

Die Verwendungsmöglichkeit von hoch gespanntem Dampf im Triebwagenbetrieb.

Von Reichsbahnrat Mölbert, Trier.

Hierzu Tafel 9.

Obwohl eine große Anzahl von Antriebssystemen für Triebwagen bereits vorhanden ist, kann von einer allgemein befriedigenden Lösung im Hinblick auf die außerordentlich hohen Betriebsanforderungen, die an diese Fahrzeuge gestellt werden, noch nicht gesprochen werden und es erscheint daher die Erprobung und kritische Erforschung sich bietender neuer Antriebsarten zur Weiterentwicklung der Frage geboten. Unter diesen neuen Antriebsmöglichkeiten, zu denen auch die Flüssigkeitsgetriebe gehören, stehen Hochdruckdampfmaschinen mit an erster Stelle. Die Wiederverwendung des Dampfes im Triebwagenbetrieb erscheint besonders erfolgversprechend im Hinblick auf die für den Fahrzeugbetrieb bekannten günstigen Eigenschaften der Dampfmaschine für den Antrieb von Fahrzeugen. Die Verwendung von hoch gespanntem Dampf ergibt sich von selbst durch die aus Raumgründen zu fordernden kleinen Abmessungen einer Triebwagenmaschinenanlage und durch die wärmewirtschaftlichen Vorteile von stark überhitztem Hochdruckdampf.

Nachstehend wird nun die Verwendungsmöglichkeit von Hochdruckdampf im Triebwagen an Hand einer bei der Deutschen Reichsbahn erprobten und von den Herstellerfirmen unter Mitwirkung des Reichsbahnzentralamts für Maschinenbau für Triebwagenzwecke weiterentwickelten Anlage untersucht. Für einen solchen Versuch wurde als Anlage das in Amerika erfundene Doblesystem gewählt, weil seine Verwendung im Automobilbau schon aussichtsreiche Ergebnisse zeitigte und hinsichtlich seiner Größenverhältnisse und Leistungsfähigkeit für Triebwagenzwecke am geeignetsten erschien. Im Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 21 vom 1. November 1932, sowie an verschiedenen anderen Stellen, ist die Dobleanlage erwähnt oder kurz beschrieben worden. Nachdem nun die Deutsche Reichsbahn mehrere Dampftriebwagen zur weiteren Erprobung beschaffte, von denen zwei zweiachsige Wagen und ein vierachsiger Wagen ihrer Inbetriebnahme entgegensehen sollen, möge nun über die mehr oder weniger nachrichtlichen Beschreibungen hinaus die Eigenart dieser Anlagen und das bei einer großen Reihe von Versuchsfahrten festgestellte Leistungsvermögen den Triebwagenaufgaben gegenübergestellt werden.

Für die Wiederaufnahme des Dampfbetriebes im neuzeitlichen Triebwagen mußte eine Anlage von vornherein dem neuen Verbrennungstriebwagen gleichwertig sein, also 1. einmännig bedienbar sein mit derselben Einfachheit wie der Verbrennungstriebwagen, 2. von zwei Führerständen aus zu steuern sein und 3. sofortige Betriebsbereitschaft haben. Dabei ist für die Weiterentwicklung gefordert, daß ein Triebwagen mit Dampftrieb von einem dritten Führerstand aus, also bei Steuerwagenbetrieb ohne wesentlichen Mehraufwand gegenüber einem dieselektrischen Triebwagen bedient werden kann. Auch mußte bei der Entwicklung einer solchen Dampfmaschine für Triebwagenzwecke angestrebt werden, zwei Anlagen in einem oder zwei Wagen von einem Führerstand aus zu betreiben, um dieselben Verwendungsmöglichkeiten zu erreichen, wie sie heute dieselektrische Wagen besitzen. Die Bedingungen zu 1 bis 3 sind in der Original-Dobleanlage, wie sie im Automobil, ihrer ursprünglichen Ent-

wicklungsstätte, verwendet wird, erfüllt. Für die Bedienung zweier Anlagen von einem Führerstand aus und für die Verwendungsmöglichkeit eines Steuerwagens, wurde vom Reichsbahnzentralamt eine besondere elektrische Fernsteuerung entwickelt, durch die auch die zuletzt genannte erweiterte Anwendungsmöglichkeit von Dampftriebwagen erreicht wurde.

Damit wären die äußeren Bedingungen für die Verwendbarkeit im Triebwagenbetrieb erfüllt, und es soll nun untersucht werden, inwieweit eine nach dem Dobleprinzip arbeitende Dampfmaschine den durch den Fahrplan gegebenen Leistungsbedarf abgibt. Es sei an dieser Stelle hervorgehoben, daß von einer Maschinenanlage im Triebwagen heute gefordert wird, daß sie jederzeit die ihren Abmessungen entsprechende Höchstleistung abzugeben vermag, also in außerordentlich kurzer Zeit auf Höchstleistungen gebracht werden kann. Im Gegensatz hierzu gibt die Dampflokomotive eine geforderte Leistungserhöhung nur langsam ab, da Feuerung und Dampferzeugung der gesteigerten Dampfentnahme nur mit erheblicher Verzögerung zu folgen vermögen. Der augenblickliche Stand der Entwicklung der Dobleanlagen im Triebwagen ist durch Versuche zur Beschleunigung dieser Leistungssteigerung bei rascher Zunahme der Dampfentnahme gekennzeichnet (Beschleunigungsvermögen). Soweit die bisher durchgeführten Versuche erkennen lassen, ist dieser Umstand für die in Aussicht genommene Betriebsweise von Reichsbahntriebwagen bei der Umstellung des Personenverkehrs auf Triebwagen von ausschlaggebender Bedeutung. Unter diesen Gesichtspunkten ist die nachstehende Erklärung der Eigenschaften der Dobleanlagen und die Beschreibung ihrer Wirkungsweise zusammengefaßt.

Äußerlich gesehen besteht die Dobleanlage aus einem ölgefeuerten Kessel, einer schnelllaufenden Dampfmaschine und einer Rückgewinnungseinrichtung des Abdampfes. Zum Kessel gehören die Speisepumpe, die Vorwärmereinrichtung und das Feuerungsgebläse, das von einem Elektromotor und einer Abdampfturbine angetrieben wird und zugleich die Brennstoffförderung zum Brenner im Kessel mittels besonderer Pumpe übernimmt. Die Rückgewinnungseinrichtung des Abdampfes ist ein Waben- oder Lamellenkühler, der ohne Unterdruck arbeitet und durch ein Flügelrad belüftet wird. Dieses ist wie das Gebläse mit einer Turbine gekuppelt, die im folgenden kurz Kühlturbine zum Unterschied der vorerwähnten Gebläseturbine genannt werde. Die eigentlich dem Kessel hinzuzurechnende aber außerhalb desselben liegende Vorwärmereinrichtung besteht aus zwei getrennt voneinander angeordneten Stufen.

Der im Kessel erzeugte Dampf durchläuft also nacheinander die Dampfmaschine, die Gebläseturbine und die Kühlturbine, danach die erste Vorwärmestufe und zuletzt den Kühler. Das Niederschlagwasser des Kühlers läuft einem Sammelbehälter zu, der unter dem äußeren Luftdruck steht und wird von da durch die beiden Vorwärmerstufen in den Kessel gedrückt. Die mit Frischdampf arbeitende Speisepumpe gibt ihren Abdampf durch die zweite Vorwärmerstufe in den Kühler ab. Dieses Prinzip der Anordnung der Dobleanlage ist in der Schemaskizze Abb. 1 und Taf. 9 und im Schalt-schema für den danach ausgeführten zweiachsigen Triebwagen

der Reichsbahn dargestellt. Abb. 2 zeigt die neben dem einen Führerstand angeordnete Dobleanlage für etwa 100 PS Leistung. Im Vordergrund ist das Gebläse sichtbar, links der Kühler mit Lüfter und Lüfberturbine, über der unmittelbar die erste Vorwärmerstufe sitzt. Rechts hinter dem Gebläse ist der Kessel angeordnet, während Speisepumpe und Dampfmaschine und Ausgleichbehälter für das Speisewasser unterhalb des Wagenkastens angeordnet sind. Die Dampfmaschine, die als Tatzelagermaschine ausgebildet ist, und wie ein Straßenbahnmotor mittels Ritzel die Treibachse antreibt, ist an ihrem freien Ende mittels Drehmomentstütze am Wagenkasten aufgehängt. Der Brennstoffbehälter ist unter einer Sitzbank, bei den neueren Entwürfen ebenfalls unter dem Wagenboden vorgesehen. Abb. 3 zeigt den Gesamtaufbau des ersten zweiachsigen Hochdruckdampftriebwagens, in dem die aus dem Autobau übernommene und seinerzeit von Amerika bezogene Versuchsanlage nach einigen für den Einbau in den Triebwagen notwendig erscheinenden Änderungen erprobt und weiterentwickelt wurde.

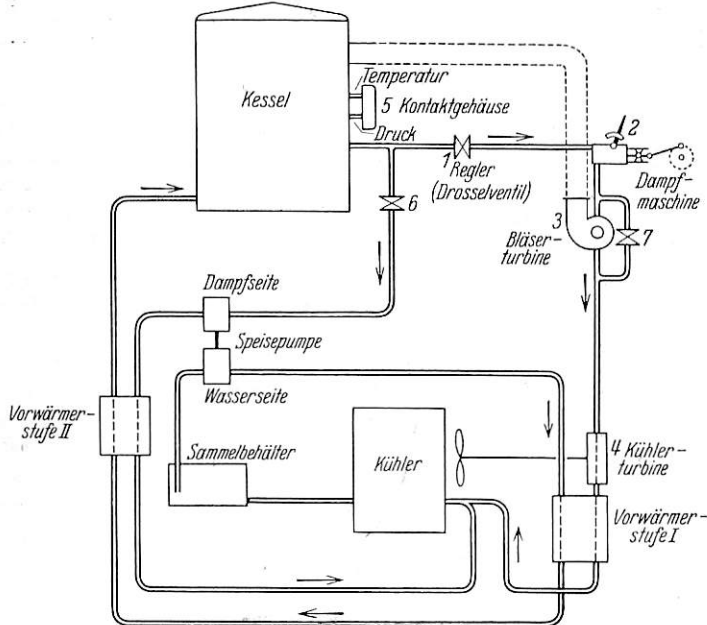


Abb. 1. Kreislauf und Steuerungsschema der Dobleanlage.

Die in Abb. 3 ersichtliche Entlüftungshaube des Kesselraums und die in Abb. 2 dargestellte Anordnung des Kühlers ist bei der nächstfolgenden Ausführung des zweiachsigen Dampftriebwagens und beim Umbau des abgebildeten Triebwagens nach Abschluß der Entwicklungsversuche zwecks besserer Wärmeabführung abgeändert worden. Der in der Seitenwand stehende Kühler wurde höher gesetzt und erhielt einen besonderen Schacht für die Luftabführung nach dem Dach. Da im angestregten Betrieb die durch das Kühler-Lufttrad angesaugte Luft, Temperaturen über 80 Grad C annimmt, entsteht unter der noch dazutretenden starken Wärmestrahlung des Kessels eine Raumtemperatur bei der die in der Anlage verwendeten Magnetspulen unter der Wärme leiden und leicht versagen.

Die mit der ersten Anlage durchgeführten Entwicklungsversuche ergaben eine Reihe wertvoller Einblicke in die Arbeitsweise dieser Anlage unter Triebwagenverhältnissen. Sie wichen von denen bis dahin im Autobetrieb festgestellten Verhältnissen ab, was neben Fehlern bei den ersten Einbauarbeiten in der Hauptsache auf das weiter oben erwähnte im Triebwagenbetrieb vorkommende häufige und fast plötzliche Einstellen der Höchstleistung zurückzuführen war. Die bei den Versuchsfahrten festgestellten Fahreigenschaften ergaben zunächst, daß die Höchstleistung nicht beliebig erreicht werden konnte, und daß bei starkem Leistungswechsel von

kleiner zur großen Leistung die Dampferzeugung zu langsam nachkam. Abgesehen von den außerordentlich stark schwankenden Temperaturverhältnissen waren auch die Kessel drücke für gleiche Dampferzeugungsmengen stark verschieden, so daß der für eine bestimmte Leistung erforderliche Schieberkastendruck für die Dampfmaschine nicht immer erreichbar war.

Erklärung:

- A = Abdampfleitung von der Dampfmaschine zum Gebläse
- B' = Gehäuse des Gebläses und der Bläsermaschine
- G = Gebläsemotor
- D = Dampfkessel
- V = Vorwärmerstufe I.
- L = Turbine mit Luftpumpe für die Bremsen einrichtung.
- K = Kühler mit Kühlturbine.

