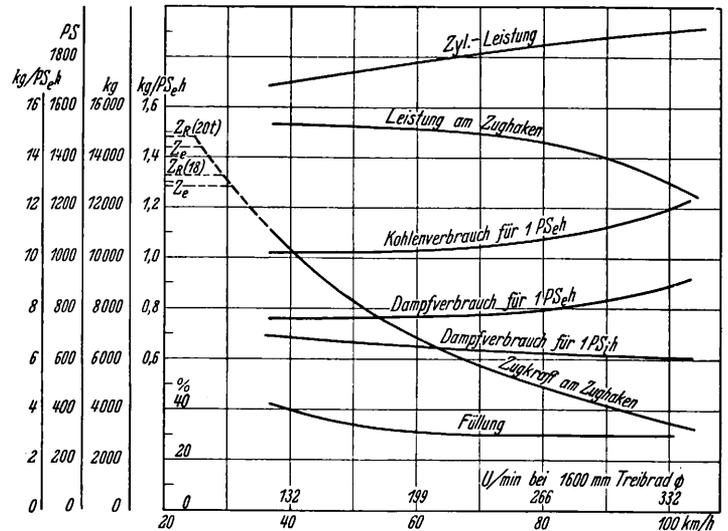


Abb. 11. Leistungscharakteristik der Lokomotive 41 001.

(mit Einheitsdruckausgleichern) haben 300 mm Durchmesser. Treib- und Kuppelräder messen 1600 mm im Laufkreisdurchmesser, die vordere Laufachse 1000 mm, die hintere 1250 mm. Die Feuerbüchse ist aus IZ II-Stahl geschweißt, die Stehbolzen bestehen aus St C 10.61 der Firma Krupp, Stehkessel und Langkessel sind aus Stahl St 47 K hergestellt. Die Maschine ist die bis jetzt größte Reichsbahnlokomotive mit 289,0 m² Verdampfungsheizfläche; bemerkenswert ist dabei die große Rohrlänge von 7500 mm zwischen den Rohrwänden mit den großen Durchmessern der Rauchrohre von 180/191 und der Heizrohre von 76,5/83 mm. Der Überhitzer besteht aus Rohren von 24/30 mm Durchmesser und hat eine Heizfläche von 132,5 m². Der Rost von 2,5 m Länge und 2,01 m Breite besitzt 5,04 m² Fläche. Der Achsdruck der Kuppelachsen kann wie bei der Reihe 41 durch Umstecken der Lagerbolzen in den vorderen und hinteren Ausgleichhebeln zwischen den Lauf- und Kuppelachsen von 18 auf 20 t verändert werden. Die Loko-

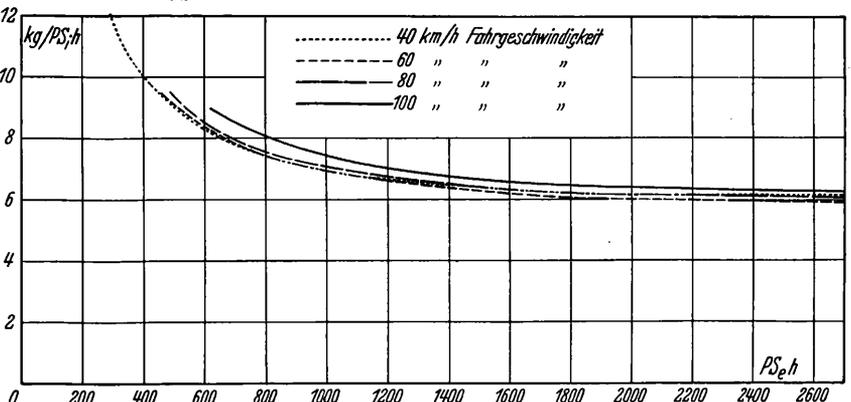


Abb. 12. Spezifischer Dampfverbrauch für die Zylinderleistung der Lokomotive 45 001 (Schwere schnellfahrende 1 D 1-Güterzuglokomotive).

omotive wird vorn durch ein Krauß-Helmholtz-, hinten durch ein Bissel-Gestell geführt. Der fünfsichtige Tender (1000 mm Raddurchmesser) besitzt ein Fassungsvermögen von 38 m³ Wasser und 10 t Kohle. Während der Versuchsfahrten saßen die Bolzen für die Regelung der Achsbelastung ausnahmslos in der 20 t-Stellung.

Die untersuchten Fahrgeschwindigkeiten betragen 40, 60, 80 und 100 km/h. Da die Feueranfuchung mit den Abmessungen von Schornstein und Blasrohr gleich im Anlieferungszustand sehr gut war, blieben diese bei allen Fahrten unverändert. Die Abb. 12 gibt den spezifischen Dampfverbrauch für die indizierte Leistung (kg/PSih) wieder. Die Lokomotive 45 unterschreitet mit ihrem Bestwert den Verbrauch von 6,0 kg/PSih noch etwas; er liegt bei 5,9 kg/PSih. Nachdem wir oben sahen, daß die Dreizylinderlokomotiven einen etwas höheren spezifischen Dampfverbrauch aufweisen als die Zweizylindermaschinen, nimmt das vielleicht zunächst Wunder, nachdem z. B. die Lokomotive 41 noch etwas über 6 kg/PSih verblieb. Es handelt sich aber bei der 45 um eine so viel größere Lokomotive, daß der einzelne Zylinder genau die Abmessungen der 41 hat, also ein Grund zu schlechterem Verbrauch nicht vorhanden ist; der bessere Verbrauch der Gesamtmaschine ist dem Umstande zu verdanken, daß der Innenzylinder gegen

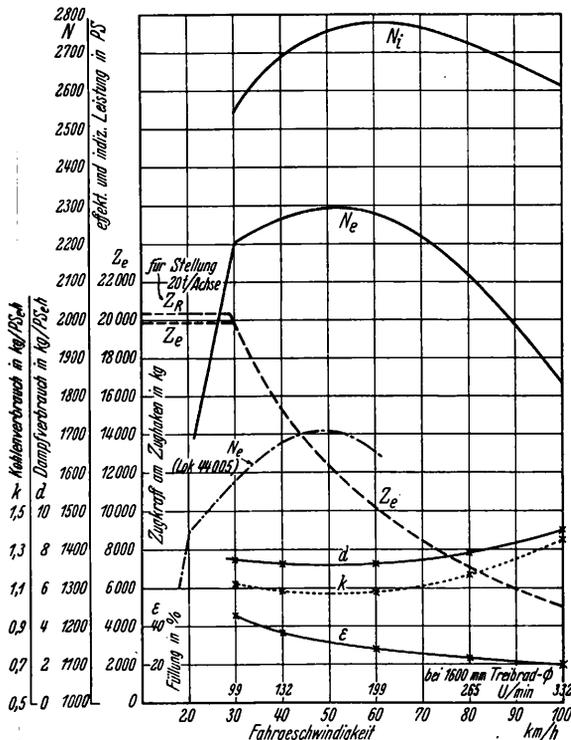


Abb. 13. Leistungscharakteristik der Lokomotive 45 001.

Abkühlung noch besser geschützt ist und die Dampftemperatur bei Vollast noch höher liegt. Der Leistungsscheitel liegt bei 2760 PSi und wird bei 60 km/h erreicht; der spezifische Dampfverbrauch von 5,9 kg/PSih ist also ein wirkliches Minimum; bei der Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h und Vollast steigt der Verbrauch wieder auf 6,2 kg/PSih.

Die Zughakenleistungen bei Vollast (57 kg/m²h) sind:

V =	40	60	80	100	km/h
N _e =	2265	2280	2115	1835	PS _e
d _e =	7,27	7,22	7,79	8,97	kg/PS _e h

Um ein anschauliches Bild von der Leistungsfähigkeit der Lokomotive 45 gegenüber den bisherigen größeren Güterzuglokomotiven zu geben, ist in Abb. 13 die Leistungscharakteristik der Regellokomotive 44 eingetragen. Bei fast gleichem Reibungsgewicht ist der Höchstwert der Zughakenleistung der Lokomotive 45 um 580 PS_e = 25,3% größer.

Die Temperatur des überhitzten Dampfes, die von der Kesselbelastung abhängig ist, beträgt bei Vollast 425°, bei Halblast (am Zughaken) 360°. Schon die spezifischen Ver-

brauchszahlen für die PSih lassen erkennen, daß die Abspannung des 20 at-Dampfes in einstufiger Dehnung bei dieser Lokomotive gut gelungen ist. Der mit der Dampftemperatur etwas steigende Exponent der Dehnungspolytrope (ideal Adiabate) $p \cdot v^{\kappa} = \text{const}$ bewirkt mit dem steileren Abfall der Dehnungslinie offenbar bei den Maschinen mit $t_{ii} = \text{rund } 400^{\circ}$ einen Dehnungsenddruck von thermisch noch nicht schädlichem Betrage. Die Indikatorgramme (Abb. 14) bestätigen die richtige Bemessung der Steuerung und der schädlichen Räume. Diese betragen bei den Außenzylindern etwa 10%, beim Innenzylinder 13%.

Die Feueranfuchung und die Verbrennung waren, wie schon bemerkt, bei den Schornsteinverhältnissen des Anlieferungsstandes durchaus einwandfrei. Die an den Seiten des Aschkastens angeordneten Luftfangtrichter haben sich sehr gut bewährt. Das Feuer verschlackte niemals; so war es z. B. möglich, trotz fünfstündigen Aufenthaltes in Hamburg-Altona ohne Ausschlacken mit erheblichen Kesselleistungen hin- und zurückzufahren und dabei insgesamt 7 t Kohlen über den Rost gehen zu lassen. Die Dampfdruckhaltung war infolge der guten Anfuchung so leicht, daß es möglich war, dem ungewöhnlich großen Kessel mit einem Heizer auf längere Zeit Vollast abzuverlangen, ohne daß der Heizer über Gebühr angestrengt worden wäre. Zu diesem guten, vom Personal gerühmten Dampfmaschinen tragen jedenfalls die weiten Rohre, wenn auch unter einer mäßigen Einbuße an Kesselwirkungsgrad bei. Ein gewisses, durch Sand wieder zu beseitigendes Versetzen der Rohrwand mit Ruß und Schlacke, wie es bei der Lokomotive 41 001 auftrat, kam bei der Lokomotive 45 001 niemals vor, eben weil sie infolge der guten Blasrohrwirkung und der unbehinderten Luftzufuhr durch die Luftfangtrichter so reichlich Verbrennungsluft bekam, daß die Kohlenteilchen bei Erreichung der Rohrwand ausgebrannt und abgekühlt waren, so daß sie (ohne Klebwirkung) als Flugasche durch die Rohre abziehen konnten. Irgendwelche Schäden haben sich an der Feuerbüchse während des Versuchsbetriebes nicht gezeigt. Das Gesamturteil über die Maschine als eine ungewöhnliche leistungsfähige, sparsame und gutlaufende Güterzuglokomotive kann zu ihrem Weiterbau für schweren, schnellen Güterzugdienst nur ermutigen.

Zusammenfassung der Ergebnisse.

Kann man nun aus den Einzelversuchen mit den sieben 20 at-Lokomotiven verschiedener Größen und einfacher Dampfdehnung in zwei oder drei Zylindern einige allgemeine Erkenntnisse gewinnen? Eine solche Synthese ist in der Tat durchaus möglich, insbesondere wenn man die in Abb. 15 vereinigten Verbrauchskurven der Lokomotiven (und einiger zum Vergleich herangezogener 14-, 16- und 25 at-Lokomotiven) noch mit einigen wichtigen Verhältniszahlen nach folgender Zahlentafel verbindet. Denn damit wächst die wissenschaftliche Statistik, die zunächst nur in den Versuchskurven enthalten ist, hinüber in die Erkenntnis, wie man beim Entwurf neuer Maschinen die Dampfzylinder und ihre Steuerpunkte thermodynamisch möglichst zweckmäßig gestaltet, aber auch in die Erkenntnis, daß es offenbar einen kleinsten spezifischen Verbrauch für die Abspannung hoch überhitzten 20 at-Dampfes in einem Zylinder gibt, der nicht mehr fühlbar zu unterschreiten ist.