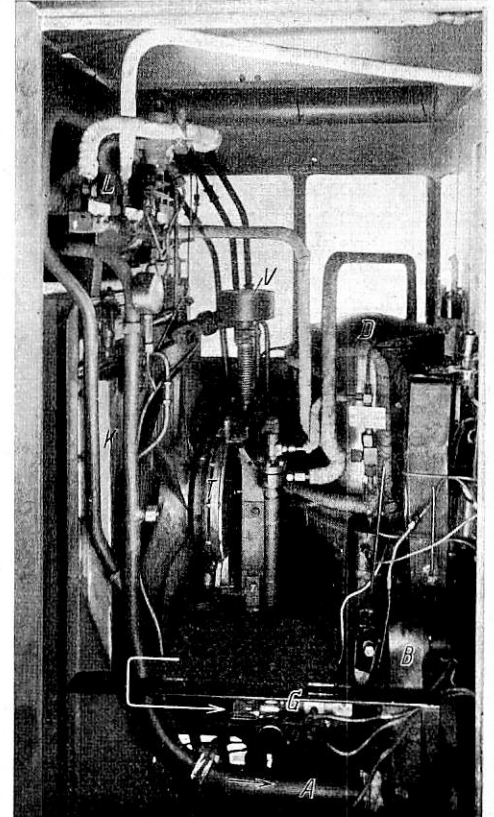


Abb. 2. Aufbau der Dobleanlage neben dem Führerstand.

Bevor auf die Wirkung und die Zusammenarbeit der einzelnen Teile des Kreislaufs eingegangen wird, sei eine kurze Bemerkung über das vielseitig verwendete Wort „Steuerung“ eingefügt. Man hat hier zu unterscheiden: 1. Die

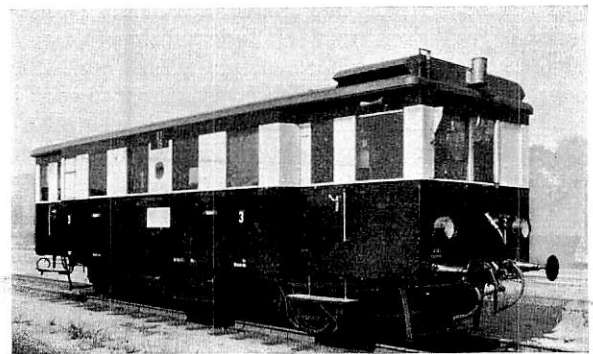


Abb. 3. Zweiachsiger Dampftriebwagen der DRG. mit 100 PS Dobleanlage (Versuchsausführung).

Steuerung der Dampfmaschine, bestehend aus Schieber und Schieberantrieb und dem damit zusammenhängenden Gestänge für Füllungsverstellung und Fahrtrichtungswechsel. 2. Die vom Verbrennungsmotor her gebräuchliche Steuerung, d. h. Bedienung des Motors und der Übertragung (mechanisch oder elektrisch) vom Führerstand aus, also beim Dampftriebwagen das Öffnen und Schließen des Reglers für den Arbeitsdampf des Zylinders und das Verstellen der Füllung und der Fahrt-

richtung der Dampfmaschine (Steuerung unter 1). Unter der Steuerung vom Führerstand aus sind auch die Begriffe „Viel-fachsteuerung“ und „Fernsteuerung“ zu nennen. Unter Fernsteuerung ist in diesem Sinne allgemein die gesamte Betätigung der Maschinenanlage von einem außerhalb des Triebfahrzeugs gelegenen Führerstand aus zu verstehen, während die Viel-fachsteuerung noch über die Fernsteuerung hinausgeht und das Zusammenkuppeln zweier oder mehrerer Triebfahrzeuge, also die Bedienung mehrerer Maschinenanlagen von einem Führerstand aus, gestattet. 3. Die Steuerung im allgemeineren Sinne als Beeinflussung eines Vorgangs durch ein selbsttätig oder nicht selbsttätig wirkendes Organ. In diesem Sinne ist bei der Dobleanlage von einer Steuerung des Kessels zu sprechen, d. h. von der selbsttätigen Regelung von Dampf-erzeugung, Druck und Temperatur und von einer Steuerung des ganzen Kreislaufvorgangs, der sich selbsttätig dem vor-handenen Dampfbedarf der Dampfmaschine anzupassen sucht.

Faßt man nun die Arbeitsvorgänge in der Dobleanlage, wie schon erwähnt, als Kreislauf auf, so hat man einen Kreislauf vor sich, der willkürlich durch Beeinflussung des Reglers und der Dampfmaschine von außen beeinflusst wird. Bei unveränderter Lage des Reglers und der Füllung der Dampfmaschine stellt sich nun ein Beharrungszustand ein, der aber je nach der umlaufenden Dampfmenge verschieden ist. Bei gegebener Stellung des Reglers und der Kulisserhält sich dieser Beharrungszustand durch diese Selbstregelung der Anlage.

Ändert man diesen Beharrungszustand nach oben oder nach unten, so tritt der für die Fahreigenschaften der Anlage wichtigste Zustand ein, nämlich das Nacheilen der Dampf-erzeugung hinter der jeweiligen Dampfentnahme. Das Zurückbleiben der Dampf-erzeugung hinter dem Bedarf bei gesteigerter Dampfentnahme, wie es einerseits durch die natürlichen Bestimmungen zwischen Verbrennung und Verdampfung andererseits durch die Regelgeschwindigkeit der Regeleinrichtungen herbeigeführt wird, darf nicht zu groß sein. Sonst tritt, da jede Kesselreserve fehlt (Heizflächenüberschuß und Wasserraum), wovon weiter unten noch die Rede sein wird, Druckabfall und Dampf-mangel ein. Auf diesen z. Z. noch nicht allen Ansprüchen eines schnellen Triebwagenverkehrs genügenden Punkt dieses selbstregelnden Kreislaufs kann nicht deutlich genug hingewiesen werden, da zu leicht übersehen wird, daß die Dobleanlage mit der normalen Dampf-lokomotive eigentlich nur die Verwendung von Dampf als Arbeitsträger im Dampfzylinder einer Dampfmaschine gemeinsam hat.

Von den beiden genannten Fällen — Beharrungszustand und beliebige Veränderung — sei zunächst der Beharrungszustand erläutert.

Unter Zugrundelegung der Abb. 1 ergeben sich für den Kreislauf folgende Steuerungsorgane: 1. Der Regler und 2. die Füllungsänderung der Dampfmaschine als willkürliche Bestimmung der in der Zeiteinheit durch den Kreislauf strömenden Dampfmenge, wobei die augenblickliche Maschinendrehzahl als dritte Einflußgröße hinzutritt. Als selbsttätige Steuerungsorgane folgen 3. die Bläser-turbine, die in Abhängigkeit von der Dampfmaschine (Abdampfmenge) läuft und so für die Feueranfischung eine ähnliche natürliche Wirkung wie das Lokomotivblasrohr hervorruft. Es können also verschiedene Dampf-mengen im Beharrungszustand erzeugt werden, die bei richtiger Abstimmung zwischen Drehzahl der Bläser-turbine und der von der Dampfmaschine verbrauchten Dampfmenge die Dampfentnahme aus dem Kessel ersetzen, ohne daß die Turbine eine besondere Steuerungseinrichtung benötigt. Dasselbe gilt für das vierte Steuerorgan, die Kühler-turbine. Sie läuft, hinter die erste Turbine geschaltet, ebenfalls in Abhängigkeit von der Abdampfmenge, die in dem von ihr belüfteten

Kühler niedergeschlagen werden soll. Das fünfte Steuerorgan sitzt am Kessel selbst und spricht auf Druck und Temperatur des Kessels an. Von ihm abhängig sind zwei weitere Steuerorgane 6 und 7, von denen Ventil 6 aus dem Hauptkreislauf den Frischdampf zur Speisepumpe freigibt und das Ventil 7 eine Umgehungsleitung zur Bläser-turbine öffnet, die dadurch in ihrer Drehzahl herabgesetzt wird. Verfolgt man jetzt diese einfachste Anordnung der Steuerorgane in ihrem Zusammenwirken, so ist für den Beharrungszustand folgende Überlegung anzustellen:

Unter den natürlichen Verhältnissen haben Gebläse- und Kühler-turbine entsprechend ihrer Eigenart parabolisch verlaufende Wirkungsgrade. Sie sind deshalb tatsächlich doch nicht in der Lage, bei verschiedenen Beharrungszuständen mit z. B. linear gesteigerten Dampfverbrauchszahlen, eine entsprechend linear gesteigerte Dampf-erzeugung hervorzurufen. Die Dampf-erzeugung wird vielmehr entsprechend dem parabolischen Verlauf der genannten Wirkungsgradkurve in Abhängigkeit von der Drehzahl über oder unter der verbrauchten Dampfmenge liegen. Die Anlage ist deshalb so abgestimmt, daß sie, abgesehen von niedrigen Drehzahlen der Bläser-turbine mehr Dampf erzeugen kann als verbraucht wird. Die Folge ist eine Drucksteigerung des Kessels, die deshalb bei einem festgesetzten Höchst-druck die Feuerung unterbrechen muß. Sie wird, wie noch erläutert wird, bei sinkendem Kesseldruck wieder eingeschaltet. Dies muß praktisch für alle Dampf-mengen gelten, die unter der höchsten erzeugbaren Dampfmenge liegen. Der reine Beharrungszustand, bei dem Dampf-erzeugung und Dampfverbrauch genau gleich sind und die Feuerung ununterbrochen arbeitet, ist nur für die Höchst-dampfmenge denkbar, wenn die Anlage im Kessel immer mit denselben Druckverhältnissen arbeiten würde. Bei diesen Betrachtungen war noch die vereinfachende Voraussetzung gemacht, daß die Speisepumpe jeweils genau die der entnommenen Dampfmenge entsprechende Wassermenge dem Kessel zuführt. Aus den vorstehenden Zusammenhängen des Kreislaufs ist zu entnehmen, daß in den meisten Beharrungszuständen zwar unveränderliche Leistung herrscht und die gleiche Wassermenge umgewälzt wird, daß aber Kessel und Feuerung mit Unterbrechungen wirken und infolgedessen im Kessel trotz des Fehlens jeglicher Reserve eine Pufferung stattfinden muß. Diese kann sich naturgemäß nur in Druckschwankungen auswirken. Daraus folgt eine weitere wichtige Eigenschaft der Dobleanlagen: der Kesseldruck, der als Höchst-druck die Feuerung unterbrechen soll, tritt nur beim Stillstand der Dampf-erzeugung ein. In allen anderen Fällen ist er niedriger, wenn man die Austrittsstelle des Dampfes aus dem Kessel zur Druckmessung heranzieht. Durch die Bewegung beim Kreislauf tritt ein weiterer Druckabfall im Kessel selbst und zwischen Kessel und Dampfmaschine ein. Man muß also, will man die Höchstleistung der Dampfmaschine bei verschiedenen Drehzahlen bestimmen, den höchsten Schieberkastendruck, der für die Fahrzeugbewegung unter allen Umständen erreichbar ist, zugrunde legen. Man hat demnach zu unterscheiden zwischen dem Betriebsdruck bei geöffnetem Dampfumlauf und zwischen dem Höchst-druck des Kessels. Dieser ist bei den bis jetzt ausgeführten Anlagen auf 100 bis 120 at festgesetzt. Der ausnutzbare Schieberkastendruck (vor Eintritt des Dampfes in die Dampfmaschine) beträgt dann 60 bis 70 at, entsprechend einem Kesseldruck bei laufender Dampfmaschine von 80 bis 90 at.

Für die Betrachtung der Vorgänge bei der Belastungssteigerung ist zuvor die Beschreibung der Wirkungsweise des Kessels notwendig. Der Kessel selbst ist nach Abb. 4 eine in Spiralen gewickelte Rohrschlange, die den Kessel von unten nach oben durchzieht und dabei an Lichtweite des Rohres zunimmt. Die Rohrschlange durchzieht den Kessel

von unten nach oben, während die oben seitwärts in den Kessel in eine besondere Brennkammer eintretende Flamme diesen nach unten verläßt. Die Verdampfung geht also im Gegenstrom vor sich. Abb. 5 zeigt das Schema, nach dem die Schlange im Kessel gewickelt ist. Der Kessel enthält keinen festen Wasserspiegel, sondern eine größere Verdampfungszone, innerhalb deren sich der Wasserspiegel bewegt. Wie aus dem Schema ersichtlich, kann man die Wicklungen der Schlange in einen Ober- und Unterteil zerlegen, die sich dadurch unterscheiden, daß im Oberkessel die Rohrschlange wie ein Solenoid als eingängige Schraube gewickelt ist, während im Unterkessel die Rohrschlange in waagrecht liegenden Spiralen, die in Schichten übereinanderliegen und die abwechselnd von innen nach außen und von außen nach innen gehen, angeordnet

verhältnisse des Kessels so zu beeinflussen, daß Druck und Temperatur des Kessels bei Belastungsänderungen in gewünschten Grenzen bleiben. Bei einem neu zu entwickelnden Kessel ist dies nur empirisch und schwierig zu erreichen, da diese Verhältnisse einer zuverlässigen Berechnung nicht zugänglich sind. Jede neue Kesseltype, besonders die Vergrößerung muß deshalb neu entwickelt werden.

Die Wirkung des Nebenschlusses G H in der sonst im ganzen Verlauf einadrigen Rohrschlange beruht darauf, daß nur ein Teil des durch den Unterkessel gegangenen Wassers durch den Oberkessel geht und hier durch die verringerte Menge eine Temperaturerhöhung erfährt. Durch Einspritzen von Wasser in den aus dem Oberkessel kommenden Heißdampf wird eine Dampftemperatur am Ende des Überhitzers bei richtiger Lage der Rohrleitungen zueinander erreicht, die als maßgebende Temperatur für den Kessel gelten kann und zugleich die am wenigsten schwankende Dampftemperatur des Kessels ergibt. Die Einspritzstelle H kann gesteuert oder

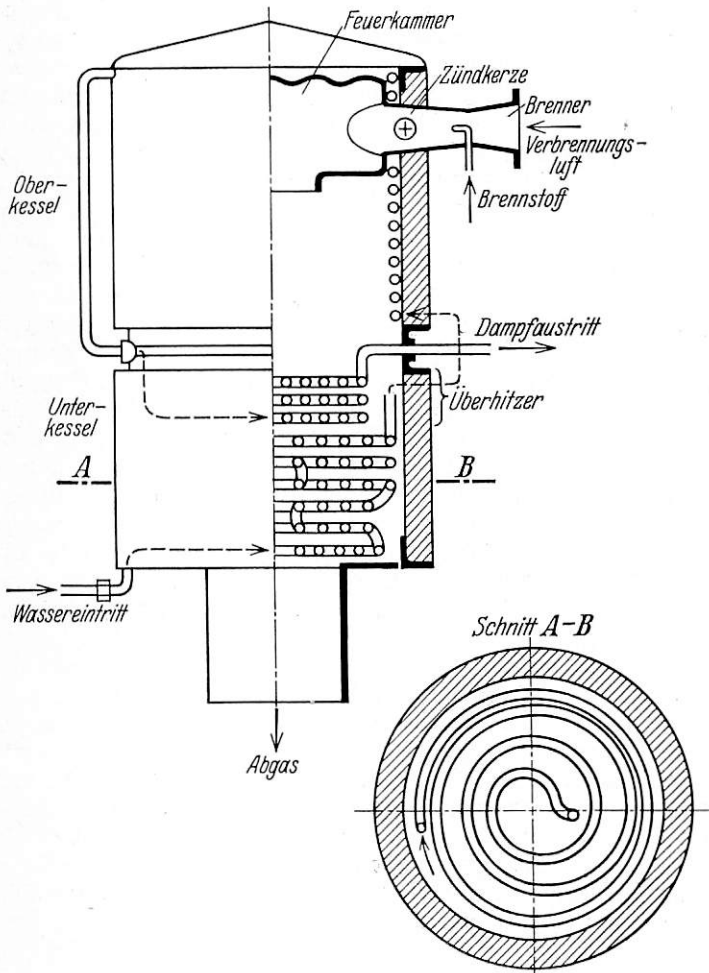


Abb. 4. Aufbau des Doblekessels.

ist. Aus baulichen Gründen ist die den Kessel umgebende gegen Wärmeausstrahlung schützende und mit Blech verkleidete Hülle in Ober- und Unterhälfte teilbar. Die Ober- und Unterhälfte der Rohrschlange ist ebenfalls teilbar, ihre Verschraubung ist außerhalb des Kessels verlegt. Die Rohrschlange tritt (Abb. 5) bei A in den Unterteil ein und setzt sich über das außenliegende Verbindungsstück B C hinweg in den Oberkessel fort, den sie bei D verläßt, um zwischen Unter- und Oberkessel bei E als Überhitzerschlange den Feuerungs-gasen noch mehr Wärme zu entziehen. Sie tritt gegenüber der letzten Eintrittsstelle in den Kessel aus. Zwischen dem Unter- und Oberkessel ist aus dem wasserführenden Teil der Rohrschlange eine Nebenleitung abgezweigt, die mittels einer Düse bei H in die aus dem Oberkessel kommende dampf-führende Leitung vor dem Wiedereintritt in den Kessel mündet. Diese Anordnung hat den Zweck, die Druck- und Temperatur-

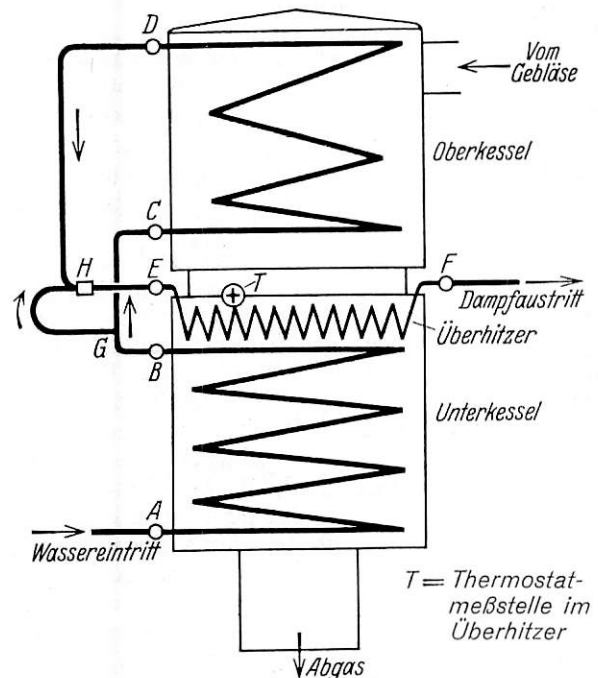


Abb. 5. Schema der Rohranordnung.

ungesteuert ausgeführt sein, d. h. die Einspritzung kann dauernd solange Wasserbewegung im Kessel stattfindet in Tätigkeit sein oder sie kann im Zusammenhang mit der Speise-pumpe oder mit der Temperatur geöffnet oder geschlossen werden. Bei verschiedenen Versuchsfahrten sind bei der Reichsbahn mannigfache Anordnungen untersucht worden, ebenso auf den Prüfständen der Herstellerfirmen Henschel & Sohn und A. Borsig. Bei der geringen Zahl der untersuchten Anlagen sind naturgemäß noch keine erschöpfenden Ergebnisse gewonnen worden, doch ließen die Versuchswerte erkennen, daß die gesteuerte Einspritzung bessere Temperaturverhält-nisse ergibt.

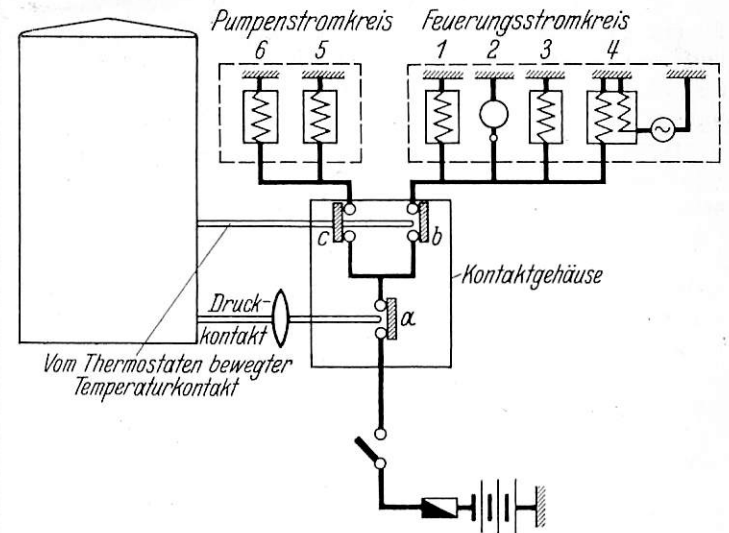
Hinter der Einspritzstelle H, im Anfang des Überhitzers, ist ein Thermostat eingebaut, der von der Dampftemperatur und der Flammentemperatur beeinflusst wird. Er besteht aus Quarzstäbchen, die in einem Schutzrohr untergebracht sind, und durch die zwischen ihnen und dem Schutzrohr entstehenden Längenunterschiede zwei elektrische Kontakte betätigen können, die in dem Steuerorgan 5 der Abb. 1 liegen. In dem gleichen Organ liegt ein weiterer elektrischer Kontakt, der durch den Kesseldruck, gemessen am Dampfaustritt aus dem Kessel, gesteuert wird. Dieses Steuerorgan 5 ist in Abb. 6

in seiner Wirkungsweise näher erläutert. Es ist als die Steuerung des Kessels anzusehen und damit neben der Bläser turbine als zusätzliche Regelung der Dampferzeugung, und zwar nicht wie durch die Wirkung der Turbine entsprechend der verbrauchten Dampfmenge, sondern in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Wie aus Abb. 6 hervorgeht wirken Druck und Temperatur im Kessel nur als einfache Grenzscha lter, d. h. die Temperatur unterbricht einen Stromkreis bei einem Höchstwert und einen anderen bei einem Mindestwert. Der Druckschalter wird nur beim Höchstwert geöffnet und ist vor den Temperaturschaltern angeordnet, so daß der Druck die Schaltung in erster Abhängigkeit beeinflusst. Es sei hier erwähnt, daß eine Anlage nach dem Dobleprinzip eine Fülle der verschiedensten Schaltmöglichkeiten und Abhängigkeiten haben kann, die sich durch ihre Charakteristik und ihr betriebliches Verhalten unterscheiden. Sie alle aufzuzählen würde hier zu weit führen. Schon der Einblick in die Patentliteratur zeigt, wie mannigfaltig die Ausführungsmöglichkeiten einer derartigen Hochdruckdampfanlage beschaffen sind. Schon unter den Dobleanlagen für Automobile gibt es Ausführungen, die wesentlich von der bisher beschriebenen Art abweichen. Die vorstehend erläuterte Anordnung aber entspricht in den Grundzügen der bis jetzt für Triebwagen am zweckmäßigsten befundenen.

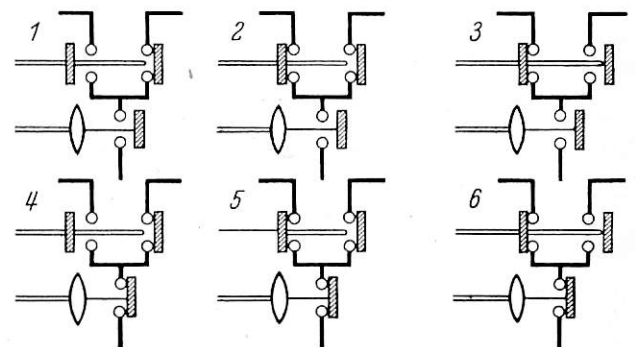
Um die Steuervorgänge des Kessels nach Abb. 6 zu vervollständigen ist noch zu bemerken, daß zur Feuerung auch noch eine Zündkerze gehört und ferner eine Drosselklappe für die Verbrennungsluftzuführung oder für eine Brennstoffabsper rung je nach Bauart der Anlage erforderlich ist. Diese Organe werden wie die anderen selbststeuernden Ventile durch Magnetspulen betätigt. Die elektrische Betätigung dieser Organe an Stelle einer rein mechanischen ist kein Nachteil. Die Ausführbarkeit gestaltet sich elektrisch wesentlich einfacher und ebenso betriebssicher, wenn die Magnetspulen gegen unzulässige Erwärmung geschützt sind. In der Tat ist auch die Anordnung der drei genannten Grenzscha lter und der von ihnen abhängigen Apparate denkbar einfach, nur die Vorgänge, die sich im Arbeitsprozeß abspielen und sich dabei mehrfach überlagern, sind verwickelt. Soweit sie die Betriebszustände des Kessels betreffen, werden sie zunächst durch die im Betrieb möglichen Stellungen der drei Grenzscha lter bestimmt. Man kann in Abb. 6 einen vom Druck gesteuerten Hauptstromzweig erkennen, der sich hinter dem Kontakt a in zwei Arme verzweigt, von denen der eine als Feuerungsstromkreis, der andere als Pumpenstromkreis bezeichnet werden kann; an den Feuerungsstromkreis sind angeschlossen die zur Feuerung gehörigen Apparate wie Zündkerze, Bläsermotor und Drosselklappe oder Brennstoffschieber. Der Bläsermotor dient zum Gebläseantrieb, mit dem er wie die Bläser turbine unmittelbar gekuppelt ist, beim Anheizen des Kessels und bei zu niedriger Drehzahl der Bläser turbine, solange diese keinen oder zu wenig Dampf erhält.