Diese einflußreichen Beziehungen sind das Verhältnis der Zylinderoberfläche zum Zylinderinhalt, und zwar noch in Verbindung mit dem absoluten Wert des Zylinderinhalts und alsdann der schädliche Raum, dieser in Verbindung mit dem Steuerpunkt für die Voreinströmung. Daß diese Beziehungen zur Erklärung zunächst auffälliger Erscheinungen heranzuziehen sind, wurde oben schon in einigen Einzelfällen angedeutet; hier folgt also nun die Systematik.

Zahlentafel.

Lokomotive	01	03	05	61	71	84 002	84 003	41	45
Zylinderinhalt dem^3	$2 \times 186,6$	$2 \times 168,4$	$3 \times 104,9$	$2 \times 124,7$	$2 \times 49,8$	$3 \times 119,5$	$2 \times 186,6$	$2 \times 152,9$	$3 \times 152,9$
Gesamter Zylinderinhalt dem^3	1,51	1,66	1,23	1,64	1,48	1,71	1,78	1,50	1,59
Heizfläche m^2	96,8	100,5	119,4	113,5	159,1	113,4	96,8	104,6	104,6
Oberfläche des Hubraums cm^2	11,6	10,75	15	12	14,7	9,84	10,37	9,4	9,9
Zylinderinhalt dem^3	6,3	6,1	6,2	5,95	6,7	6,09	5,63	6,08	5,9
Schädlicher Raum %									
Bestwert des spez. ind. Dampfverbrauchs $\text{kg/PS}_i\text{h}$ bei $57 \text{ kg/m}^2\text{h}$ Heizfl.-Belastung									

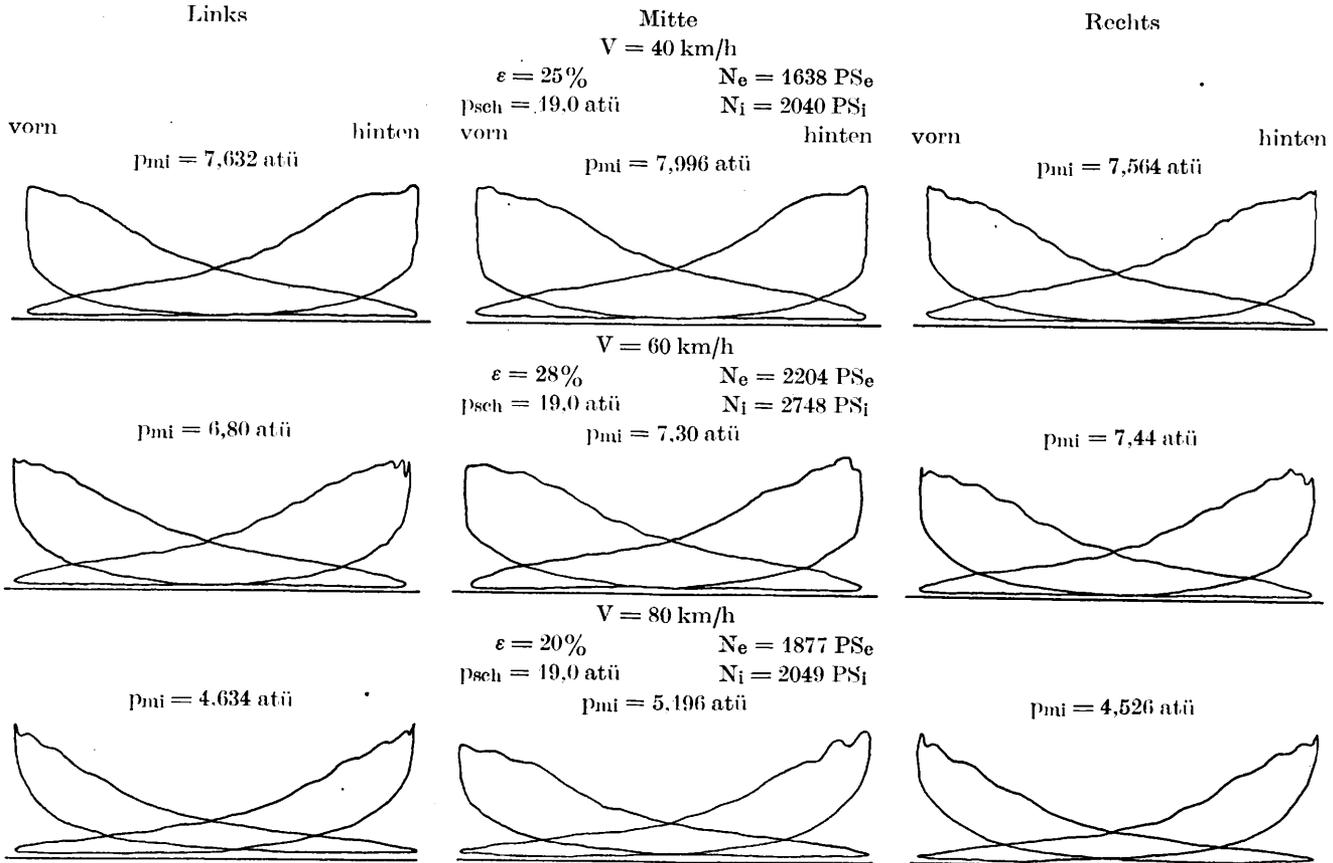


Abb. 14. Dampfschaulinien der Lokomotive 45 001.

Zu dem erstgenannten Verhältnis ist kurz das Nachstehende anzuführen, das im übrigen natürlich auch für andere

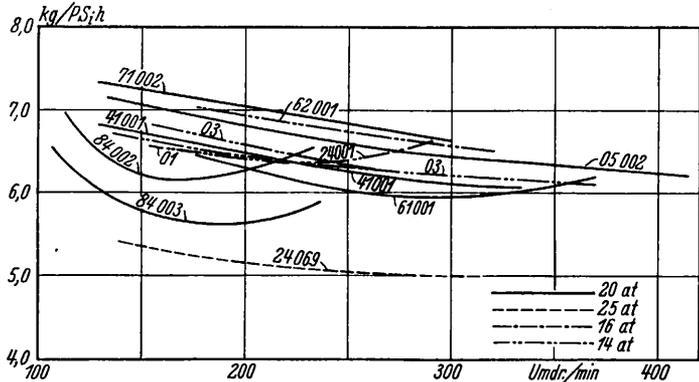


Abb. 15. Zusammenstellung der spezifischen indizierten Dampfverbrauchsanzahlen sämtlicher 20 at-Lokomotiven im Vergleich zu einigen anderen Lokomotiven mit 14, 16 und 25 atü.

Dampfspannungen gilt. Die gesamte innere Fläche des Zylinders bis zu den Abschlußkanten des Schiebers oder der Ventile steht

in einem gewissen Wärmeaustausch mit dem Dampf in diesem Raum. Einmal leiten sie schlechthin eine gewisse Wärmemenge, die eben aus dem Dampf stammt, nach außen ab — gewiß nicht an allen Stellen in gleichem Wärmestrom —, gehemmt durch gut schützende Umhüllung, aber nicht völlig auf Null herabdrückbar, wie wir mittelbar aus der Feststellung eines kleinen thermodynamischen Gewinnes in den Dampfzylindern von Stromlinienlokomotiven schließen können, wo die Zylinder unter der windschnittigen Verkleidung geschützter liegen. Sodann nimmt zweifellos der Zylinderkörper Wärme aus dem Dampf auf, solange er kälter ist als dieser — während der Einstromung und des Beginns der Dehnung —, gibt aber wieder Wärme an den ausströmenden Dampf ab, der ja kälter ist als die Durchschnittstemperatur der Zylindermasse. Diese Verlustwärme umgeht gewissermaßen im Nebenschluß über das Zylindereisen den Kolben ohne Arbeitsleistung. Der Heißdampf wird ja nun zwar oft als schlechter Wärmeleiter bezeichnet, aber ein Nulleiter ist er gewiß nicht, sonst wären hohe Überhitzungen ja gar nicht möglich und sonst könnte auch der gleich noch zu behandelnde Einfluß des Verhältnisses Oberfläche zu Inhalt nicht so klar für doch sonst wesentlich gleichwertigen Heißdampf (20 at und rund 400°) in der Zahlen-

tafel hervortreten. Streng genommen müßten, das soll hier nicht verschwiegen werden, die zu vergleichenden Verbrauchswerte übrigens in kcal/PSih angegeben werden, um Verschiedenheiten der Überhitzung auszuschalten, aber das Schwanken um den „Normwert“ von 400⁰ bei voller Kesselanstrengung ist doch so mäßig, daß es bei dem Vergleich der gewichtsmäßigen Verbräuche ohne nennenswerten Fehler verbleiben kann, zumal die Rechnung mit kg/PSih bei Beziehungen zwischen Kessel und Maschine ohnehin die einfachere und anschaulichere ist.

Die Entstehungsstelle jener Wärmeverluste ist nun also die innere Oberfläche des Zylinders mit Deckeln und Dampf-

karikiert als „Ofenrohr“ zu bezeichnen, weisen nach der Zusammenstellung bei weitem den ungünstigsten Wert $O/J = \text{cm}^2/\text{dem}^3 = 159,1$ auf, während er bei der großen Zweizylindertenderlokomotive nur 96,8 ist und also nur 60,8% dessen der ungünstigsten Maschine beträgt. Die große 84-Lokomotive hat aber den kleinsten Dampfverbrauch (5,63 kg/PSih), und die Verbrauchszahlen nehmen in der Zusammenstellung auch sichtlich mit O/J ab, wenngleich bei der kleinen 71-Lokomotive noch ein zweiter ungünstiger Umstand mitwirkt. Nun könnte wohl der Zylinder der 71 durch Hubverkleinerung und Durchmesservergrößerung thermisch günstiger gestaltet werden: zweifellos ist aber der Hub baulich schlechter in dem Maß veränderlich, wie es beim Durchmesser statt-haft ist; damit gehören dann — und auch das läßt die Zusammenstellung erkennen — günstige kleinere O/J -Werte auch immer absolut größeren Zylindern an. Jedenfalls darf also in dieser Hinsicht der ungünstige Dampfverbrauch der kleinen 71 nicht dem 20 at-Dampf an sich, sondern nur ihrer Kleinheit angelastet werden; größere Maschinen sind günstigere Verbraucher.

Das andere wichtige Verhältnis ist der schädliche Raum in Verbindung mit den Steuerpunkten des Kompressionsendes und der Vor-einströmung. Es ist klar durch die Dampf-diagramme nach der Abb. 16 belegt. Bei den Baureihen 05 und 71 mit den größten schädlichen Räumen bleibt die Endspannung der Kompression weit unter dem Schieberkasten-druck, ja erreicht kaum dessen Hälfte, so daß nun zum Auffüllen des zumal eben großen schädlichen Raumes ein beträchtliches Volumen wertvollen Dampfes der vollen Spannung ge-hört. Gewiß expandiert dieser Dampf nun auch arbeitsleistend mit: es wäre sogar die Gefahr eines zu hohen, also verlustreichen Druckes zu Beginn der Vorausströmung denk-bar. Sie ist nach Anblick der Diagramme noch nicht eingetreten; ebenso sicher ist aber auch, daß die Diagramme der Lokomotiven 41 und 45 mit ihren kleinen schädlichen Räumen einen guten Kompressionsverlauf zeigen und also keinen oder nur geringen Auffülldampf nach-weisen. Auch die anderen Lokomotiven mit den günstigeren Verbrauchszahlen haben ver-hältnismäßig kleine schädliche Räume. Damit ist also die besonders ungünstige Rolle der Lokomotive 71 belegt, aber auch gezeigt, daß der nicht recht befriedigende Dampfverbrauch der großen Stromlinienlokomotive 05 trotz der

20 at nicht verbleiben müßte, sondern sich bei günstigeren schädlichen Räumen und bei einer auch sonst vorteilhaften mäßigen Zylindervergrößerung noch senken ließe.