Zum Pumpenstromkreis gehört das Magnetventil für die Speisepumpe und das Magnetventil für die Einspritzung. Damit ergeben sich nun für den Kessel entsprechend den dargestellten Kontaktstellungen sechs verschiedene Betriebszustände, die den vorhin geschilderten Kreislauf für den Beharrungszustand beeinflussen, da der Kessel ja in den Kreislauf eingeschaltet ist und nach Maßgabe seiner Dampferzeugung den Druck bestimmt. Man kann an Hand der Abb. 6 für die gezeichnete Schaltung folgende kurze Merksätze aufstellen, die allerdings nur für eine Anlage gelten, die genau nach diesem Schaltschema verlegt ist. Die Schaltung nach Abb. 6 ist nun so getroffen, daß der Kessel bei Erreichung des Grenzdruckes den ganzen Steuerstromkreis durch den Kontakt a unterbricht. Dann steht die Speisepumpe still; die Einspritzung ist geschlossen. Da Zündkerze und Brennstoff aus-

setzen, erlischt die Flamme und das in Abb. 1 dargestellte Umgehungsventil der Bläser turbine öffnet sich, und die Drehzahl der Bläser turbine sinkt. Dieser Fall ist in Kontaktstellung 1, Abb. 6 dargestellt. Unabhängig vom Kontakt a können die Kontakte b und c, die den Pumpen- und Feuerungs-



Schaltstellungen für Druck und Temperatur im Kontaktgehäuse



	Druckkontakt	Feuerungsstromkreis	Pumpenstromkreis
Schaltstellung 1	geöffnet	geschlossen	geöffnet
Schaltstellung 2	„	„	geschlossen
„ 3	„	geöffnet	„
„ 4	geschlossen	geschlossen	geöffnet
„ 5	„	„	geschlossen
„ 6	„	geöffnet	„

Erklärung:

- 1 Magnetspule für Umgehungsventil an der Bläser turbine
- 2 Gebläsemotor
- 3 Magnetspule für Brennstoffschieber oder Drosselklappe
- 4 Zündkerze mit Zündspule
- 5 Magnetspule für Speisepumpe
- 6 Magnetspule für Einspritzventil

Abb. 6. Schema der elektrischen Kesselsteuerung.

stromkreis bedienen und vom Thermostaten bewegt werden, die der jeweiligen Kesseltemperatur entsprechende Stellung annehmen. Sie sind so angeordnet, daß der Kontakt b des Feuerungsstromkreises wie der Druckkontakt a unterhalb der höchst zulässigen Temperatur dauernd geschlossen ist, während Kontakt c nur oberhalb einer bestimmten Anfangstemperatur geschlossen ist und bei Absinken der Temperatur unter diese

Grenze wieder öffnet. In der praktischen Ausführung werden die Kontaktfinger b und c, wie in dem Schema dargestellt, nacheinander durch gleichsinnige Bewegung des Thermostaten bewegt. Bei zu niedriger Temperatur ist demnach die Speisepumpe ausgeschaltet, während die Feuerung weiterbrennt. Bei zu hoher Temperatur (Grenztemperatur) wird der Feuerungsstromkreis ausgeschaltet, und die Speisepumpe läuft weiter, um die Abkühlung zu beschleunigen. Die Kontakte b und c sind dabei so zum Thermostaten gelagert, daß immer bei Erreichung eines Grenzfalles (Über- oder Untertemperatur) nur einer der beiden Kontakte geschlossen ist, während innerhalb dieser Temperaturgrenzen beide Kontakte geschlossen sind. Diese drei möglichen Stellungen der Kontakte b und c können nun mit jeder der beiden Stellungen des Hauptkontaktes a zusammentreffen, so daß sich insgesamt sechs verschiedene Betriebszustände des Kessels ergeben. Entsprechend der Schaltstellung 1 mit gänzlicher Unterbrechung des Stromkreises bei Anfangsstellung des Thermostaten wirken auch die Schaltstellungen 2 und 3 gleichartig auf den Kessel, da die Stellung der Kontakte b und c wirkungslos ist. Erst beim Wiedereinschalten des Druckkontaktes werden die Kontaktstellungen b und c wirksam. Es entsteht dann die Kontaktstellung 4, wo bei stillstehender Speisepumpe die Feuerung weiterbrennt. In Stellung 5 sind durch die ansteigende Kesseltemperatur beide Stromkreise in Tätigkeit, während bei 6 der Feuerungsstromkreis unterbrochen ist. Aus diesen sechs Stellungen lassen sich nun die verschiedenen Betriebsphasen des Kreislaufs ableiten.

Zunächst sei der Anheizvorgang des Kessels erläutert, wie er vor sich geht, wenn der Kreislauf still steht. Durch Einlegen des Schalters S, Abb. 6, erhält nach dem vorhergesagten bei drucklosem, kaltem Kessel nur der Feuerungsstromkreis Strom. Der Bläsermotor übernimmt die Aufgabe der Bläsermaschine, die ja noch keinen Dampf erhält. Die Leistung des Bläsermotors beträgt dabei nur etwa ein Viertel der Maximalleistung der Turbine, reicht aber für die Erwärmung der geringen Eisenmassen und des geringen Wasserinhalts aus. Beispielsweise beträgt für einen 100 PS Doblekessel die Heizfläche rund 11 qm bei 7 bis 8 l Wasserinhalt. Mit ansteigender Temperatur setzt sich die Speisepumpe in Tätigkeit durch Schließen des Kontaktes C, der auf eine Anfangstemperatur von 400 bis 420° C eingestellt ist (Stellung 5). Durch das Einsetzen der Speisepumpe steigt der Druck im Kessel rasch an, so daß der Anheizvorgang nach 3 bis 4 Minuten durch Erreichung des Höchstdruckes unterbrochen wird. Die Anlage ist damit für die Ingangsetzung des Kreislaufs vorbereitet (Stellung 2). Hat der Kessel zu Beginn des Anheizens zu wenig Wasser, so steigt die Temperatur schneller als der Druck und es tritt die Kontaktstellung 6 ein, die bei ungenügendem Kesseldruck das Betreiben der Speisepumpe von Hand nötig macht. In der Regel erreicht der Kessel seinen angeheizten Zustand mit der Kontaktstellung 2.

Wird jetzt der Regler geöffnet und der Kreislauf der Anlage in Gang gesetzt, so sinkt zunächst der Druck unter die Höchstgrenze, beide Stromkreise erhalten Strom und die Dampferzeugung folgt mit geringer Nacheilung dem mit der Öffnung des Reglers steigenden Dampfbedarf. Angenommen, der der Regleröffnung entsprechende Beharrungszustand wäre eingetreten und die entnommene Dampfmenge wäre im Verhältnis zur Leistungsfähigkeit des Kessels gering, so wird eine über den Dampfverbrauch hinausgehende Steigerung der Dampferzeugung eintreten, da in einem weiten Drehzahlbereich, wie schon erwähnt, das Feuerungsgebläse mehr Dampf erzeugt als der Abdampfmenge entspricht. Sonst wäre ja auch ein Nachfolgen der Dampferzeugung des Kessels bei ständig steigender Dampfentnahme überhaupt nicht möglich.

Die Verhältnisse sind in Abb. 7 wiedergegeben. Über der Drehzahl der Dampfmaschine ist das durch die Dampfmaschine und damit auch durch die Bläsermaschine gehende Dampfgewicht aufgetragen. Entsprechend dem parabolisch verlaufenden Wirkungsgrad von Dampfturbine und Gebläse erhält man ebenfalls über der Drehzahl eine Dampferzeugungskurve, die stärker gekrümmt ist als die Dampfverbrauchskurve und zwischen den Punkten A und B darüber liegt. Die Dampfverbrauchskurve der Dampfmaschine, die für eine unveränderliche Füllung anzunehmen ist, verläuft nicht gradlinig, weil mit zunehmender Drehzahl infolge der Drosselverluste die Dampfmenge pro Hub zurückgeht. Unterhalb des Punktes A ist ein Beharrungszustand nicht möglich, solange die Leistung des Bläsermotors den Fehlbetrag nicht decken kann. Auf Verhältnissen außerhalb des Punktes B, der die mögliche Höchstleistung des Kessels kennzeichnet, folgt schneller Druckabfall, Dampfangel und Übertemperatur, so daß die Dampferzeugung ganz unterbrochen wird. Nach den Ausführungen über die verschiedenen Schaltstellungen der Kesselsteuerung läßt sich folgern, daß für die Dampferzeugung bei hoher Leistung nur die Schaltstellungen 5 und 2 geeignet sind, wobei die Stellung 2 wegen des nötigen Druckabfalls bei bewegtem Kreislauf bei größerer Dampfentnahme nur selten erreicht wird. Die ausgeführten Versuchsfahrten haben dies bestätigt.

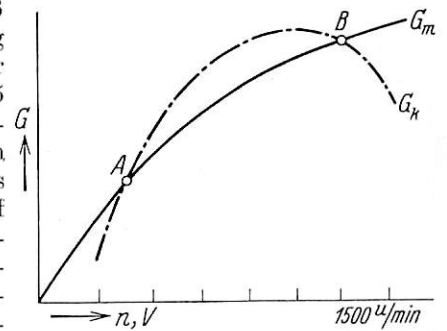


Abb. 7. Dampfverbrauch und Dampferzeugung beim Doblekreislauf.

Die Stellung 3 und 6 sowie die Stellung 4 sind für hohe Kesselleistungen nicht geeignet, da entweder die Übertemperatur die weitere Dampferzeugung verhindert oder die wegen Untertemperatur nicht arbeitende Speisepumpe starken Druckabfall verursacht. Da diese verschiedenen Schaltstellungen mit Ausnahme des zu schnellen Öffnens des Reglers unabhängig von der Bedienungsweise eintreten, ist es klar, daß bei der Entwicklung eines Doblekessels die Abstimmung aller Funktionen im Kreislauf so gestaltet werden muß,



Abb. 8. Zeitlicher Druckverlauf bei geringer Dampfentnahme.

daß er möglichst in der Schaltstellung 5, 4 und bei kleineren Leistungen auch in Schaltstellung 2 arbeiten kann. Die anderen Schaltstellungen sind betrieblich unerwünscht, aber durch die Hauptaufgabe dieser drei Kontakte als Sicherheitsorgane nicht zu vermeiden. In Abb. 8 ist die Arbeitsweise des Kessels innerhalb der Punkte A und B (Abb. 7) für Beharrungszustände dargestellt. Dabei wechseln sich die Schaltstellungen 5 und 2 und gegebenenfalls auch 4 miteinander ab. In Abb. 8 ist der zeitliche Verlauf des Kesseldrucks für konstante entnommene Dampfmenge aufgetragen; entsprechend dem Überschuß an Dampferzeugung steigt der Kesseldruck periodisch bis zur Höchstgrenze und sinkt dann schnell wieder ab durch Unterbrechung der Feuerung bei Kontakt A. Für praktische Verhältnisse sieht man für das Wiedereinschalten des Kontaktes A eine Druckspanne von etwa 10 at vor, um ein zu häufiges Aus- und Einschalten der Feuerung zu vermeiden. Der Dampfdruck verläuft deshalb in diesem Fall beispielsweise zwischen 90 und 100 at, wenn der Grenzdruck auf 100 at eingestellt ist. Dieser Druckverlauf gestaltet sich bei größeren Leistungen immer flacher,

d. h. der Druckanstieg erfolgt langsamer, bis er im Endzustand den Grenzdruck nicht mehr erreicht.

Wie daraus hervorgeht, sind die Beharrungszustände für Leistungen, die hohe Schieberkastendrücke der Dampfmaschine erfordern, schon an ziemlich enge Bedingungen geknüpft, nämlich an die vorbezeichneten Schaltstellungen. Die Abstimmung des Kessels, Anordnung und Lage der Rohr- schlange und der Einspritzung allein müssen bewirken, daß der Kessel trotz verschiedener Belastungen innerhalb der durch die günstigen Schaltstellungen gegebenen Grenzen für Druck und Temperatur bleibt. Das ist eine Bedingung für den Trieb- wagenbetrieb, die bei der Entwicklung eines Kessels unbedingt zu beachten, aber schwer zu erreichen ist. Die Schwierig- keiten liegen hier in der baulichen Entwicklung. Ist ein Kessel in seiner Abstimmung gelungen, so arbeitet nach den ge- machten Erfahrungen eine Dobleanlage sicher und störungs- frei und verursacht im Betrieb keine Schwierigkeiten, da sich ja am Kessel nichts mehr verändert. Eine solche einwandfreie Anlage ist auch viel weniger Störungen ausgesetzt und erreicht größere Lebensdauer, weil die hohen Temperaturen mit ihren unangenehmen Begleiterscheinungen nicht auftreten.

Wenn der Kessel schon im Beharrungszustand in weiten Belastungsgrenzen unveränderliche Druck- und Temperatur- verhältnisse allein durch seine Abstimmung hervorbringen muß, ist der Vorgang bei veränderlicher Belastung, insbesondere bei schneller Belastungszunahme noch schwieriger zu verfolgen.

Das plötzliche Abstellen einer Belastung geht in einfacher Weise vor sich und deckt sich mit dem beim Anheizen des Kessels schon geschilderten Vorgang.

Für die Leistungssteigerung aber ist das An- fahren des Triebwagens zweifellos der schwierigste Fall, wie die bisher gemachten Erfahrungen bewiesen haben. Für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit eines Triebwagens für Reichsbahnzwecke ist aber gerade das Beschleunigungs- vermögen vom Stillstand bis zur Höchstgeschwindigkeit beinahe die Hauptforderung an die Maschinenanlage geworden, weil bei genügender Beschleunigungsleistung die übrigen Betriebs- bedingungen verhältnismäßig leicht zu erfüllen sind. Hier muß nach dem bisherigen Stand der Versuche noch nach Ver- besserungsmöglichkeiten gesucht werden, wenn diese Anlagen auch für die großen Triebwagenpläne der DRG mit Erfolg verwendbar sein sollen. Die für die neuen Fahrplanverhältnisse einzusetzenden Triebwagen stellen ganz besondere Anfor- derungen an das Beschleunigungsvermögen. Unter leichten Betriebsverhältnissen, wo keine bestimmte Beschleunigung gefordert wird, können lange Anfahrzeiten- und Wege in Kauf genommen werden und „gelegentlich“ hohe Geschwindig- keiten erreicht werden, so daß eine Anlage bestimmter Leistung durchaus befriedigt. Dagegen kann unter Umständen für hohe Beschleunigungen, dieselbe Anlage unzureichend sein. Unter diesem wohl z. Z. wichtigsten Gesichtspunkt möge nun der Anfahrvorgang der Dobletriebwagen näher betrachtet werden.

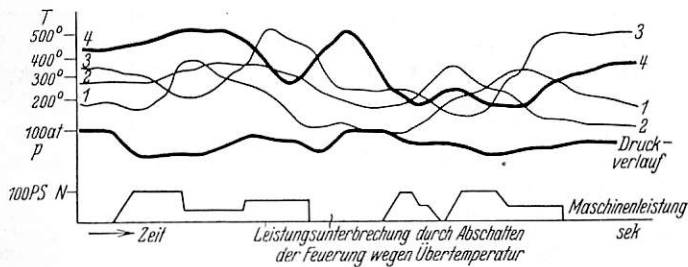
Für den Anfahrvorgang ist zunächst einmal festzuhalten, daß nicht nur die Dampferzeugung mit einer durch die Anlage begrenzten Schnelligkeit der Dampfentnahme nacheilt, sondern daß sich nun auch noch bei jeder Geschwindigkeit die Arbeits- verhältnisse ändern. (Wirkungsgrad des Gebläses, Abb. 7.) Es wurde weiter oben schon erwähnt, daß diese Nacheil- geschwindigkeit die Schnelligkeit des Regleröffnens begrenzt, und daß man die Beschleunigung durch die vielleicht noch mögliche Verbesserung des Nacheilens weiter erhöhen könnte. Außer dem unvermeidbaren Nacheilen treten im Anfahrvorgang beim Beschleunigen noch andere ungünstige Verhältnisse auf. Wie in Abb. 7 gezeigt, wird auch erst mit zunehmender Wagen- geschwindigkeit eine Drehzahl der Dampfmaschine erreicht, bei der die Bläserturbine entsprechend der Abdampfmenge

der Dampfmaschine einen kleinen Überschuß an Dampf zu liefern imstande ist, der aber immer noch, auch wenn der Kessel sich sehr schnell anpaßt, inzwischen hinter der mit zunehmender Maschinendrehzahl stetig wachsenden Dampf- entnahme nachhinkt. Jedoch bessern sich die Verhältnisse oberhalb des Punktes A, weil bei unveränderlicher Regler- öffnung die Beschleunigung immer kleiner wird und der Dampfüberschuß im Kessel gegenüber der Entnahme wächst, sofern eben die Regleröffnung nicht zu groß genommen wurde. Unterhalb des Punktes A muß aber zunächst ein erheblicher Druckabfall auch bei guten Kesseln eintreten, der bis zu 20 at und darüber geht. Die Vorgänge sind beim Beobachten des Kesselmanometers während des Anfahrens zu verfolgen; der Druck sinkt bei kräftigem Anfahren zunächst stark ab, bis auf etwa 60 at, um dann stehen zu bleiben oder langsam wieder zuzunehmen. Bei diesem Kesseldruck lassen sich, nach den Versuchsfahrten zu urteilen, noch Beschleunigungen erreichen, die denen von Verbrennungstriebwagen gleicher Leistungsgröße entsprechen. Für das erste Anfahren muß der Druckabfall im Kessel zur Dampflieferung mit heran- gezogen werden, um gute Beschleunigungen zu erreichen.

Eine wichtige Rolle spielt ferner die Speisepumpe, die für die Druck- und Temperaturverhältnisse des Kessels von großem Einfluß ist. Da der Kessel vor dem Anfahren normaler- weise die Kontaktstellung 2 (Abb. 6) hat, setzt die Speise- pumpe erst ein, wenn der Wasserinhalt im Kessel schon z. T. verdampft und zurückgegangen ist. Der Kesseldruck ist infolgedessen ebenfalls gesunken. Setzt sie zu spät ein oder ist der Wasserstand im Kessel schon zu weit zurückgegangen, weil der Kessel bei der vorhergehenden Kontaktstellung 2 schon zu wenig Wasser hatte, so tritt wegen des zu großen Dampfinhaltes im Kessel Übertemperatur ein und die Feuerung wird unterbrochen (Kontaktstellung 6). Wegen der nun aus- setzenden Dampferzeugung ist eine weitere Beschleunigung zunächst nicht möglich. Es sei hier erwähnt, daß es auch in den Dobleanlagen Schaltungsmöglichkeiten gibt, um die Speisepumpe anpassungsfähiger zu machen, also empfindlicher und mit mehr Abhängigkeiten zu steuern. Ferner ist auch noch eine Verstellbarkeit der Beaufschlagung der Bläse- turbine zur Verschärfung der Brennerwirkung ausführbar; Versuche in dieser Richtung sind gelegentlich von Versuchs- fahrten der Reichsbahn mit solchen Einrichtungen ausgeführt worden. Sie haben aber nur dann Zweck und vermögen die Anfahrverhältnisse zu bessern, wenn die Kesselabstimmung schon den besten Wert erreicht hat. In der richtigen Er- kenntnis, daß hierauf bei der Ausbildung der Triebwagen- kessel ganz besonderer Wert zu legen ist, wurden planmäßig Versuche angestellt, um zunächst wenigstens auf diesem Wege die bestimmenden Punkte für die inneren Vorgänge im Kessel zu finden und insbesondere den Einfluß der Art und Lage der Einspritzung zu klären. Dabei hat sich überraschenderweise gezeigt, daß stetige Kesselverhältnisse und die richtige Be- einflussung des Thermostaten, der ja seinerseits auf den Kessel zurückwirkt, außerordentlich stark von der gewählten Anordnung des Kesselsystems abhängen. Die Abb. 9 und 10 veranschaulichen deutlich diese Zusammenhänge. Die Kurven werden gewonnen, indem bei verschiedenen Belastungsversuchen Kesseldruck und Temperaturen längs der ganzen Rohr- schlange gemessen und mit der zugehörigen Leistung zusammen über der Zeit aufgetragen werden. Abb. 9 als Beispiel eines mangelhaft abgestimmten Kessels läßt erkennen, daß selbst bei gleichbleibender Leistung die Temperaturen schwanken. Insbesondere die Temperatur an der Meßstelle des Thermo- staten ist weder die höchste noch eine besonders charakte- ristische Kesseltemperatur und schwankt außerdem ganz un- gesetzmäßig. Wie bei diesen Versuchen festgestellt werden konnte, werden solche Temperaturverhältnisse durch unge-

steuerte Einspritzung oder Entnahme des Einspritzwassers vor dem Unterkessel begünstigt.

Anders der in Abb. 10 wiedergegebene gut abgestimmte Kessel. Hier müssen, wenn die Anfahrverhältnisse bewältigt werden sollen, auch bei kritischen Belastungsschwankungen die Temperaturen und Drücke stets ähnlich verlaufen. Man erkennt deutlich, daß man den Thermostaten an eine Meßstelle legen kann, wo stets die höchste und zugleich am gleichmäßigsten verlaufende Temperatur herrscht. Je mehr sich die Temperaturmeßstellen von der Eintrittsstelle der Rohrschlange in den Kessel entfernen, um so schwächer werden die Temperaturschwankungen und um so unabhängiger von den Kesselbelastungen. Im Überhitzer an der Meßstelle des Thermostaten sind günstige betriebsbrauchbare



Erklärung:

- 1 bis 3: Temperaturkurven in der Rohrschlange nach $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$ -länge hinter dem Kesselanfang
4: Temperaturverlauf an der Meßstelle des Thermostaten am Anfang des Überhitzers.

Abb. 9. Temperatur- und Druckverlauf bei mangelhafter Kesselabstimmung.

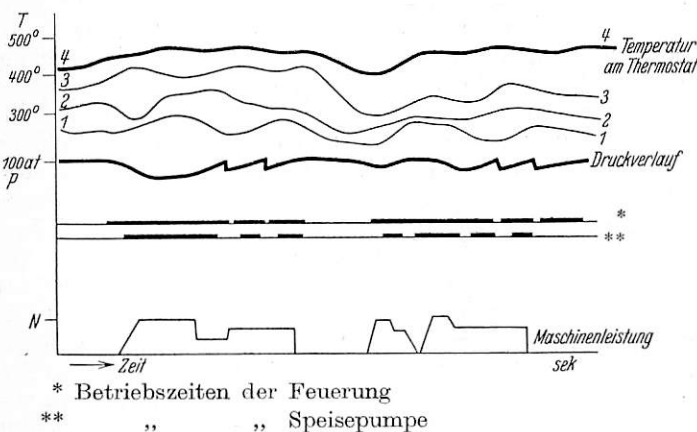


Abb. 10. Druck- und Temperaturverlauf bei richtiger Kesselabstimmung.

Temperaturverhältnisse erreicht. In der Abb. 10 sind außerdem noch beispielsweise die Betriebszeiten des Brenners und der Speisepumpe eingetragen, woraus man erkennt, daß der gut arbeitende Kessel eigentlich nur zwischen den Kontaktstellungen 2, 4 und 5 (Abb. 6) wechselt, also die obere Temperaturgrenze nicht überschreitet.

Diese Versuche konnten bis jetzt nur an wenigen Kesseln gemacht werden und deshalb müßten die gewonnenen Ergebnisse noch zahlenmäßig erweitert werden. Doch sind diese Versuche schon deshalb von besonderem Wert, weil sie für die noch anzustrebende Vergrößerung der Kesselleistung einen aussichtsreichen Weg aufgezeichnet haben, um die richtige Abstimmung auch bei größeren Kesseln zu finden.