Das Verhältnis $J:H$, Zylinderinhalt zu Heizfläche, das oft in eingehenderen Lokomotivbeschreibungen mitgenannt wird, ist als für den spezifischen Verbrauch charakteristischer Wert weniger anzusehen, wie die Zusammenstellung zeigt. Kleine Zahlenwerte dieses Verhältnisses kennzeichnen die Maschine als Schnellläufer, und sehr kleine Werte wie 1,23 bei der 05-Lokomotive, also mit verhältnismäßig sehr kleinen Zylindern, deuten nach dem oben Gesagten ebenfalls auf nicht besonders günstige Verbrauchszahlen hin, dagegen weicht das $J:H$ der kleinen 71-Lokomotive von dem thermisch viel besserer Maschinen kaum ab. Übrigens sei noch nachgetragen, daß ein Zylinder mit kleinster Oberfläche bei gegebenem In-halt, wie leicht nachweisbar, der Bedingung $\text{Hub} = \text{Durch-}$

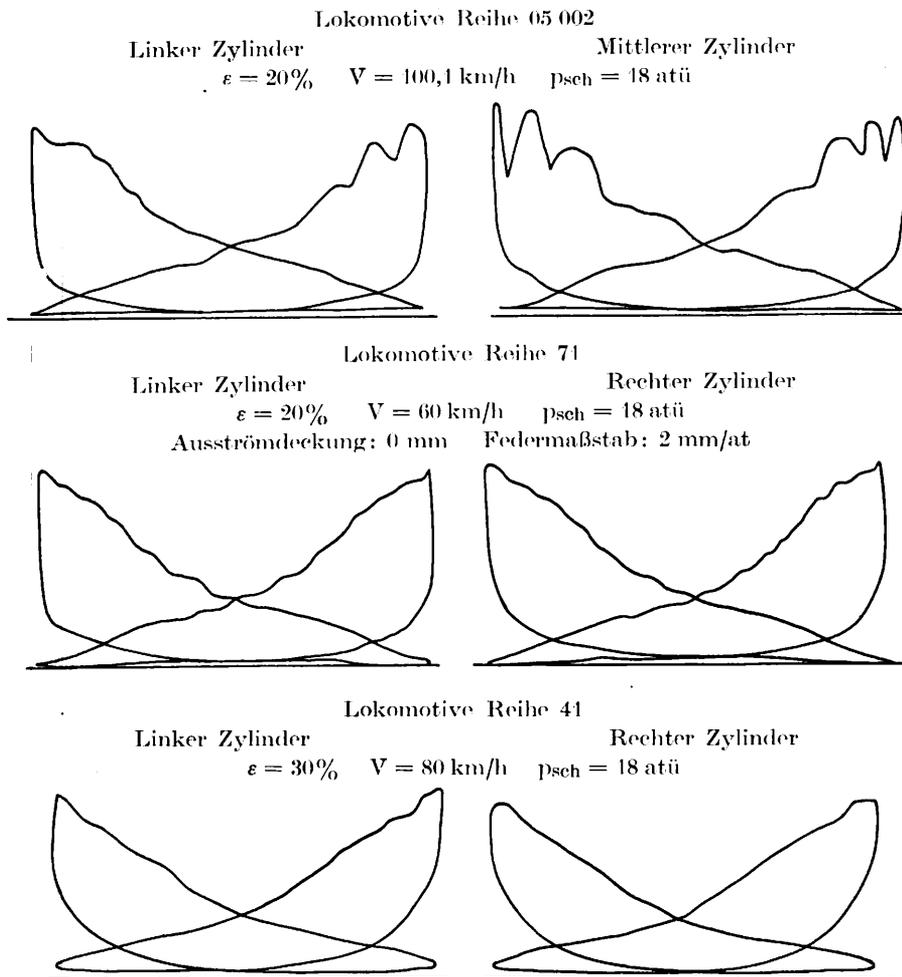


Abb. 16. Dampfdruckschaulinien der Lokomotive 05 (obere Reihe), 71 (mittlere Reihe) und 41 (untere Reihe). Die beiden ersten mit zu kleiner Kompressions-Endspannung, die letzte mit normaler.

kanälen. Diese Oberfläche ist schwer genau auszumessen. Sie ist auch thermisch sicher nicht gleichartig, und deshalb ist als annäherndes Kriterium ihres Einflusses in der Zahlentafel eine idealisierte Zylinderfläche gewählt, die aus dem Zylinder-mantel des Hubraumes und den beiden Deckelflächen zu-sammengesetzt ist. Sie ist kleiner als die wirkliche Fläche, dafür ist aber auch nicht nur der eigentliche Hubraum, sondern auch der schädliche Raum mit Dampf gefüllt. Das Verhältnis der reinen Huboberfläche als sozusagen schädlicher Fläche und des reinen Hubraumes — als maßgebend für die Masse des Arbeitsdampfes je Hub — kann also als genügend genaues Charakteristikum angesehen werden. Wir sind auf die Wichtig-keit dieses Verhältnisses bei der Analysierung der Lokomotiv-reihe 71 gestoßen, weil es hier besonders ungünstig liegt und uns also eine Erklärung unbedingt notwendig erschien. Die Dampfzylinder mit 310 mm Durchmesser bei 660 mm Hub,

messer genügen müßte. Man wäre danach bei kleinen Leistungen und also kleinen Zylinderinhalten zu kurzen, aus anderen Gründen nicht zu verwirklichenden Hüben gezwungen. Auch bei gleichem Abstand Kolbenstange bis Schieberstange bei 20 at, an den man wegen der äußeren Steuerung zunächst denken wird, neigt der kleinere 20 at-Zylinder (gegenüber 14 oder 16 at) zu größeren schädlichen Räumen, so daß die Durchbildung einer thermisch voll befriedigenden 20 at-Maschine nach den hier gewonnenen Erkenntnissen besondere Aufmerksamkeit beim Entwerfen erfordert.

Sieht man von den thermisch nicht mangelreifen Bauweisen 05 und 71 ab, so verbleiben als eigentliche Repräsentanten von 20 at-Lokomotiven die Reihen 41, 45, 61 und 84 beider Spielarten. Von ihnen beträgt der günstigste Dampfverbrauch bei der 61 nur sehr wenig unter 6,0 kg/PSih, bei der zweizylindrigen 41-Lokomotive und der dreizylindrigen 84-Lokomotive 6,1 kg/PSih, also 1,67% mehr als diese „Richtzahl“ bei der dreizylindrigen 45-Lokomotive, der bisher größten Reichsbahn-Dampflokomotive, 5,9 kg/PSih, also um ebensoviel darunter, und um einen größeren Prozentsatz, nämlich

6% darunter — 5,63 kg/PSih — nur bei der zweizylindrigen Tenderlokomotive 84 mit Luttermöller-Achsen. Da indes aus laufdynamischen Gründen wegen ihrer schon sehr schweren Einzeltriebwerke von ihrem Weiterbau abgesehen wurde, sie jedenfalls als freizügige, auch im hochwertigeren Personenzugdienst verwendbare Maschine nicht angesehen werden könnte, so wird man sagen müssen: Mit 6,0 kg/PSih (bei sehr großen Maschinen geringfügig darunter) ist der Bestverbrauchswert für hochüberhitzten Dampf von 20 at bei einfacher Dampfdehnung erreicht.

Wir sind also durch die hier vollzogene Synthese zur Kenntnis eines Grenzwertes gelangt und sehen, daß es zwecklos wäre, bei einfacher Dampfdehnung noch höhere Dampfspannungen aufzusuchen, nachdem schon der Vorsprung vor guten 16 at-Maschinen nur noch bescheiden ist und nach den I-S-Diagrammen auch nur sein können; eine weitere Steigerung der Dampftemperaturen könnte nach den Temperaturangaben der Versuchsberichte gleichfalls nichts mehr bringen, sondern würde nur die Auspufftemperatur zwecklos mit in die Höhe ziehen.

Dieselelektrische Lokomotive von 4400 PS Leistung für die Rumänischen Staatsbahnen.

Hierzu Tafel 16.

Vor kurzem fanden in der Schweiz Probefahrten einer neuen Großdiesellokomotive von 4400 PS Leistung statt, die von der Firma Gebrüder Sulzer, Winterthur, als Generalunternehmerin für die Rumänischen Staatsbahnen geliefert wurde. Diese Firma stellte vor allem die beiden Dieselmotoren von je 2200 PS her, während die Herstellung des mechanischen Teils der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn in Kassel, die des elektrischen Teils der AG. Brown, Boveri & Co. in Baden (Schweiz) oblag. Seitens der Firma Sulzer wurden uns eingehende Unterlagen zur Verfügung gestellt, aus denen wir nachfolgend das Wichtigste wiedergeben. Von besonderem Interesse ist dabei natürlich der Motor und die elektrische Kraftübertragung.

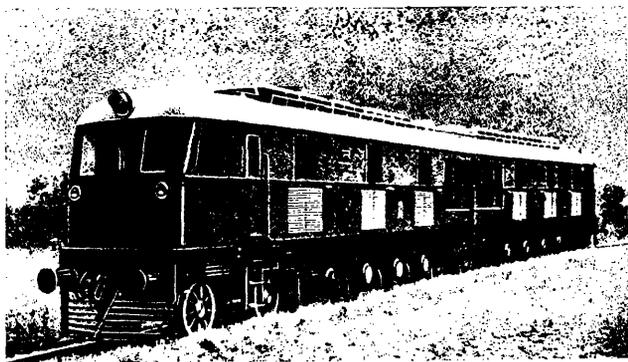


Abb. 1. 4400 PS dieselelektrische Lokomotive für die Rumänische Staatsbahn.

Die Lokomotive ist für den Schnellzugdienst auf der Linie Bukarest — Brasov bestimmt, die auf der Teilstrecke Campina — Brasov ausgesprochen gebirgigen Charakter hat. Die durchschnittliche Steigung auf der 49 km langen Südrampe Campina — Predeal beträgt 13⁰/₁₀₀, auf der 26 km langen Nordrampe Brasov — Predeal 17,5⁰/₁₀₀; auf deren Teilstrecke (10 km) Timisul — de Sus beträgt die Steigung 25⁰/₁₀₀. Die äußerst zahlreichen Krümmungen weisen zum größten Teil Halbmesser von 275 m auf. Auf diesen Strecken soll die Lokomotive einen 600 t schweren Wagenzug befördern. Als Höchstachsdruk waren 20 t vorgeschrieben.

Von den verschiedenen Lösungen für die Zugförderung auf dieser Strecke fiel bei dem Studium der Frage die Wahl auf eine Diesellokomotive, weil diese bei den reichen Erdöl-

vorkommen in Rumänien besondere Wirtschaftlichkeit hinsichtlich der Brennstoffkosten ergab.

Fahrzeugbauart.

Der Aufbau und die hauptsächlichsten Abmessungen der Lokomotive gehen aus Abb. 1, Taf. 16, hervor. Das Aussehen der Lokomotive zeigt Textabb. 1. Die aus dem Programm resultierende Leistung von 4400 PS und die Notwendigkeit, zwecks Erreichung der hohen Zugkräfte acht Triebachsen vorzusehen, führten zwangsmäßig zu einer Aufteilung der Lokomotive in zwei Hälften, die beide vollständig gleich ausgeführt sind und die Achsanordnung 2 D₀ 1 + 2 D₀ 1 erhielten.

Die hauptsächlichsten Daten sind:

Dienstgewicht	230 t
Leergewicht	218 „
Reibungsgewicht (Mindestbetrag)	148 „
Triebachsdruk (größter)	19 „
Laufachsdruk (größter)	13 „
Länge über Puffer	29 300 mm
Fester Radstand	5400 „
Drehgestellradstand	2400 „
Triebraddurchmesser	1350 „
Lauferraddurchmesser	1000 „
Breite des Kastens	3000 „
Größte Höhe über Schienenoberkante	4480 „
Zugkraft am Radumfang für die ganze Lokomotive:	
Höchstwert	36 000 kg
Während einer Stunde, bei einer Geschwindigkeit von 33,5 km/h	24 400 „
Dauernd, bei einer Geschwindigkeit von 48 km/h	17 400 „
Höchstgeschwindigkeit	100 km/h

Der Achsdruk blieb also unter den zugelassenen 20 t. Die Triebachsen haben keine Seitenverschiebbarkeit; um einen einwandfreien Kurvenlauf zu erhalten, wurden lediglich die Spurkränze der zweiten und dritten Triebachse um 15 mm abgedreht. Das Laufdrehgestell hat am Drehzapfen einen größten Ausschlag von 95 mm und das Lenkgestell einen solchen von 70 mm nach beiden Seiten, so daß Weichen von 1:8 bei niedriger Geschwindigkeit noch gut durchfahren werden können. Zur Erzielung eines ruhigen Laufes des Drehgestelles in der Geraden ist eine Schlingerdämpfungsvo-rrichtung

eingebaut worden. Das einachsige Henschel-Lenkgestell, das in seiner Wirkungsweise dem üblichen Bisselgestell entspricht, unterscheidet sich von letzterem lediglich dadurch, daß es keinen wirklichen, sondern einen ideellen Drehpunkt aufweist. Trieb- und Laufachsen haben Isothermos-Achslager der Firma Peyinghaus. Der Hauptrahmen der Lokomotive (Abb. 2), ist als Außenrahmen ausgebildet und vollkommen geschweißt. Die Rahmenhauptbleche haben eine Stärke von 26 mm und die Bleche für die Querverbindungen Stärken von 10, 12 und 15 mm. Die Zug- und Stoßvorrichtung ist gemäß Vorschrift der Rumänischen Staatseisenbahnen nach den Bedingungen der Deutschen Reichsbahn gebaut. Die Puffer sind mit Uerdinger Ringfedern ausgerüstet. Die Kurzkupplung der beiden Lokomotivhälften besteht im wesentlichen aus dem zentralen Zugorgan und seitlichen Stoßpuffern.