Der Beschleunigung ist — im Hinblick auf die spätere Brauchbarkeit für gesteigerte betriebliche Ansprüche — auch aus dem Grunde ein besonderer Wert beizumessen, weil die Zugkraftkurve der Dampfmaschine des Triebwagens einen flacheren

Verlauf als die der dieselektrischen Übertragung aufweist. Sie liegt für gleiche Nennleistungen im Gebiete höherer Geschwindigkeiten allerdings über der elektrischen Übertragung, ist aber dafür mit den geringeren Anfahrzugkräften im Nachteil. — Bei größeren Dampftriebwerkeinheiten ist vielleicht ein bis jetzt allerdings noch nicht erprobter Vorteil, daß das geringere Gesamtgewicht gegenüber leistungsgleichen dieselektrischen Einheiten sich beim Anfahren und bei Steigungsfahrten günstig auswirkt. Man könnte nun einwenden, die geschilderten Beschleunigungsverhältnisse ließen sich durch eine größere Maschinenanlage beherrschen. Das würde aber nur scheinbar eine Abhilfe bedeuten, da eine größere Maschinenanlage den Nutzraum erheblich beeinträchtigt und die zu beschleunigende Masse vergrößert. Abgesehen davon, daß größere Einheiten als 100 PS für den zweiachsigen und 300 PS (zweimal 150) für den vierachsigen Dampftriebwagen bis jetzt nicht entwickelt sind, würde eine größere Anlage ohne das größtmögliche Beschleunigungsvermögen keinen Vorteil bieten, solange bei den jetzt entwickelten Einheiten noch nicht das letzte an Beschleunigung herausgeholt ist.

An dieser Stelle sei noch ein Wort über die Kesselreserve gesagt. Bei den Versuchen, das Leistungsvermögen der Dobleanlage im Triebwagen zu steigern, sind einzelne Stimmen laut geworden, die sich eine Leistungserhöhung durch Vergrößern des Kessels bei sonst gleichbleibenden Kreislaufverhältnissen oder durch einen zusätzlichen Wasserraum oder durch einen Dampfspeicher versprochen. Bei der genauen Prüfung der Wirkungsweise des Kessels und des Kreislaufs findet man aber, daß eine Vergrößerung der Heizfläche auch eine Vergrößerung der Eisenmassen und eine Vermehrung der Wärmeträgheit des Kessels bedeutet, die aber möglich klein sein soll. Die Vergrößerung der Heizfläche würde für den Beharrungszustand vorteilhaft sein, aber auch nur, wenn die Bläserturbine, entsprechend der für den Heizflächenzuwachs nötigen Wärmemenge verstärkt wird (s. Abb. 8, notwendiger Dampfüberschuß). Dagegen versagt das Mittel bei Belastungsschwankungen, denn nun würde zwar der Kessel eine etwas größere Dampfmenge bei demselben Druckabfall hergeben, bei steigender Belastung müßte aber die Feuerung außer der größeren Dampfmenge auch eine größere Eisenmasse mit-erhitzen. Ähnlich verhält es sich mit einem Dampfspeicher; da die Dampfmenge aus dem auf das System geschalteten Speicher nur durch Drucksenkung abgegeben werden kann, muß bei gesunkenem Dampfdruck und erschöpftem Speicher eine größere Dampfmenge wieder auf hohen Druck gebracht werden, wenn bei fortdauernder Steigerung der Dampfenahme die Dampferzeugung Schritt halten soll. Das würde ebenfalls bei sonst ungeänderten Verhältnissen der Anlage auf ein Vergrößern des Nacheilens hinauslaufen.

Nach diesem Überblick über das Wesen der Dobleanlage und des Standes ihrer Entwicklung mögen noch einige Angaben folgen über die bis jetzt ausgeführten Reichsbahntriebwagen mit Dampftrieb. Die vor zwei Jahren begonnenen beiden zweiachsigen Dampftriebwagen (Abb. 3) sind heute bereits insofern überholt, als eine Maschinenleistung von 100 PS für die Betriebsbedürfnisse nicht mehr ausreicht, da selbst die Leistung von 150 PS in zweiachsigen Triebwagen kaum ausreichend erscheint. Die in beiden Wagen verwendeten Anlagen sind noch aus dem Autobau übernommene Anlagen. Der Kühler und der Speisewasserbehälter und die Lichtmaschine wurden vergrößert, dagegen wurde die Dampfmaschine (Zweizylinderverbundmaschine) und die übrigen Teile der Anlage beibehalten. Entsprechend den Erfordernissen des Triebwagenbetriebes wurde die Dobleanlage erweitert. So mußte auch für die Preßluftpumpe ein besonderer Dampftrieb geschaffen und in den Doblekreislauf eingefügt werden. Der Antrieb wurde durch eine Zugbeleuchtungsturbine unter Zwischen-

schaltung eines Zadowgetriebes (konachiales Rollengetriebe) bewerkstelligt. Der erforderliche Dampf wurde der Hauptfrischdampfleitung der Dobleanlage über ein Druckminder-ventil entnommen, und der Abdampf der Bläser turbine zu-geführt. Im übrigen wurde das Ein- und Ausschalten des Dampfes für die Luftpumpe durch ein selbsttätig vom Hauptluftbehälterdruck gesteuertes Dampfventil in bekannter Weise erreicht. Auch die Heizung des Wagens wurde mit Dampf verminderten Druckes aus der Dobleanlage gespeist. Der Wagen erhielt eine Warmwasserheizung, bei der an Stelle des Ofens ein kleiner dampfbetriebener Wärmeaustauscher trat, dessen Abmessungen außerordentlich klein gehalten werden konnten. Der niedergeschlagene Dampf wurde unmittelbar dem Speisewassersammelbehälter zugeführt; Schwierigkeiten haben sich aus dieser Erweiterung der Dampfentnahme aus dem Doblekreislauf nicht ergeben. Allerdings wird die Maschinenleistung an der Kesselgrenze um den recht beträchtlichen Dampfbedarf der Kompressor turbine geschmälert.

Die mit der Entwicklung und dem Versuchsbetrieb der kleinen Anlagen gewonnenen Erfahrungen wurden für den Entwurf eines vierachsigen Dampftrieb wagens verwertet. Hierfür wurde die inzwischen entwickelte Anlage von 150 PS Leistung vorgesehen. Um für diesen vierachsigen Triebwagen eine ausreichende Maschinenleistung zu erhalten, wurden zwei voneinander getrennt arbeitende Dobleanlagen eingebaut.

Diese Anlagen sind wesentlich größer als die der zweiachsigen Triebwagen. Die Kessel haben sich im Durchmesser von 600 auf 800 mm und in der Heizfläche von 11 auf rund 20 qm vergrößert. Entsprechend sind auch die übrigen Teile der Anlage ausgebildet worden. Für drei vierachsige Dampftrieb wagen wurden der Firma Henschel eine und der Firma Borsig zwei doppelte Anlagen zu zweimal 150 PS in Auftrag gegeben. Die Anlagen von dieser Größe, übrigens die größten bisher in Betrieb genommenen Dobleanlagen mußten in allen Teilen neu entwickelt werden. Die Konstruktionen beider Firmen, die unter Mitwirkung vom Reichsbahnzentralamt durchgebildet wurden, stimmen weitgehend überein, insbesondere in ihrer Anordnung und in ihrem Raumbedarf. Sie weisen jedoch in ihrer Schaltung und in einigen Einzelheiten Unterschiede auf, deren Zweckmäßigkeit durch die praktische Erprobung geprüft werden soll. Die Verwendung von zwei Anlagen in einem Wagen brachte eine Reihe von neuen Aufgaben für das Dobleprinzip. Die Anordnung wurde so getroffen, daß in einem Maschinenraum über dem Drehgestell je ein Kessel und Kühler an der Wagenlängswand aufgestellt wurden. Jeder Kessel speist für sich getrennt nur eine im Drehgestell untergebrachte Dampfmaschine, so daß beide Achsen des Drehgestells angetrieben sind. Neu ist aber an der Gesamtanordnung der gemeinsame Kühler ventilator und die beiden Anlagen gemeinsame Kühlturbine. Der Doble-

kreislauf jeder Anlage wird hierdurch nicht gestört, da die Abdampfleitungen jeder Anlage getrennt zur Kühlturbine geführt sind und diese auch getrennt beaufschlagt ist. Ein besonderes Problem bot die Bedienung der beiden voneinander unabhängigen Regler der Anlage, sowie die Notwendigkeit, den Triebwagen auch von einem mit ihm gekuppelten Steuerwagen aus zu fahren. Als geeignetste Lösung erwies sich die elektrische Betätigung, die vom Reichsbahnzentralamt als Fernsteuerung, wie eingangs erwähnt, ausgebildet wurde.

Der wagenbauliche Teil ist wie bei den zweiachsigen Triebwagen von der Firma Wegmann, Kassel, ausgeführt und ist in seinem Äußern den neuen vierachsigen Triebwagen angepaßt. Er ist außerordentlich leicht gehalten und wiegt mit Drehgestellen knapp 26 t. Die Maschinenanlagen haben zusammen ein Gewicht von rund 10 t und nehmen im Wagenkasten nicht mehr Raum von der Wagenlänge in Anspruch als ein im Drehgestell liegender Dieselmotor. Auf dem Prüfstand wurde eine Maximalleistung des einzelnen Kessels von über 200 PS festgestellt, so daß der Wagen über 400 PS am Radumfang verfügen könnte, wenn die Leistung bei der Erprobung auf der Strecke sich als ausnutzbar erweist. Dann würden diese Fahrzeuge hinsichtlich Leistung, Gewicht und Preis den bisherigen dieselektrischen Fahrzeugen überlegen sein. Ein endgültiges Urteil kann jedoch nur ihre Erprobung im praktischen Betriebe liefern. Die Brennstoffkosten je Triebwagen-km können ebenfalls erst im Betrieb ermittelt werden. Sie sind nach Prüfstandsversuchen auf die PS-Stunde bezogen höher als beim Dieselmotor. Für die PS-Stunde werden 450 bis 480 g Brennstoff verbraucht. Allerdings kann deutsches Rohöl verwendet werden, während für Triebwagen-Dieselmotoren ausländisches Gasöl gebraucht wird. Der deutsche Brennstoff kostet etwa $\frac{2}{3}$ des ausländischen.

Es erscheint verwunderlich, daß in Amerika, der Heimat der Dobleautomobile, keine Dampftrieb wagen entwickelt wurden. Dies liegt zum großen Teil daran, daß in Amerika viel größere Leistungseinheiten für Triebwagen gebraucht werden als die derzeitigen Dobleanlagen, wie dies auch von Witte im „Org. Fortschr. Eisenbahnwes.“, Heft 1/2 vom 10. Januar 1934 ausgeführt wird.

Nach den in dieser Abhandlung geschilderten Erfahrungen mit der Entwicklung von Dobletrieb wagen in Deutschland ist kurz zusammengefaßt zu sagen, daß man im Augenblick, wo der erste vierachsige Dampftrieb wagen vor der Erprobung steht, noch keine weitgehenden Schlüsse auf die weitere Entwicklungsmöglichkeit und Verwendbarkeit des Hochdruckdampfes in Triebwagen ziehen kann, obwohl die Aussichten günstig erscheinen und den Versuch mit solchen Triebwagen durchaus gerechtfertigt erscheinen lassen.

Prüfstandversuche mit einer neuen Schmiervorrichtung für Eisenbahnwagen-Achslager.

Von Dr. Ing. M. Rothemund und Reg.-Baumeister W. Bachmaier.

Von der Firma Hauser u. Co., Augsburg, wurde eine neue „Schmiervorrichtung Augsburg“ für Eisenbahnwagen-Achslager entwickelt, die im Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Technischen Hochschule München einer Prüfung unterzogen wurde*).

Die „Schmiervorrichtung Augsburg“ zeichnet sich gegenüber der Polsterschmierung hauptsächlich durch erhebliche Vergrößerung der Ölmenge aus, die zur Schmierung und Kühlung der Lagerschale in Umlauf gehalten wird. Sie besteht im wesentlichen aus einer Kegelschale a, Abb. 1, die fest auf dem

*) Herrn Prof. Dr. Ing. A. Loschge sprechen wir an dieser Stelle für die Erlaubnis zu dieser Veröffentlichung unseren ergebensten Dank aus.