Der mittlere Teil des gewölbten und mit großem Radius in die Seitenwand übergehenden Daches ist im Bereiche des Maschinenraumes zum Ausbau des Dieselmotors abnehmbar.

Die Lokomotive ist (außer mit einer Handbremse) mit Druckluftbremsen Bauart Westinghouse, und zwar mit einer selbsttätigen und einer Regulierbremse ausgerüstet. Die Luft

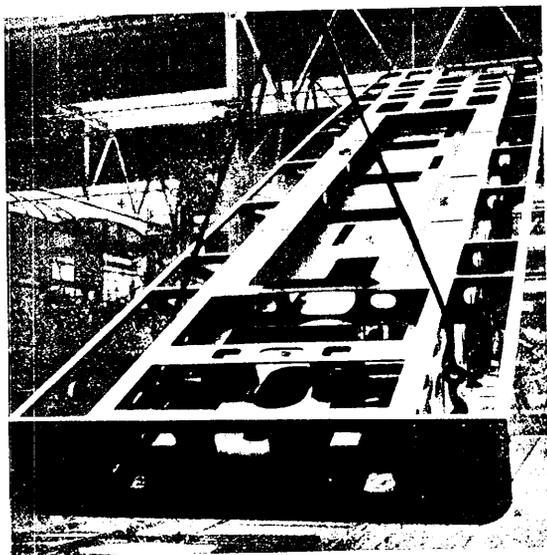


Abb. 2. Lokomotivrahmen.

wird von zwei je 1600 l/min fördernden Motorkompressoren der Maschinenfabrik Oerlikon geliefert. Die selbsttätige Bremse wirkt sowohl auf die Triebachsen als auch auf das Drehgestell; die Regulierbremse nur auf die Triebachsen. Die gesamte Bremskraft auf die Räder erreicht bei der Regulierbremse rund 52% des Triebachsdruckes, bei der selbsttätigen Bremse rund 77% des auf die betreffenden Achsen wirkenden Gewichtes für die Triebräder und rund 60% für die Laufdrehgestelle. Der höchste Druck in den Bremszylindern beträgt bei der automatischen Bremse 3,5 kg/cm² und bei der Regulierbremse 2,5 kg/cm². Eine Schleuderbremse, die mit noch weiter vermindertem Druck gleichzeitig mit den Sandstreuern betätigt wird und nur auf die Triebräder wirkt, verhindert ein Schleudern der Triebräder beim Anfahren.

Für die Schmierstellen des Drehgestelles und der Lenkachse sind besondere, zu Gruppen zusammengefaßte Tropföler innerhalb des Maschinenraumes untergebracht. Zur Verringerung der Spurkranzabnutzung der führenden Räder dient eine selbsttätige Spurkranzschmiervorrichtung Bauart Friedmann.

In jedem Führerstand befindet sich ein Hasler-Geschwindigkeitsmesser, davon ist einer aufzeichnend.

Dieselmotoren mit Zubehör.

Als Kraftquelle dienen zwei in den Winterthurer Werkstätten von Gebrüder Sulzer gebaute Zwölf-Zylinder-

Zweireihenmotoren von je 2200 PS Leistung. Nachstehend folgen die Daten dieser Motoren, die nach dem Viertaktssystem mit direkter Einspritzung des Brennstoffes arbeiten und nach dem Büchi-Verfahren aufgeladen werden:

Zylinderbohrung	310 mm
Kolbenhub	390 „
Stundenleistung eines Motors, bei einer Kurbelwellendrehzahl von 700 Umdr./Min.	2200 PS
Dauerleistung eines Motors, bei einer Kurbelwellendrehzahl von 620 Umdr./Min.	1900 „

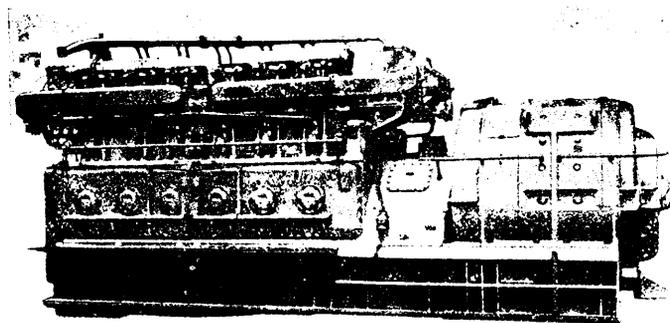


Abb. 3. 2200 PS Dieselmotor mit Generator.

Das hervorstechende Merkmal dieses Motors, dessen Aufbau aus Abb. 3 und 4 hervorgeht, ist die Anordnung zweier

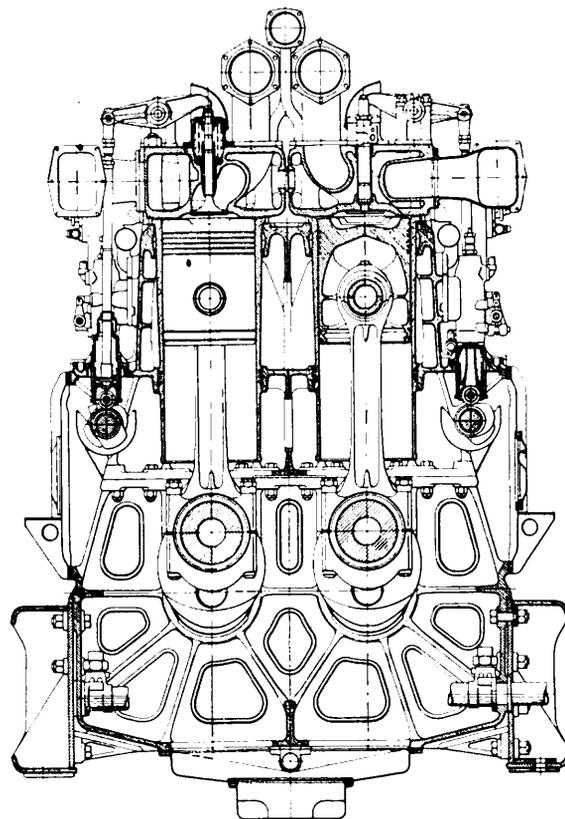


Abb. 4. Dieselmotor, Querschnitt.

Kurbelwellen in einem gemeinsamen Gehäuse mit Antrieb des Generators über ein Zahnradgetriebe. Durch diese Anordnung konnte mit zwei Motoraggregaten ausgekommen werden (dadurch Vereinfachung der Steuerungseinrichtung) und es konnte sowohl an Gewicht wie an Breitenabmessungen gespart werden, auch die Baulänge ist geringer als bei zwei nebeneinander gestellten Gruppen. Ferner gestattet der Antrieb des Generators über ein Zahnradgetriebe, den Diesel-

motor möglichst tief und damit mit guter Zugänglichkeit der Zylinderdeckel anzuordnen, ohne daß der Generator in den Rahmen einschneidet.

Das Stahlguß-Kurbelgehäuse des Dieselmotors (Abb. 5) besteht für beide Zylinderreihen aus einem Stück und trägt in einer Verlängerung auch die Lager für die beiden Primäräder des Getriebes. Wie bei den einreihigen Fahrzeug-Dieselmotoren ist auch bei dem Doppelreihenmotor das Kurbelgehäuse beträchtlich über die Achshöhe hochgezogen. Ein U-förmiges Zugband umfaßt jedes Kurbelwellenlager und überträgt durch geeignete Verbindung mit dem Block die Gasdruckkräfte direkt auf die Lager. Die Kurbelwellenlagerdeckel werden durch am Zugband abgestützte Keile festgehalten. Das Kurbelgehäuse ruht auf einem für Dieselmotor und Generator gemeinsamen, aus zwei unabhängigen Längsträgern bestehenden geschweißten Hilfsrahmen. Der Zylinderblock besteht ebenfalls aus Stahlguß. Je drei Paare gegenüberliegende Zylinder sind zu einem gemeinsamen Gußstück zusammengefaßt und die beiden Teile durch Schweißung verbunden. Jeder Zylinder hat einen eigenen auswechselbaren Einsatz aus Spezialgußeisen, der durch den Zylinderdeckel auf den Block gepreßt wird. Die Zylindereinsätze sind

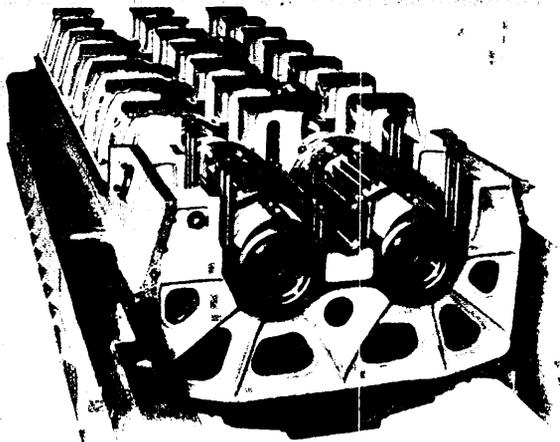


Abb. 5. Kurbelgehäuse.

wassergekühlt. Der ebenfalls für jeden Zylinder besondere und abnehmbare Spezialgußeisen-Zylinderdeckel enthält je ein Einlaß- und Auslaßventil sowie die Einspritzdüse.

Jede Kurbelwelle aus SM-Stahl ruht in sieben Gleitlagern und ist mit der Zahnradwelle starr gekuppelt. Die nach dem Maagverfahren hergestellten Zahnräder sind gehärtet und geschliffen. Auf dem dem Getriebe entgegengesetzten Wellenende befindet sich ein dynamischer Schwingungsdämpfer, der gemäß den vorgenommenen Messungen sämtliche zwischen Höchst- und Mindestdrehzahl gelegenen Resonanzbereiche unschädlich macht. Die Schubstangen aus Chrom-Nickel-Stahl haben I-förmigen Querschnitt. Beide Hälften der unteren Schubstangenlager bestehen aus auswechselbaren Schalen mit Ausguß. Eine Längsbohrung dient zur Zufuhr des Schmieröls zum Kolbenzapfenlager. Die Kolben aus Leichtmetall tragen fünf Dichtungsringe und zwei Ölabstreifer. Der hohle Kolbenzapfen aus Sondereinsatzstahl sitzt zylindrisch im Kolben fest und wird durch einen gesicherten Keil gehalten. Im Schubstangenkopf ist der Kolbenzapfen in einer einteiligen Bronzebüchse gelagert.

Die beiden Steuerwellen ruhen in sieben am Zylinderblock befestigten, zweiteiligen Bronzelagern. Die Steuerwellen tragen die fest verkeilten Nocken für die Einlaß- und Auspuffventile, sowie die auf Grund der Versuchsergebnisse verbohrt Nocken

für die Brennstoffpumpen, welche letztere unmittelbar an den zugehörigen Zylindern angeordnet sind. Der Antrieb der Steuerwelle und des Regulators erfolgt von der Sekundärwelle des Getriebes aus.