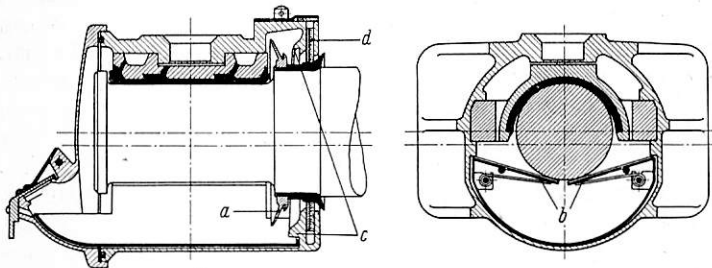
Notbund des Achszapfens sitzt. Der Unterteil dieser Ölförder-scheibe taucht in den Schmierölsumpf des Achslagergehäuses ein. Bei der Drehung des Zapfens hebt sie Schmieröl auf sogenannte „Ölzuführungsstege“ b, d. s. Ölverteilungsbleche, die von Federn getragen und zur Waagrechten geneigt gegen die Unterseite des Achszapfens gerichtet sind. Die beiden symmetrisch angeordneten Ölzuführungsstege sind auf ihren oberen, dem Zapfen zugewendeten Flächen mit Filz belegt und weisen gegen den vorderen Achsschenkelbund eine leichte Abwärtsneigung auf. Durch diese Anordnung wird das Öl unmittelbar dem Achsschenkel in seiner ganzen Länge zugeführt, und zwar vorwiegend dem Achsschenkelbund.

Für die Untersuchungen war ein bereits vorhandener

Prüfstand zur Verfügung gestellt worden. Er besteht aus einer Prüfwellen, die an beiden Enden von zwei Pendelkugellagern getragen wird. Zwischen den beiden Endlagern ist die Welle als normaler Gleitlagerzapfen einer Eisenbahnwagenachse ausgeführt. Als Belastungseinrichtung für das Zwischenachslager dient eine Hebelanordnung.

Die Untersuchung erstreckte sich auf die Ermittlung der Reibungsleistung sowie auf die Messung der Temperaturen, die sich in der Lagerschale und im Schmieröl am Boden des Achslagergehäuses einstellen. Zur relativen Beurteilung der Güte der neuen Schmiervorrichtung wurden Vergleichsversuche mit einem normalen Polsterschmierachslager der Deutschen Reichsbahngesellschaft angestellt, wobei das Vergleichslager den gleichen Betriebsbedingungen unterworfen wurde wie die „Schmiervorrichtung Augsburg“. Ferner wurde Wert darauf gelegt, daß bei den Vergleichsversuchen auch dieselbe Lagerschale an beiden Achslagern benutzt wurde.

Zum Zwecke der Untersuchung der Reibungsleistungen des Achslagers einschließlich der beiden Kugellager der Prüfwellen wurde die letztere durch eine weiche, elastische Lederseife mit einem Gleichstrom-Nebenschlußmotor gekuppelt. Dieser Motor gestattete die Einstellung der zu untersuchenden Drehzahlen von 530, 375, 270 und 240 Umdr./Min. entsprechend



a = Ölförderscheibe
b = federnd gelagerte Ölzuführungsstege
c = Ölrückführwand
d = Staubsichtung

Abb. 1.

einer Wagengeschwindigkeit von rund 100, 70, 50 und 45 km/h bei einem Raddurchmesser von $D = 1000$ mm. Nach den Versuchen an den Achslagern wurde der Motor zur Bestimmung der tatsächlichen Wellenleistung abgebremst. Diese an der Kupplung vorhandene Wellenleistung setzt sich zusammen aus der Reibungsleistung des Achslagers und der Reibungsleistung der beiden Pendelkugellager, die, wie später ausgeführt wird, gesondert bestimmt wurde. Die Ermittlung der Reibungsleistung des Achslagers einschließlich der beiden Kugellager konnte nach dieser Methode auf rund 0,05 PS genau durchgeführt werden.

Zur Temperaturmessung wurden durchwegs Eisen-Konstantan-Thermoelemente verwendet, die vor den Versuchen in einem Kupferthermostaten geeicht worden waren. Gemessen wurde:

1. Die Temperatur in der Mitte der Lauffläche der Lagerschale in rund 1,5 mm Abstand von der Lauffläche,
2. die Temperatur auf der dem Achsschenkelbund zugelegenen Seite der Lagerschale in etwa 5 mm Abstand von der Lauffläche,
3. die Temperatur des Schmieröles im Unterteil des Achslagergehäuses.

Die Lauffläche der im neuen Zustand angelieferten Achslagerschale aus Rotguß mit Weißmetallausguß wurde vor Inangriffnahme der Versuche sauber „eingeschabt“. Trotzdem erwies es sich aber als nötig, das Lager längere Zeit unter normalen Betriebsbedingungen einlaufen zu lassen, um kon-

stante Werte hinsichtlich der Lagertemperaturen und der Leistungsaufnahme des Motors zu erhalten.

Bei sämtlichen Versuchen mit dem Achslager wurde das Achslagergehäuse zur Abführung der Reibungswärme mit einem konstanten Luftstrom angeblasen, dessen Geschwindigkeit nach überschlägigen Messungen mit einem Flügelradanemometer rund 60 km/h betrug.

Als Schmieröl für das Achslager fand das normale Achsenöl Verwendung. Sein spezifisches Gewicht war 0,928 kg/l bei 23° C, seine Viskosität 8,2° nach Engler, gemessen bei 50° C.

Die Ermittlung der Reibungsverluste der beiden Pendelkugellager der Prüfwellen, welche Verluste natürlich in Abzug gebracht werden mußten, erfolgte mit Hilfe eines dritten, genau gleichen Pendelkugellagers, das nach Entfernung des Achslagers auf die Prüfwellen aufgesetzt werden und mit der

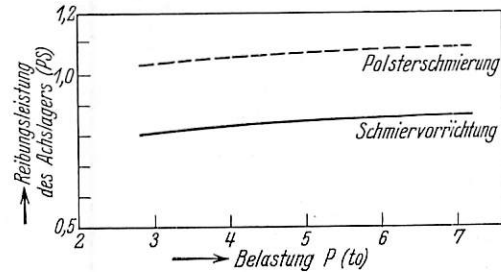


Abb. 2.

oben beschriebenen Belastungseinrichtung belastet werden konnte. Für die Bestimmung der Kugellagerverluste wählte man einen kleineren Motor, der als Pendelmotor mit einem drehbaren Gehäuse ausgerüstet war.

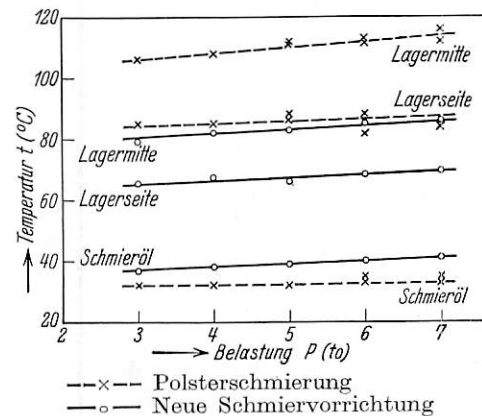


Abb. 3.

Für die Auswertung der Kugellagerreibungsversuche wurde angenommen, daß alle drei verwendeten Pendelkugellager vollständig gleichartig sind und ferner, daß die Reibungsleistung jedes einzelnen Lagers in erster Annäherung proportional ist der Lagerbelastung.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind auszugsweise für die Drehzahl von 530 Umdr./Min. in den Abb. 2 und 3 wiedergegeben.

Aus der Abb. 2, welche die Abhängigkeit der Reibungsleistung des Achslagers von der jeweiligen Lagerbelastung für die eingestellte Drehzahl von 530 Umdr./Min. zeigt, ist ersichtlich, daß mit der neuen Schmiervorrichtung eine beträchtliche Verminderung der Reibungsverluste erzielt wird. So verringert sich z. B. bei einer Lagerbelastung von 6 t die Reibungsleistung von 1,08 PS bei Polsterschmierung auf 0,86 PS bei der neuen Schmiervorrichtung, d. i. um rund 20 v. H. Diese Verminderung der Reibungsverluste ist ohne Zweifel dadurch verursacht, daß es gelungen ist, die zur Schmierung und Kühlung der Lagerschale in Umlauf gehaltene Ölmenge wesentlich zu erhöhen. Bei Anwendung der Polster-

schmierung zeigte sich, daß die durch den Lagerzapfen vom Polster aufgenommene Ölschicht so dünn ist, daß sie kaum wahrgenommen werden konnte. Bei der neuen Schmiervorrichtung dagegen wird der Zapfen und die ganze Lagerschale mit Schmieröl überflutet.

Im Zusammenhang mit der Verminderung der Reibungsleistung des Achslagers bei Anwendung der „Schmiervorrichtung Augsburg“ gegenüber der Polsterschmierung steht auch die beträchtliche Herabsetzung der Reibungszahl μ . Diese

Reibungszahl $\mu = \frac{M}{P \cdot r}$ (wobei M = Reibungsmoment in mkg,

P = Lagerbelastung in kg und r = Zapfenhalbmesser in m), die ja den Quotienten aus dem am Radius 1 wirkenden Reibungsmoment und der Lagerbelastung darstellt, erreichte bei den angestellten Versuchen im Belastungsbereich zwischen 3 und 7 t und im Drehzahlbereich zwischen 240 und 530 Umdr./Min. Werte von $\mu = 3,6$ bis $8,4 \cdot 10^{-3}$ bei Polsterschmierung. Bei Anwendung der „Schmiervorrichtung Augsburg“ verringerten sich die entsprechenden Werte auf $\mu = 2,9$ bis $6,8 \cdot 10^{-3}$.

Sehr wichtig zur Beurteilung der Güte der neuen Schmiervorrichtung ist auch die Abb. 3, in welcher die gemessenen Temperaturen der Lagerschale und des Schmieröles in Ab-

hängigkeit von der Belastung ebenfalls für die Drehzahl von 530 Umdr./Min. dargestellt sind. Man erkennt aus diesem Temperaturbild, daß durch die neue Schmiervorrichtung die Höchsttemperaturen in der Lagerschale in wirksamer Weise herabgesetzt werden. Diese Erniedrigung der Höchsttemperaturen, die für die Sicherheit des Bahnbetriebs von Wichtigkeit ist, ist ebenfalls bedingt durch die Erhöhung des Ölumlaufts. Die Steigerung des Ölumlaufts hat ja eine Vergrößerung der Geschwindigkeit des Wärmeaustausches innerhalb des gesamten Achslagergehäuses zur Folge, die sich auch in einer Steigerung der Schmieröltemperatur am Boden des Achslagergehäuses, d. h. in einem Zusammenrücken der einzelnen Temperaturlinien gegen einen mittleren Wert ausdrückt. Betrachtet man wiederum den Versuch mit einer Belastung von 6 t bei einer Drehzahl von 530 Umdr./Min., so erkennt man eine Herabsetzung der gemessenen Höchsttemperatur in der Mitte der Lagerschale von 112°C auf 84°C und eine Steigerung der Öltemperatur im Sumpf von 33°C auf 40°C . Der Temperaturbereich zwischen Lauffläche und Öl am Boden des Achslagergehäuses verringert sich also von 79°C auf 44°C .

Die Deutsche Reichsbahn hat, wie uns die Firma Hauser mitteilt, zur Erprobung im praktischen Betrieb bereits eine Anzahl Wagen mit der neuen Schmiervorrichtung ausgerüstet.

Bogenweichen im Übergangsbogen.

Von Oberlandmesser Höfer, Altona.

Vor Jahrzehnten hat man sich gewiß bemüht, die Bahnhöfe möglichst gerade zu strecken. Für den Vorteil, sie übersichtlich zu gestalten und gerade Weichenstraßen bauen zu können, hat man häufig in Kauf nehmen müssen, daß der Übergang zu der vom Gelände abhängigen freien Strecke nur durch ziemlich scharfe Krümmungen erreicht werden konnte.

Durch Vergrößerung der nutzbaren Gleislängen, also durch Hinausschieben der äußersten Weichen, sind die Bahnhöfe immer mehr auf die Bogen der freien Strecke zu gewachsen. Es ist jedenfalls Tatsache, daß bei sehr vielen Bahnhöfen unmittelbar hinter der letzten Weiche ein Bogen ansetzt.

Linienverbesserungen an diesen Stellen bereiten stets besondere Schwierigkeiten; denn während man sich auf freier Strecke durch Grunderwerb und Anschüttungen zur Verbreiterung des Bahnkörpers helfen kann, ist man an den Bahnhofsenden durch die äußersten Weichen an der wünschenswerten Verbesserung des Bogens behindert.

Die Anforderungen an die Länge der Übergangsbogen wachsen mit der Geschwindigkeit der Fahrzeuge. Wenn heute auch erst für wenige begünstigte Strecken eine Stunden-geschwindigkeit von 180 km in Betracht kommt, so muß doch damit gerechnet werden, daß bei Einsatz von Triebwagen an Stelle von Personenzügen in absehbarer Zeit auch auf minder wichtigen Strecken sehr hohe Geschwindigkeiten zu erzielen und damit auch erwünscht sein werden.