Das Brennstoffreguliergestänge ist für je sechs von derselben Aufladegruppe gespeiste Zylinder zu einem kraftschlüssigen System zusammengefaßt. Auf dieses System wirkt von der einen Seite über ein Federglied der Fliehkraftregler, von der anderen über einen Anschlag eine vom Aufladedruck gesteuerte Vorrichtung. Solange der Aufladedruck den für die gerade herrschende Belastung zulässigen Wert nicht unterschritten hat, gibt die Aufladeschutzvorrichtung den Anschlag frei und es wird die durch die vorhandene Reglerfeder Spannung eingestellte Drehzahl vom Regler durch Brennstoffregelung konstant gehalten. Sinkt aber der Aufladedruck infolge irgendeiner Störung, so bewirkt die erwähnte, vom Aufladedruck abhängige Vorrichtung eine Verminderung der eingespritzten Brennstoffmenge bei der von dem entsprechenden Aufladepressur gespeisten Zylindergruppe. Das Federglied zwischen Regler und Brennstoffreglergestänge gibt dann nach und der Regler wirkt daher nur noch auf die Brennstoffpumpen der von dieser Aufladeschutzvorrichtung nicht beeinflussten Zylindergruppe. Mit Hilfe einer elektrisch gesteuerten Vorrichtung kann die Drehzahl auf die weiter unten genannten Bereiche eingestellt werden. Die Fliehkraftgewichte des Reglers arbeiten über einen Öldruck-Servomotor auf die Brennstoffregelung. Bei Ausfall des Öldrucks wird die Brennstoffregelung durch eine Feder auf Stellung 0 zurückgeführt. Weitere Sicherungen bezwecken eine Beschränkung der Brennstoffmenge beim Anlassen und das rasche Abstellen des Motors.

Jedem Dieselmotor wird die Verbrennungsluft durch zwei BBC-Aufladegruppen zugeführt. Die beiden Gruppen sind auf besonderen Stützen über dem Getriebe, bzw. auf der Seite des Schwingungsdämpfers angeordnet und versorgen die benachbarten drei Zylinder jeder Reihe mit Verbrennungsluft. Von diesen Zylindern werden umgekehrt die Abgase an die entsprechende Turbine abgegeben. Gebläse- und Turbinenlaufräder jeder Gruppe sitzen auf der gleichen an beiden Enden auf Wälzlager abgestützten Welle. Das eine dieser Lager kann sich in axialer Richtung verschieben, um Wärmedehnungsspannungen zu verhindern. Die Lieferung des Schmieröls für die Lager besorgt eine vom gebläseseitigen Ende der Welle direkt angetriebene Schraubenpumpe. Das Gehäuse und der Ansaugstutzen der Gebläse bestehen zwecks Gewichtsverminderung aus Leichtmetall. Vor dem Ansaugstutzen ist ein am Dach der Lokomotive befestigter Ansaugkasten mit Luftfiltern vorgesehen, der mit ersterem durch einen Lederbalg verbunden ist. Das Gehäuse der Turbine besteht aus Spezialgußeisen und ist wassergekühlt. Das benötigte Kühlwasser wird aus dem Kühlmantel des Zylinderblockes entnommen. Es gelangt nach Durchströmen des Gehäuses in die Sammelleitung, die das heiße Wasser aus den Zylinderdeckeln des Motors abführt; die Turbinenkühlung ist somit im Nebenschluß zum Kühlsystem des Dieselmotors geschaltet. — Von dem mit dem Eintrittsstutzen aus einem Stück gegossenen Austrittsstutzen gelangen die Abgase durch einen kurzen Abzug ins Freie.

Zur Arbeitsweise der Aufladegruppen ist zu bemerken, daß das Gebläse nicht nur die zur Verbrennung nötige Luft liefert, sondern noch einen weiteren Anteil, welcher die Spülung und Kühlung der Zylinder nach Beendigung des Auspuffhubes besorgt. Zu diesem Zweck überdecken sich die Öffnungszeiten von Einlaß- und Auspuffventil, so daß während einer gewissen Zeit beide Ventile offen sind.

Neben dem Aufladeschutz ist der Dieselmotor noch zur Sicherheit mit Öl- und Wasserdruck-Kontaktgebern im Stromkreis des elektropneumatischen Abstellventils versehen, die den Dieselmotor stillsetzen, sobald Kühlwasser- oder Schmieröl-

druck unter einen bestimmten Wert sinken. Im gleichen Stromkreis befinden sich zwei Schalter, die den Stromkreis unterbrechen, wenn die Temperatur des Kühlwassers oder Schmieröls einen zulässigen Höchstwert überschreitet.

Den Schmierölkreislauf besorgen zwei von der Kurbelwelle aus über ein Zahnrad angetriebene Zahnradpumpen über Filter, umlaufende Separatoren und Kühler. Alle Servomotor-Druckölsysteme (Regler, Aufladeschutz, Feldregler) sind an den Kühlkreis angeschlossen.

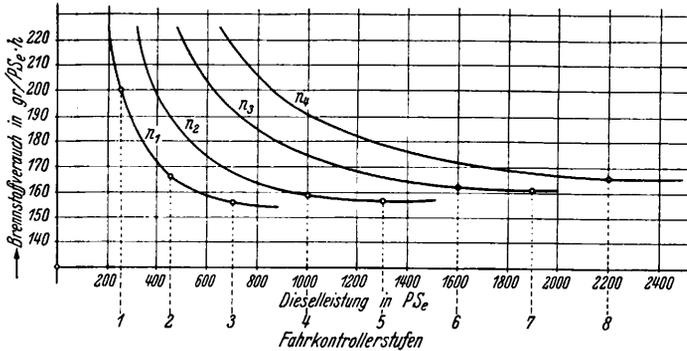


Abb. 6. Brennstoffverbrauchskurven.

Die Brennstoffverbrauchsmessungen wurden bei vier Drehzahlen, von Teillast bis Überlast, durchgeführt. Das Ergebnis ist in Abb. 6 dargestellt. Auf diesem Diagramm sind auch die den einzelnen Fahrkontrollerstellungen entsprechenden Belastungspunkte eingezeichnet.

Elektrische Ausrüstung.

Anordnung.

Der Hauptgenerator, der die vier Triebmotoren jeder Lokomotivhälfte speist, ist mit dem Getriebe starr gekuppelt. Der Hilfsgeneratoranker ist konisch auf den Rotorkörper des Hauptgenerators aufgezogen. Eine sehr geringe Baulänge des Generators wurde dadurch erzielt, daß der Kollektor des Hauptgenerators auf die Kupplungsseite verlegt wurde, so daß der Hilfsgeneratoranker ziemlich weit unter die Wicklungsköpfe des Hauptgeneratorrotors hineingeschoben werden konnte. Ein unmittelbar bei der Kupplung am Rotorkörper befestigter Ventilator saugt die Luft durch den Hilfsgenerator und Hauptgenerator an und bläst sie durch eine Verschaltung unter dem Laufboden der Lokomotive ins Freie aus. Diese Ventilatoranordnung hat, abgesehen von der Platzersparnis, den großen Vorteil, daß der Kohlenstaub vom Kollektor abgesaugt und ins Freie geblasen wird. Der Rotor der Generatorgruppe ist einerseits auf ein außerhalb des Hilfsgenerators befindliches Rollenlager, andererseits auf das benachbarte Ritzzellager abgestützt.

Die Lokomotiv-Motoren sind starr am Rahmen der Lokomotive aufgehängt und treiben die Triebräder über ein Zahnradvorgelege, eine im Motorgehäuse gelagerte Hohlwelle und beidseitige Federtopfkupplungen an. Die auf dem Stern der Stahlgußhohlwelle aufgezogenen Chrom-Nickel-Stahl-Zahnkränze sind auswechselbar. Die Lüftung der Triebmotoren erfolgt durch eine im Maschinenraum aufgestellte Ventilatorgruppe.

Während bei dieser Lokomotive die Generatoren und Triebmotoren aus Stahlguß hergestellt sind, wurde für die Hilfsmotoren in weitgehendem Maß elektrische Schweißung angewendet, um gegenüber den Regeltypen für ortsfeste Anlagen Gewichtersparnisse zu erzielen. Zur Vereinfachung der Unterhaltung sind bei den elektrischen Maschinen Gleitlager durchweg vermieden und durch Rollen- und Kugellager ersetzt.

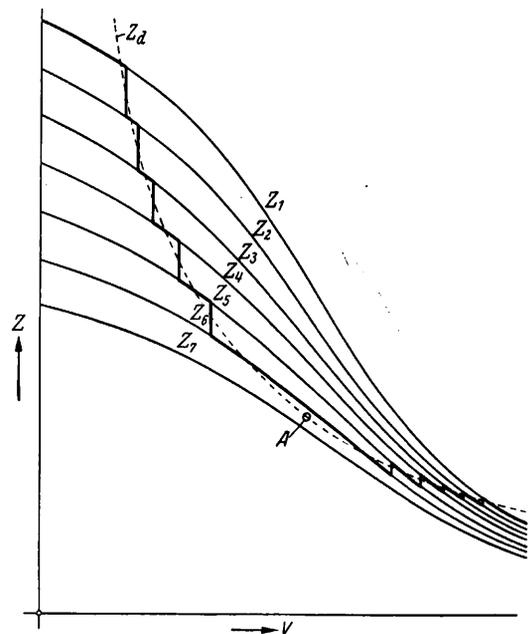
Die von der Akkumulatorenfabrik Jungner gelieferte Anlaßbatterie ist in zwei Hälften an den beiden Enden der Lokomotive in besonderen Räumen untergebracht.

Die Anordnung der Apparate erfolgt grundsätzlich in vier Gruppen: Die zur Steuerung der Lokomotive dienenden Apparate und Meßinstrumente sind in und auf dem Führertisch untergebracht; die unmittelbar an die Batterie angeschlossenen Apparate (Hauptschalter, Sicherung und Shunt), sowie einige Hilfsapparate befinden sich innerhalb des Führertisches unmittelbar neben der Türe auf der linken Seite; die Apparate der Hauptstromkreise sind auf einem gemeinsamen Gerüst neben dem Brennstofftank untergebracht; die Hilfsstromapparate schließlich sowie die restlichen Meßinstrumente nimmt ein Gestell an der Vorderseite des Brennstofftanks auf.

Wirkungsweise

(vergl. hierzu das Schaltbild Abb. 2, Taf. 16, und die Zugkraftkurven Textabb. 7).

Anlaßstromkreise. Schon im Stillstand beider Dieselmotoren sind die Schützen 9 geschlossen und schalten die



$Z_1 - Z_7$ = Zugkraftkurven für die einzelnen Feldreglerstellungen.
 Z_d = Zugkraftkurve für konstante Dieselleistung.

A = Punkt, bei dem der Feldregler bei Vollast des Dieselmotors theoretisch den gesamten Widerstand eingeschaltet hat.

Abb. 7. Zugkraftkurven für verschiedene Feldreglerstellungen.

positiven Pole der Batterien 7 parallel. Die negativen Pole sind ständig verbunden. Indem nun abwechselungsweise die Anlaßschützen 8 der beiden Lokomotivhälften eingeschaltet werden, schließt sich der Stromkreis von den parallel geschalteten Batterien 7 über die Generatoranker und die Reihenschlußfelder c. Der Generator läuft dann als Reihenschlußmotor und treibt den Dieselmotor an bis dieser auf Zünddrehzahl kommt.

Motorstromkreise. Die Hauptgeneratoren 2 speisen die Motoren 6 über Höchststromrelais 3, Triebmotorschützen 4 und Wendeschalter 5.

Hilfsbetriebsstromkreise. Die Hilfsmaschinen sind z. T. unmittelbar an die Batterie angeschlossen, können also auch bei Stillstand des Dieselmotors betrieben werden. z. T. sind sie auf der Hilfsgeneratorseite des Ladeapparates abgezweigt, laufen also gleichzeitig mit dem Dieselmotor. Am Hilfsgenerator angeschlossen sind u. a. die Ventilatorgruppen für die Triebmotoren und für die Kühler. Die Motoren für die Trieb-

motor- und Kühlerventilatoren sind im Winter und auf den ersten Kontrollerstufen auch im Sommer mittels der Schützen 22 in Reihe, bei den oberen Kontrollerstufen im Sommer mit Hilfe der Schützen 21 parallel geschaltet. Auch die Führerstandsheizung 24 ist an den Hilfsgenerator angeschlossen. Auf der Batterieseite des Ladeapparates sind u. a. abgezweigt: die Spannungsumformergruppe, die Kühlwasserpumpengruppen und der Bremskompressor.

Erregerstromkreise. Das Feld des Hauptgenerators entsteht aus dem Zusammenwirken von drei Erregerwicklungen: einer unregulierten Nebenschlußwicklung a, einer regulierten, vom Hilfsgenerator gespeisten Fremderregerwicklung b und einer vom Ankerstrom durchflossenen Gegenverbundwicklung c. Die einzelnen Wicklungen sind so aufeinander abgestimmt, daß bei Ausschaltung der Fremderregung die Spannung auf 0 zusammensinkt und daß bei voller Fremderregung im Stillstand des Fahrzeuges gerade die höchste zulässige Zugkraft am Radumfang entsteht: im weiteren, daß diese Zugkraft mit wachsender Geschwindigkeit anfänglich nur schwach, später stark abfällt. Textabb. 7 zeigt den grundsätzlichen Verlauf einiger Zugkraftkurven Z_1-Z_7 in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für konstante Fremderregung: gestrichelt ist in diesem Diagramm die Zugkraft Z_d entsprechend konstanter Dieselleistung eingetragen. Aus dem Diagramm geht hervor, daß in einem gewissen Geschwindigkeitsbereich annähernd unveränderte Leistung lediglich durch die Wirkung der drei Generatorfeldwicklungen entsteht. Wenn aber die Leistung von der Geschwindigkeit an, bei der mit der Höchstzugkraft die Normalleistung des Dieselmotors erreicht wird, bis annähernd zur Höchstgeschwindigkeit gleich bleiben soll, so ist eine Regelung der Erregung notwendig. Die Regelung hat so zu erfolgen, daß sie der im Schaubild dick ausgezogenen Zickzackkurve folgt. Auf der rumänischen Lokomotive übernimmt der Reglerwiderstand 13 diese Funktion, und zwar auf folgende Weise:

Angenommen, der Dieselmotor laufe nach beendigter Beschleunigung des Zuges mit Vollast, so daß der Zeiger des Dieselreglers 1a die in der Abb. 2, Taf. 16, gezeichnete Lage einnimmt. Bei der gezeichneten Stellung der Drehmomentmagnete 15a und 15b befindet sich der Schieber b des Öldruckservomotors 14 in der Abschlußlage. Der Kolben 14a ist somit in Ruhe und der eingeschaltete Teil des Widerstandes 13 ändert sich nicht. Erhöht sich nun der Fahrwiderstand, beispielsweise infolge Einfahren des Zuges in eine Steigung, so genügt die Zugkraft nicht mehr, um die Geschwindigkeit zu halten. Der Zug verzögert sich somit und die Zugkraft verläuft entlang einer der Linien Z_1-Z_7 . War der ursprüngliche Betriebspunkt rechts von Punkt A, so tritt nun eine Überlastung des Dieselmotors ein und der Zeiger 1a bewegt sich gegen 10. Wir verfolgen nun die weiteren Vorgänge auf dem Schaubild der Lokomotivhälfte 1. Durch die erwähnte Drehung des Reglerzeigers geht der Schieber 14b nach rechts und läßt Drucköl in den Raum rechts des Drehkolbens 14a eintreten. Dieser dreht sich nach links und der daran befestigte Regulierschalter schaltet einen Teil des Widerstandes 13 ein, so daß auf eine weiter unten liegende Z-Kurve des Schaubildes übergegangen wird. Das Spiel des Servomotors 14 ist erst dann beendet, wenn eine Z-Kurve erreicht ist, die bei der gerade auftretenden Geschwindigkeit die Z_d -Linie schneidet, d. h. wenn wieder Vollast herrscht. Bei Minderbelastung verläuft der Vorgang umgekehrt.

Natürlich ist es im praktischen Betrieb nicht nötig und auch nicht erwünscht, daß immer mit Vollast gefahren wird. Die Hauptwalze des Kontrollers hat deshalb außer der Vollaststellung noch eine Anzahl Fahrstufen für verminderte Leistung. Die Leistungsregelung erfolgt einerseits durch Einstellen der

Drehzahl des Dieselmotors auf verschiedene, konstant gehaltene Werte, andererseits aber auch durch Verstellung des Drehpunktes des Hebels 16 mit Hilfe der Magnete 15a und 15b. Schließlich sind auch noch einige Fahrstufen (1—4) vorhanden, bei denen im Stromkreis des Feldes b des Hauptgenerators (2) Widerstände eingeschaltet sind, um eine gleichmäßige Abstufung der Anfahrzugkraft im Stillstand der Lokomotive zu erreichen.

In der gezeichneten Stellung hat der Magnet 15b seinen Anker entgegen der Wirkung der Zugfeder angezogen und den untersten Drehpunkt des Hebels 16 in seine linke Endlage gedrückt. Bei dieser Lage des Drehpunktes entspricht der Abschlußstellung des Schiebers 14b die höchste, vom Dieselregler 1a eingestellte Brennstoffmenge. Wird statt des Magneten 15b der Magnet 15a erregt, so geht der unterste Drehpunkt des Hebels 16 etwas nach rechts. Da der mittlere Drehpunkt in der Gleichgewichtslage an der gleichen Stelle bleibt, muß der Regler somit eine kleinere Brennstoffmenge einstellen. Noch kleiner wird die Brennstoffmenge, wenn keiner der Magnete mehr erregt ist, indem dann der unterste Drehpunkt des Hebels 16 in seine äußerste Lage rechts geht, wodurch der Regler die kleinste Belastung konstant hält.

Sowohl die Ventile zur Einstellung der Drehzahl als auch die Drehmomentmagnete werden von der Hauptwalze a des Kontrollers 17 gesteuert.

Der Feldregler 13/14 wird aber nicht nur durch Änderungen des Fahrwiderstandes oder durch Einstellen der Leistung seitens des Lokomotivführers beeinflußt, sondern tritt auch in Tätigkeit, wenn die vom Hilfsgenerator gespeisten Hilfsbetriebe (z. B. Bremskompressor) ihre Belastung ändern, ebenso wirkt er auf die Änderungen in der Wicklungstemperatur des Generators, auf Leistungsabfall des Dieselmotors infolge schlechter Verbrennung und bei ungenügendem Aufladedruck. Die gesamte Regelung des Fahrzeuges geht also über den Dieselregler. Er hält einerseits mittels Brennstoffregelung bei veränderter Belastung die Dieselmotordrehzahl gleichbleibend, andererseits mit Hilfe der Erregerregelung innerhalb eines bestimmten Geschwindigkeitsbereiches die vom Lokomotivführer eingestellte Leistung.

Steuerstromkreise. Aus dem Schaltchema sind auch noch die hauptsächlichsten Steuerstromkreise zu entnehmen. Bemerkenswert sei hier nur, daß die Schaltung für das Anlassen der Dieselmotoren von der Walze c des Kontrollers 17 so eingerichtet ist, daß der Motor nur von der Batterie (nicht von dem etwa bereits im Gang befindlichen Hilfsgenerator aus) angelassen werden kann und daß beide Motoren nur nacheinander in Gang gesetzt werden können.

Von der Hauptwalze aus werden mit Hilfe der Leitungen 6 und 7 die Triebmotorschützen 4 und Erregerschützen 12 eingeschaltet. Die von der gleichen Walze gesteuerten Leitungen 1, 2 und 3 dienen einerseits zur Betätigung der Drehzahlregulerventile am Dieselmotor, andererseits zur Betätigung eines Kontaktapparates 11, der die Vorschaltwiderstände im Feld des Hilfsgenerators derart verstellt, daß die Spannung bei allen Drehzahlen ungefähr gleich bleibt. Die Leitungen 4 und 5 schließlich dienen zur Steuerung der Drehmomentmagnete 15a und 15b.

Für die Sicherheitssteuerung der Lokomotive wurde das von den Schweizerischen Bundesbahnen für elektrische Fahrzeuge normalisierte System übernommen.

Die vorstehend beschriebene Diesellokomotive gehört zu den stärksten bisher gebauten Diesellokomotiven der Welt und die Einheitsleistung ihrer Motoren wird von keiner anderen Maschine übertroffen.

Rundschau.

Bahnhöfe nebst Ausstattung; Lokomotivbehandlungsanlagen. Neuzeitliche Lokomotivbehandlungsanlagen in England.

Eine eingehende Wirtschaftlichkeitsuntersuchung in den Betriebswerken der London Midland und Schottland Eisenbahngesell-

schaft hat ergeben, daß durch die Errichtung mechanischer Bekohlungsanlagen beträchtliche Ersparnisse erzielt werden können. Die dafür erforderlichen Summen können niedrig gehalten werden,

wenn das Fassungsvermögen der dazu gehörenden Bunker so groß bemessen wird, daß ihr Kohlenvorrat nur für einen Tag ausreicht.

Für kleinere Betriebswerke, bei denen die Bekohlungsanlage nur wenige Lokomotiven zu bedienen hat und daher die Kohlenmenge klein ist, wurde eine einfache Bekohlungsanlage entwickelt. Sie besteht nur aus einem elektrisch angetriebenen Hubwerk, das einen kleinen Kohlenbehälter anhebt, über die seitlich stehende Lokomotive führt und dort selbsttätig kippt. Der Kohlenbehälter wird von Hand aus den beladenen Kohlenwagen gefüllt.

Für größere Betriebswerke wurden zwei Ausführungen entwickelt, die aus Eisenbeton errichtet werden. Diese neuzeitlichen Bekohlungsanlagen besitzen einen Selbstschreiber, der dem Lokomotivführer oder dem Heizer gestattet, die Lokomotive selbst zu bekohlen, wobei gleichzeitig die Kohlenmenge selbsttätig gewogen und aufgezeichnet wird. Nachdem der Führer seine Lokomotive passend unter die Bekohlungsanlage gestellt hat, muß er lediglich auf diesem Apparat die Nummer der Lokomotive einstellen und dann die Ausgabevorrichtung in Tätigkeit setzen.

Die größere Bauart dieser Bekohlungsanlagen besitzt einen Wagenkipper, einen Hubbehälter für Kohle und einen Hochbunker von 300 t Fassungsvermögen, der in zwei gleiche Taschen eingeteilt ist. Die Lokomotive steht bei der Bekohlung unter der Anlage.

Der beladene Kohlenwagen wird mit einem Spill auf die Bühne des Wagenkippers gezogen und dort gesichert. Die Kohlen werden zur Staubverhütung gut genäßt, sodann wird der ganze Wagen durch den Wagenkipper um seine Längsachse geschwenkt und in den Hilfsbehälter entleert. Dieser Hilfsbehälter wird dann vom Hubwerk gehoben und waagrecht über die Bunker gezogen. Er öffnet sich selbsttätig über der gewünschten Bunkertasche. Aus den Bunkertaschen gelangt die Kohle über eine elektrisch angetriebene Schüttelrutsche und über Verteilungsrutschen auf die Tender. Es sind zwei Bekohlungsgleise vorhanden.

Bei der zweiten Ausführung wird der beladene Kohlenwagen selbst gehoben und in einen Hochbunker mit zwei Taschen von je 75 t Fassungsvermögen entleert*). Die Wagen werden ebenfalls mit einem Spill auf die Bühne des Aufzugs gezogen und nach dem

*) Vergl. den Bericht über eine ähnliche Anlage der London Nordostbahn. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, S. 103.

Anheben mit Hilfe einer umschaltbaren Klappe entweder in die eine oder die andere Tasche des Bunkers entleert. Aus dem Bunker wird die Kohle wie oben durch Schüttelrutschen auf die Lokomotiven befördert. Das Hubwerk für den Aufzug ist über den Bunkertaschen angeordnet. Hier befindet sich auch die gesamte elektrische Anlage.

Besonders bemerkenswert ist die Bekohlungsanlage im Betriebswerk Camden bei Euston, weil hier sehr wenig Platz vorhanden war. Die Bekohlungsanlage entspricht der oben beschriebenen größeren Ausführung und besitzt einen Bunker von 300 t Inhalt und einen Wagenkipper. Wegen des geringen Raumes konnte nur ein Gleis unter der Bekohlungsanlage hindurchgeführt werden. Um aber dennoch zwei Lokomotiven gleichzeitig bekohlen zu können, sind zwei Stände auf diesem Gleis hintereinander angeordnet, zu denen die Bunkertaschen auseinander gezogen sind. Von der Seite gesehen, erhält dadurch die ganze Anlage die Form eines auf dem Kopf stehenden „Y“.

Auch die Entschlackungsanlage des Betriebswerkes Camden ist neuartig ausgeführt. Sie besitzt einen Eisenbetonhochbunker für die Schlacken, der auf vier Füßen über einem der vorhandenen zwei Entschlackungsgleise steht. Unter diesem Hochbehälter für Schlacken ist eine V-förmige Grube angeordnet in der Weise, daß die beiden Spitzen dieses „V“ unter den Entschlackungsgleisen liegen. Zwischen den Schienen dieser Entschlackungsgleise laufen in Gruben Schlackenwagen, in die die Schlacken vom Kipprost aus hineinfallen. Für Lokomotiven ohne Kipprost laufen Schlackenwagen auf kleinen Hilfsgleisen neben den eigentlichen Entschlackungsgleisen. Die Schlackenwagen werden in die Grube durch Kippen entleert, wobei die Schlacken durch Gitter hindurch auf Rutschen fallen. Von hier aus können sie weiter in einen Kübel fallen, der mit einem Hubwerk über den Hochbunker gehoben und dort gekippt werden kann. Wenn der Schlackenkübel gefüllt ist, schaltet eine von seinem Gewicht beeinflusste Vorrichtung das Hubwerk selbsttätig ein, so daß die Beschickung des Schlackenhochbehälters keinerlei Bedienung erfordert. Nach der Entleerung des Kübels wird er ebenso selbsttätig wieder in seine Stellung am Grunde des Schlackensumpfes befördert.

K-dei.

Rly. Gaz. 1937.

Lokomotiven und Wagen.

Die neuen Schnelltriebwagen der vormaligen Österreichischen Bundesbahnen.

Von den 16 neuen Schnelltriebwagen der Österreichischen Bundesbahnen sind zwei Oberleitungstriebwagen 15 kV 16 $\frac{2}{3}$ Hz seit Anfang 1936 auf der Tauernbahn und auf der Strecke Bad Gastein—Zell am See in Betrieb. Diese Wagen haben die z. Z. übliche Bauart der Achsfolge Bo'2' mit folgenden Hauptdaten:

Länge über Puffer/Drehzapfenabstand	23520/15960 mm
Wagengewicht leer/besetzt	48/55 t
Transformatorleistung mit Hilfsbetrieb und Heizung	560/400 kVA Std./dauernd
Motorleistung bei 60 km/h bzw. 100 km/h	2 × 200/165 kW Std./ „

Drehgestelle und Hauptrahmen sind elektrisch geschweißt, der Kasten ist z. T. genietet. Die Achsen aus Cr-Ni-Stahl laufen in Gleitlagern. Der Fahrgastraum bietet 80 Sitzplätze mit allen neuesten Raumausstattungen.

Vom Gesamtgewicht der elektrischen Ausrüstung von 14 t treffen rund 4 t auf den untenliegenden Transformator; das Öl wird in natürlichem Umlauf durch den Fahrwind gekühlt. Ein Nockenwerk mit Servomotor steuert die zwei parallelgeschalteten acht-poligen Tatzlagermotoren des Triebgestells, die je 2100 kg wiegen und eigenbelüftet sind. Die unerschöpfliche Hardybremse ist eine Neukonstruktion für abstufbares Bremsen und Lösen und hat sich bewährt. Die Höchstgeschwindigkeit von 100 km/Std. wird bei Anfahrt in der Waagerechten in knapp einer Minute erreicht. Dieses große Beschleunigungsvermögen erlaubt in Verbindung mit der guten Bremse auch auf den kurvenreichen Bergstrecken Reisegeschwindigkeiten von 75 bis 85 km/Std.

Dringender war jedoch das Bedürfnis nach Triebwagen auf den dampfbetriebenen Strecken Wien—Budapest—Graz—Villach und in Oberösterreich. Dort laufen deshalb seit 1934 im ganzen 14 dieselelektrische Wagen neuester Bauart. Diese sind auf Grund der Erfahrungen mit den 1932 beschafften 160 PS-Wagen verhältnismäßig schwer gebaut und damit in der Anschaffung teuer. Ihre Hauptkennwerte sind:

Länge über Puffer/Drehzapfenabstand	22440/15500 mm
Wagengewicht leer/besetzt	48,5/57,7 t
Gesamte eingebaute Dieselleistung	2 × 210 PS
Fahrmotorenleistung (Höchstzahl 2700)	2 × 108 kW

In Platzangebot, Raumausrüstung und Bremse gleichen die Wagen den oben beschriebenen Oberleitungstriebwagen. Nur die Heizung wird mit Dampf aus einem ölgefeuerten Kessel für 150 kg-Dampf/Std. von 4 atü betrieben, was wegen anzuhängender Kurswagen nicht anders möglich war. Die Achsen sind nach der Folge (1 A) (A 1) angeordnet, d. h. die beiden Drehgestelle gleichen sich völlig und vereinigen je ein Diesellagregat und den zugehörigen Fahrmotor. Die Dieselmotoren haben acht Zylinder in V-Anordnung, arbeiten nach dem Vorkammersystem mit der Nenndrehzahl 1350 Umdr./Min. und besitzen Leichtmetallkolben und auswechselbare gußeiserne Laufbüchsen. Bohrung und Hub betragen 150 bzw. 190 mm, die Vorräte an Brennstoff und Kühlwasser je 250 und 200 l. Sie verbrauchen bei Voll/Halblast je 180/210 g Gasöl und 5 g Schmieröl je PS-Std.

Die elektrische Übertragung erfolgt nach dem in Österreich entwickelten Gebussystem, also mit schwachgesättigtem Nebenschlußgenerator und Änderung der Dieseldrehzahl. Dabei sind fünf Geschwindigkeitsstufen, vier Drehzahlen zwischen 800 und 1350 je Minute und eine Erregungsverstärkung, möglich. Die Drückung, d. h. das stärkere Einbuchten der Leistungshyperbel des gesamten Aggregats gegenüber der Kennlinie des Generators

allein, beträgt im Hauptarbeitsgebiet 8%. Die Anwurf-batterie speichert 240 Ah bei fünfstündiger Entladung. Für die Motoren mußte wegen der schweren Berganfahrten und der notwendigen Stillstandskühlung Fremdlüftung mit im ganzen 8 kW Motorenleistung vorgesehen werden. Bei Ausfall eines Dieselmotors können beide Fahrmotoren in Reihe geschaltet werden, was volle Zugkräfte, allerdings bei halber Fahrgeschwindigkeit verbürgt. Die Bremsluftpresser hängen an den Steuerwellen der Dieselmotoren.

Diese Wagen, zwei Probeausführungen und zwölf geringfügig verbesserte, bedienen den Schnellverkehr zwischen den oben genannten Städten zur vollen Zufriedenheit. Sie haben nach den Berichten auch dem Kraftwagenwettbewerb wieder Leistungen abgerungen und damit den Personenverkehr wieder einträglich gestaltet.

(Elektr. Bahnen, Nov. 1937.)

Sch-1.

Dampfzerzeuger für die turboelektrischen Lokomotiven der Union-Pacific-Bahn.

Seit einigen Jahren arbeiten die General-Electric-Co. und die Babcock-Wilcox-Co. zusammen, um eine turboelektrische Lokomotive herauszubringen. Die Entwicklung des Dampfzerzeugers — des neuartigen Teiles der maschinellen Ausrüstung — ist jetzt so weit gediehen, daß zwei Erzeuger zu je 2500 PS versuchsweise in eine 5000 PS-Lokomotive eingebaut werden. Die Bezeichnung „Steamotive“ für einen solchen vollständigen Erzeugersatz wäre etwa mit Dampftrieb zu verdeutschen.

Die Grundgedanken der Ausführung waren folgende: Hoher Druck und hohe Temperatur, geringstes Gewicht je Kilogramm Dampf-ausbeute, weiter Regelbereich und raschestes Ansprechen auf große Lastschwankungen, Verarbeitung aller einschlägigen Brennstoffe (Heizöle), Einbeziehung der vollständigen Hilfsmaschinen und Steuerungen, einfachster Aufbau und Zerlegbarkeit in transportrechte Einzelteile. Nachdem das Zusammenwirken der Teile schon 1934 an einem ortsfesten Satz für 9,5 t Dampf je Stunde bei 21,5 atü erprobt war, wurden die zwei Lokomotivsätze je wie folgt bemessen:

Zugeordnete Maschinenleistung	2500 PS
Dampfleistung	18 t/Std.
Druck und Temperatur	21,5 atü und 480° C
Regelbereich	10:1

Die so ausgerüsteten 5000 PS-Lokomotiven werden Züge von 1000 bis 1050 t mit 160 km/Std. in der Geraden auf der Strecke Los Angeles—Omaha befördern.

Der oben erwähnte kleinere ortsfeste Versuchskessel besitzt einen Feuerraum von 2,5 m³. Der Wasser-Dampf-Kreislauf durchströmt fünf parallele Zweige mit je 9,75 m Rohrlänge, die sich im Verhältnis 4:2:1 auf Wand-, Boden- und Deckenrohre verteilen. Die mittelbaren und unmittelbaren Heizflächen für Feuerraum, Überhitzer, Vorwärmer und Lufterhitzer betragen rund 20,5:14:25:52 m². Die Verbrennungsluft wird den Öldüsen vom Luftpresse her mit ziemlich hohem Druck zugeführt, ein Saugzug besteht nicht. Dem Dampfsammler strömen immer 10% Naßdampf über den Verbrauch hinaus zu, die sich dann als Prallwasser durch einen Überlauf wieder mit dem Kondensat zwecks Vorwärmung mischen.

Die Hilfsmaschinen (Speisewasserkolbenpumpe, Luftpresse für die Verbrennung und Brennstoffpumpe) haben aus Raum-, Kosten- und Steuerungsgründen einen gemeinsamen Antrieb. Öl und Luft ändern sich annähernd verhältnismäßig mit der Dampfleistung, Speisewasser tritt ohnedies immer im Überschuß ein (s. o.). Da die drei Hilfsmaschinen solche Kennlinien haben, daß sie mit steigender oder fallender Drehzahl mehr oder weniger fördern, können sie alle von einer einzigen Hilfsturbine mit festen Übersetzungen angetrieben werden. Brennstoffpumpe und Gebläse haben dabei noch eine Zusatzregelung durch Nebenschluß bzw. Drosselung. Speisepumpe und Gebläse hängen über Stirnräder an der Hilfsturbinenwelle, Brennstoffpumpe und Schmierpresse über Kegelräder an der verlängerten Speisepumpenwelle. Diese läuft bei Vollast mit 800 Umdrehungen, das Gebläse kann auf 1500 mm Wassersäule pressen. Die Turbinendrehzahl wird durch einen Regler abhängig vom Dampfbedarf und dem Wasserstand im Dampfsammler gesteuert ohne Rücksicht auf Druckschwankungen. Alle Hilfseinrichtungen sind reichlich bemessen, so daß sie stets unterhalb ihrer Leistungsgrenzen arbeiten.

Der Brenner besitzt eine Zündflamme aus Propangas, diese wieder mit doppelter Funkenzündung, und eine lichtelektrische Umsteuerung. Ein Dreiweghahn in der Ölzufuhr, ein elektromagnetisches Sperrschütz in der Propanleitung und die Zündfunken sind gegenseitig verriegelt. Das sichert zunächst die Reihenfolge der Zündvorgänge, dann sperrt sich die Ölzufuhr bei Überdruck, Übertemperatur oder Flammenabriß; ferner bewirkt die Anordnung selbsttätige Neuzündung, bei allenfallsigen Fehlzündungen Vollabschluß des Öls. Wenn die Speisepumpe oder die Schmierung der Hilfsapparate aussetzen, legt ein Hauptregler die Hilfsturbine und damit die ganze Dampfzerzeugung still.

Die Ergebnisse des Probetriebs haben voll befriedigt. Der Kessel lieferte nicht nur die im Dauerbetrieb geforderten 7,2 t Dampf in der Stunde, sondern über 40 Std. sogar die Höchstleistung von 9,5 t. Die Stundenspitze von 10 t war durch die Grenzleistung des Gebläses bedingt. Die zugehörigen übrigen Werte für 7,2 bzw. 10 t/h Dampfleistung sind: Überhitzungstemperatur: 466/488° C; Luftdruck vor dem Vorwärmer: 450/1075 mm Wassersäule; Lufttemperatur am Brennereintritt: 232/260° C. Die Wirkungsgrade lagen zwischen 85 und 75%, beim Lokomotivbetrieb erwartet man jedoch 4 bis 5% weniger. Vom kalten Zustand ab lieferte der Kessel in 10 Min. Volldampf. Bei den Lastspitzen verarbeitete der Feuerraum 4,5 Mill. WE/m³ Std.

Die Versuche mit dem Probekessel dauerten 350 Std. mit 450 Wechseln von Mindest- auf Höchstlast, die Gesamtzeit unter Dampf betrug 950 Std.

Sch-1.

(Rly. Age 1937.)

Amerikanische und englische Diesel-Verschiebelokomotiven.

Die Verschiebelokomotive mit Dieselmotor hat in Amerika und nachfolgend auch in England in den letzten Jahren immer größere Verbreitung mit Rücksicht auf die geringen Treibstoffkosten gefunden, wobei noch hervorgehoben wird, daß bei dem vielfach unterbrochenen Verschiebebetrieb die Diesellokomotive den Vorteil hat, daß sie während der Stillstandszeiten keinen Brennstoff verbraucht. Während bei uns die Diesel-Kleinverschiebelokomotive („Kleinlok.“) in großer Anzahl eingesetzt ist, ging man in Amerika zu immer größeren Leistungen über.

Die American Locomotiv-Comp. lieferte im vergangenen Jahr an verschiedene Bahnen 900 PS-dieselelektrische Verschiebelokomotiven, die für Vielfachsteuerung zweier Einheiten eingerichtet sind, 95 km/Std. Höchstgeschwindigkeit und eine Anfahrzugkraft von 32000 kg haben. Die Lokomotiven haben zwei Drehgestelle mit je zwei Tatzlagerbahnmotoren. Das Untergestell ist mit Rücksicht auf die beim Verschiebebetrieb unvermeidlichen Stöße und Zerrungen besonders kräftig gehalten. Die Länge der Lokomotive über Puffer beträgt rund 13 m, ihr Dienstgewicht 104 t. Der Aufbau hat die in Amerika übliche Form: in einer verhältnismäßig schmalen Haube ist der Dieselmotor samt Generator untergebracht. Am einen Ende ist das breite Führerhaus. Wegen der schmalen Haube hat der Führer auch entlang der Lokomotive eine ausreichende Sicht. Unterhalb des Führerhauses befindet sich noch der Brennstofftank mit über 2000 l Inhalt.

Der Dieselmotor ist ein 600 PS-Alco-Motor; er wird durch ein Büchi-Auflagegebläse, das durch die Abgase betrieben wird, auf eine Leistung von 900 PS bei 700 Umdr./Min. gebracht. Geändert wurden gegenüber dem nicht aufgeladenen Motor die Steuerzeiten, das Kompressionsverhältnis und die Ansaug- sowie die Abgasleitungen.

Der Westinghouse Haupt- und Hilfsgenerator ist unmittelbar mit dem Dieselmotor gekuppelt. Eine 56zellige Batterie, die vom Hilfsgenerator geladen wird, speist die zwei Luftpumpenmotoren, den Ventilatormotor für den Kühler, den Lüftermotor für die Bahnmotoren und die Führerstandsheizung. Die Spannungsregelung des Hauptgenerators geschieht durch Drehzahlbeeinflussung des Dieselmotors. Außerdem ist selbsttätige Serien-Parallelschaltung und Feldschwächung der Bahnmotoren abhängig von der Geschwindigkeit vorgesehen.

Die von Armstrong-Whitworth an die „London-Midland und Scottish Ryl.“ und nach Indien gelieferten 350/400 PS-Dieselverschiebelokomotiven ähneln in ihrem grundsätzlichen Aufbau den amerikanischen Lokomotiven. Doch haben die Lokomotiven

nur drei Achsen. Der Bahnmotor liegt zwischen dem Diesel-Generatorsatz und dem Führerhaus und treibt über eine Blindwelle und einen Dreieckskuppelstangenantrieb die drei Achsen an. Während bei den amerikanischen Lokomotiven der Kühler zwischen

Führerhaus und Dieselaggregat liegt, ist er bei den englischen Lokomotiven an dem dem Führerhaus gegengesetzten Ende der Lokomotive vor dem Dieselmotor angeordnet.

Dr. Friedrich.

Bücherschau.

Moeller und Repp: Elektromotor und Arbeitsmaschine. Schriftenreihe Ingenieurfortbildung, herausgegeben von Prof. Dipl.-Ing. G. v. Hanfstengel, Berlin. Berlin: Julius Springer. Preis geh. 4,80 *RM*.

Die für Ingenieure der Praxis bestimmte Schriftenreihe bringt als erstes Heft ein etwa 150 Seiten starkes Buch heraus, das trotz, oder vielleicht gerade wegen der vielen Literatur über Elektromotoren wie über Arbeitsmaschinen endlich erscheinen mußte. Hat doch der Ingenieur in der Praxis oft nicht die Zeit, ausführliche Spezialwerke zu studieren, wenn ihm kurze Angaben genügen. Und in diesem Werkchen findet er über alle wichtigen Fragen kurze Aufklärungen.

Gut ist vor allem die Art der Behandlung z. B. der Elektromotoren in ihrem Verhalten, sei es hinsichtlich Anlaufen oder Drehzahlfragen usw. Wenn einige Abschnitte besonders erwähnt werden sollen, so seien es die über „Stromart und Motorpreis“, über Betrieb und Prüfung mit der klaren Darstellung von Dauer-, Zeit- und Aussetzleistung, und schließlich das, außer in der Spezialliteratur, wohl selten behandelte Kapitel über die Stabilität von Antrieben.

Begrüßt werden sicher im zweiten Teil die Abschnitte über Einzel- oder Gruppenantrieb, die verschiedenen Kupplungen und Getriebe, über besondere Anforderungen von Arbeitsmaschinen und ihre Befriedigung, und ganz besonders über die heute in vielen Betrieben so wichtigen Gleichlaufantriebe.

Etwa 100 Abbildungen, teils graphische Darstellungen, teils Lichtbilder, unterstützen wirksam den Text, sie sind in einem übersichtlichen „Verzeichnis der Abbildungen“ am Ende des Buches leicht aufzufinden. Schließlich sei als besonderer Vorzug das ausführliche, fast acht Seiten umfassende „Sachverzeichnis“ angeführt, das außer dem nach Seitenzahlen geordneten Inhaltsverzeichnis vorhanden ist.

Kurz: das Buch ist mit seinem reichen Inhalt allen Berufskameraden ein guter Helfer und kann deshalb nur empfohlen werden.
Dr. Beß.

Städtebau. Von Prof. Dr. Ing. Blum, Hannover. 2. Auflage. Band II, 1 der Handbibliothek für Bauingenieure. Berlin: Julius Springer 1937. Preis geb. *RM* 22,50.

Die erste Auflage, 1921 erschienen, war ein starker Band von 470 Seiten; als Verfasser waren O. Blum und G. Schimpff genannt, für einen angehängten „Abriß des Straßenbaues“ W. Schmidt. Der Inhalt war vorwiegend auf praktisch-technische Bedürfnisse abgestellt, namentlich enthielt der Abschnitt „Städtische Verkehrsmittel“ zahlreiche bauliche Einzelheiten. Die zweite, völlig umgearbeitete Auflage hat nur noch rund die Hälfte des früheren Umfangs. Die Stoffgliederung ist auf die allgemeineren, grundlegenden Fragen des Städtebaues zusammengestraft. Alles, was sachlich mehr in den städtischen Tiefbau gehört, ist ausgeschieden. Die Stufenleiter der Begriffe geht in der zweiten Auflage zunächst von der Siedlungsgeographie und Siedlungspolitik aus, betrachtet weiter den Städtebau als Glied der Landesplanung und behandelt sodann in drei weiteren Hauptabschnitten die allgemeine Lösung der Aufgabe, die Hauptglieder des Stadtkörpers und schließlich den städtischen Verkehr. Als Verfasser erscheint nur noch Blum — abgesehen von einem kleinen Unterabschnitt. Die ganze Darstellung ist auf eine höhere Ebene gehoben. Während in der ersten Auflage im Zusammenhang mit

dem Wohnungselend gelegentlich die „soziale Frage“ als Leitgedanke anklingt, wird unser Blick jetzt auf Notwendigkeiten umfassendster Bedeutung gelenkt. Die Stadt und der Städtebau werden zu einer Art Standortfrage, die Volk und Staat als Ganzes ergreift. Die Begriffe „Landesplanung, Auflockerung der Städte, Umlagerung ganzer Industriebezirke“ bestimmen jetzt Höhe, Richtung und Ziel der Erkenntnis. Das Buch wurde mit dieser Ausweitung ein Spiegel der neuen Zeit, die auch dem Städtebau neue Wege weist. Blum holt seine Muster aus aller Welt, seine Darstellung ist durchweg erfüllt von der Lebendigkeit, die man bei ihm stets angenehm empfindet; vor allem in Verkehrsfragen ist er ein sicherer Führer.

Seit der ersten Auflage sind 16 Jahre ins Land gegangen. Und aber nach 16 Jahren möchte man wohl mit Blum „des-selbigen Weges fahren“. Vielleicht werden sich dann die drei Zeitpunkte als zagendes Tasten, als zielsicherer Einsatz und als befreiende Tat kennzeichnen lassen. Denn die höchste und letzte Aufgabe des Städtebaues besteht schließlich doch darin, das Volksleben von jenen Spannungszuständen zu befreien, die von jeher damit verbunden waren, daß sich allzu große Menschenmassen in Groß- und Riesenstädten zusammenballten. Dem Massenverkehr kommt dabei eine wichtige Rolle zu: er soll dem eingepferchten Menschen einen Freiheitsgrad zurückerobern.

Dr. Bloss.

Mathematik und Verkehr. Eine lebensnahe Einführung in die Methoden der Statistik. Von Dr. Hans Kellner (Mathematisch-Physikalische Bibliothek). Mit 20 Abbildungen im Text, 48 S., kl. 8°. Kart. *RM* 1,20. Verlag von B. G. Teubner in Leipzig und Berlin. 1938.

Bei der zunehmenden Bedeutung der Statistik für das planvoll gelenkte Wirtschaftsleben der Gegenwart verdient das Büchlein die Beachtung aller Freunde des Verkehrswesens, der Statistik und Wirtschaftsmathematik. Der Verfasser, der sich seit langem mit Fragen der Verkehrsstatistik befaßt, zeigt ohne irgendwelche Vorkenntnisse aus der Statistik vorauszusetzen, wie das dem Alltag entnommene Zahlenmaterial rechnerisch und graphisch ausgewertet wird und zu neuen Erkenntnissen führt.

„Reichsbahnverkehrsprobleme unter dem Vierjahresplan“. Von Paul Treibe, Ministerialdirektor im Reichsverkehrsministerium. 25 Seiten. Kart. *RM* 1,20. Hanseatische Verlagsanstalt A.-G., Hamburg. 1938.

Der Verfasser untersucht in der vorliegenden Schrift die Probleme der Reichsbahn als Frachtführer. Der Vierjahresplan stellt auch an die Reichsbahn hohe Anforderungen. Sie wirken sich naturgemäß in erster Linie in Tarifmaßnahmen aus. Der Verfasser kennzeichnet in dieser Hinsicht die acht Tarifprobleme, vor die sich die Reichsbahn gestellt sieht. Schon jetzt hat der Vierjahresplan mit einem erheblichen Maße verkehrssteigernd gewirkt. Die deutsche Erdölgewinnung, Kupfergewinnung, Eisenerzgewinnung, die Errichtung der Reichswerke usw. Maßnahmen stellen auch für die Zukunft hohe Aufgaben an die Reichsbahn, denen sie nur gewachsen ist, wenn die Finanzlage gesund bleibt. Notwendig ist die Bildung eines ausreichenden Reservefonds, um den Wagen- und Lokomotivpark der Reichsbahn so zu vergrößern, daß er in Zukunft den erhöhten Anforderungen genügt.

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

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

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter & Co., Wiesbaden.