Die Formel für die Überhöhung (in mm): $h = \frac{8 V^2}{R}$ erfordert bei einer Rampenneigung von 1:10 V eine Länge des Übergangsbogens von $l = \frac{8 V^3}{100 \cdot R}$ (in Metern); z. B. müßte für einen Bogen von $R = 1600$ m Halbmesser und eine Geschwindigkeit von 180 km/Std. die Rampe, also auch der Übergangsbogen, rund 290 m lang werden; das ist mehr als das doppelte der Länge, die noch vor wenigen Jahren in den Oberbauvorschriften als Höchstmaß vorgesehen war. Der Raum für eine derartige Parabel ist sehr oft nicht vorhanden.

Will man nicht von der nur für den Notfall zugelassenen Verminderung der Überhöhung und der daraus folgenden Verkürzung der Parabel Gebrauch machen, so muß die

äußerste Weiche, nötigenfalls eine Weichenverbindung, in den Übergangsbogen verlegt werden. Diese Anordnung ist ganz unbedenklich. Die Bogenweichen lassen sich ebensogut parabolisch wie kreisförmig krümmen; sie müssen selbstverständlich, wenn irgend möglich, ganz — vom Stoß vor der Zungenspitze bis zum Ende der durchgehenden Schwellen — in die Parabel gelegt werden und nicht zu einem Teil in die Parabel, zum anderen Teil aber in die Gerade oder in den Kreisbogen; durch solche fehlerhafte Anordnung würde die Parabel ihren Wert als Träger der Rampe mindestens teilweise

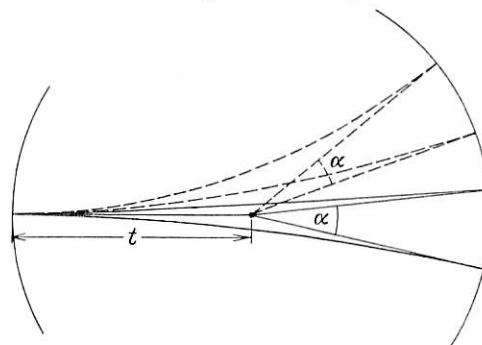


Abb. 1.

einbüßen, weil man im Bereich der durchgehenden Schwellen die Rampe nicht ansetzen oder enden lassen kann.

Während nun das Stammgleis der Weiche einfach einen Abschnitt der kubischen Parabel darstellt, dessen Absteckung keine Schwierigkeiten macht, erhebt sich die bisher noch nicht behandelte Frage: was wird aus dem ablenkenden Strang und wohin zielt die Tangente der Ablenkung am Weichenende?

Beim Einbau einer Reichsbahnbogenweiche in die Kreislage schwingt der von den starren Tangenten gebildete Kreisabschnitt vom Winkel α , dessen Tangens 1:n das Neigungsverhältnis der Weiche ausdrückt, einfach um den Mittelpunkt des Kreises, den man sich mit der Tangentlänge t der Grundform um den gemeinsamen Winkelpunkt beider Tangentenpaare beschrieben denkt (s. Abb. 1).

Nachdem man den Anfangspunkt A (Abb. 2) in den gegebenen Stammgleisbogen vom Halbmesser R eingeschaltet hat, bestimmt man den Endpunkt E — oder auch A von E aus — zunächst roh durch zweimaliges Abmessen der Tangente t nach Augenmaß, setzt dann BC winkelrecht in der Mitte der Sehne AE ab, wobei $BC = \frac{t^2}{R}$ zu setzen ist, und berichtigt danach nötigenfalls den roh bestimmten Endpunkt (selten nötig!). Da das Sperrungsmaß am Weichenende (EF = e) für jede Grundform unveränderlich ist, liegt die Ablenkungstangente CF fest, ohne daß man den Halbmesser des Ablenkungsbogens zu kennen braucht. Dieser ist übrigens für die Außen-Innen-bogenweiche $r = \frac{R \cdot \mathfrak{R} \pm t^2}{R \mp \mathfrak{R}}$, wenn \mathfrak{R} den Ablenkungshalbmesser der Grundform bezeichnet*).

Dieses einfache Verfahren versagt beim Einbau der Weiche in die Parabel, weil nun auch der Ablenkungsbogen kein Kreisbogen mehr wird, sondern sich parabolisch krümmt.

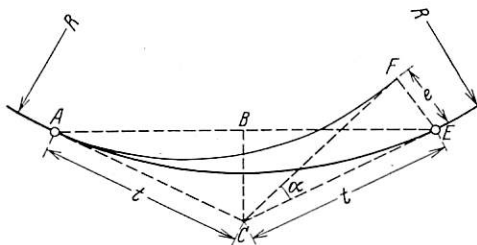


Abb. 2.

Zur Absteckung und Berechnung der Anschlüsse braucht man die Krümmungshalbmesser ebensowenig zu kennen wie bei der Kreisbogenform der Weichenbogen. Hier möge aber ihre Ermittlung eingeschaltet werden, weil man sie für einen später zu erwähnenden Zweck doch nötig hat.

Vorausgesetzt wird, daß das Stammgleis nach dem Evolventen-(Winkelbild-)Verfahren abgesteckt worden ist. Nur in diesem Fall stehen die Krümmungshalbmesser innerhalb der kubischen Parabel im umgekehrten Verhältnis zu den Längen der Bogenpunkte, vom Parabelanfang aus gemessen.

Versteht man in den Abb. 3 und 4, die je eine Außen- und eine Innenbogenweiche in Parabellage darstellen sollen (stark verzerrt), die Buchstaben a für den Weichenanfang, e für das Weichenende und l für das Parabelende, wo die Krümmheit den Halbmesser R des Kreisbogens erreicht, nicht als Punktbezeichnung, sondern als vom Parabelanfang aus gemessene Längen und bezeichnet man die Krümmungshalbmesser an diesen Längspunkten mit ϱ_a und ϱ_e , so muß sich beispielsweise verhalten: $\frac{1}{\varrho_a} : \frac{1}{R} = a : l$. Man erhält daher für den Stammgleisbogen:

$$\varrho_a = \frac{R \cdot l}{a} \quad \text{und} \quad \varrho_e = \frac{R \cdot l}{e} \dots \dots \dots 1)$$

Auf dem Stammgleisbogen wird nun ein Kreisbogen vom Halbmesser R der Weichengrundform abgewälzt. Die Krümmheit der Ablenkung kann daher an jedem Punkte nichts anderes sein als die Summe oder der Unterschied der Krümmheitsgrade beider Bogen, je nachdem der Ablenkungsbogen nach innen oder außen abbiegt.

Bezieht man das obere/untere Vorzeichen auf die Außen-Innen-Bogenweiche, so lassen sich beide Fälle auf folgende einheitliche Formeln bringen:

*) Vergl. Höfer: „Geometrische Eigenschaften der Bogenweichen.“ Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, Heft 20, S. 453.

Für den Krümmungshalbmesser der Ablenkung ist:

$$\frac{1}{\varrho_a'} = \frac{1}{\mathfrak{R}} \mp \frac{1}{\varrho_a} \quad \text{und} \quad \frac{1}{\varrho_e'} = \frac{1}{\mathfrak{R}} \mp \frac{1}{\varrho_e} \dots \dots 2)$$

Setzt man für ϱ_a und ϱ_e die Werte aus den Gl. 1), so erhält man nach Umkehrung der Brüche:

$$\varrho_a' = \frac{\mathfrak{R} \cdot R \cdot l}{R \cdot l \mp \mathfrak{R} \cdot a} \quad \text{und} \quad \varrho_e' = \frac{\mathfrak{R} \cdot R \cdot l}{R \cdot l \mp \mathfrak{R} \cdot e} \dots \dots 3)$$

Für die in den späteren Abb. 6 und 8 dargestellten Lagen mit Gabelung der Weichen nach dem Parabelanfang hin ergeben sich dieselben Ausdrücke, die also als allgemeingültig anzusprechen sind. Es wäre mathematisch richtiger, die Glieder auf der rechten Seite der Gl. 2) zu vertauschen; man würde dann nach den Gl. 3) die Werte ϱ_e' und ϱ_a' für die Außenbogenweiche negativ erhalten, womit nur ausgedrückt wäre, daß der Krümmungshalbmesser nach der entgegengesetzten Richtung strebt, was sich aber von selbst versteht.

Ein Beispiel: Es sei $R = 1500$ m, die Fahrgeschwindigkeit $V = 130$ km/Std., also $l = \frac{8 \cdot 130^3}{1500 \cdot 100} = \text{rund } 120$ m; der

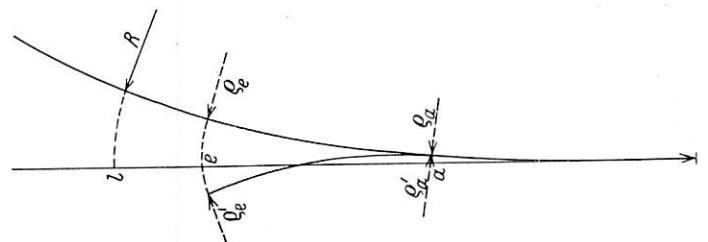


Abb. 3.

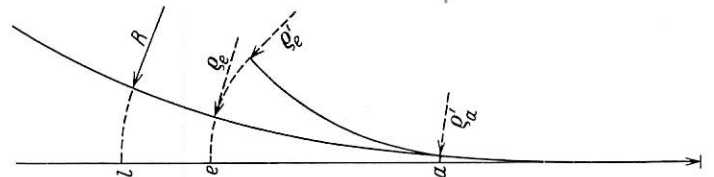


Abb. 4.

Anfang a einer Reichsbahnweiche 1:12 ($\mathfrak{R} = 500$) liege 47,5 m vom Parabelanfang entfernt, das Ende e also $47,5 + 2 \times 20,797 = 89,09$ m vom Parabelanfang. Für das Stammgleis wäre nach den Gl. 1):

$$\varrho_a = \frac{1500 \cdot 120}{47,5} = 3789,5 \text{ m} \quad \text{und} \quad \varrho_e = \frac{1500 \cdot 120}{89,09} = 2020,4 \text{ m}$$

Für die Ablenkung wäre nach den Gl. 3) für die Außenbogenweiche (Abb. 3):

$$\varrho_a' = \frac{500 \cdot 1500 \cdot 120}{1500 \cdot 120 - 500 \cdot 47,5} = 576,0 \text{ m}$$

und

$$\varrho_e' = \frac{500 \cdot 1500 \cdot 120}{1500 \cdot 120 - 500 \cdot 89,05} = 664,3 \text{ m,}$$

für die Innenbogenweiche (Abb. 4):

$$\varrho_a' = \frac{500 \cdot 1500 \cdot 120}{1500 \cdot 120 + 500 \cdot 47,5} = 441,7 \text{ m}$$

und

$$\varrho_e' = \frac{500 \cdot 1500 \cdot 120}{1500 \cdot 120 + 500 \cdot 89,05} = 400,8 \text{ m.}$$

Wenn man auch diese Werte zur Absteckung der Weiche nicht nötig hat, so ist die Kenntnis des Krümmungshalbmessers am Ende der Ablenkung doch erwünscht, weil man zum Auffangen eines anderen Gleisstrahles (Weichenstraße oder Gleisverbindung) sehr häufig mit einem Zusatzbogen fortfahren muß, und diesem gibt man dann, wenn irgend möglich, die am Ende der Ablenkung erreichte Krümmheit, benutzt also den Wert ϱ_e' als Halbmesser des anschließenden Bogens.

Wichtiger als für den Landmesser sind die Krümmungshalbmesser für den Weichenbauer. Infolge der Krümmung müssen die Schienenstränge der Grundform verkürzt oder verlängert werden. Die Bogenlänge des von der Weiche beanspruchten Parabelabschnittes ist von derjenigen eines Kreisbogens von mittlerer Krümmung kaum merklich verschieden. Den mittleren Krümmungshalbmesser erhält man durch Umkehrung aus dem Mittelwert der Krümmungsgrade, nicht etwa als Mittel der Krümmungshalbmesser. Der Mittelwert wird aus

$$\frac{1}{\varrho_m} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\varrho_a} + \frac{1}{\varrho_e} \right) \text{ gefunden nach:}$$

$$\varrho_m = \frac{2 \varrho_a \cdot \varrho_e}{\varrho_a + \varrho_e} \dots \dots \dots 4)$$

In unserem Beispiel erhält man für die mittlere Krümmung des Stammgleises den Halbmesser $\frac{2 \cdot 3789,5 \cdot 2020,4}{3789,5 + 2020,4} = 2635,6$ m, für die Ablenkung entsprechend den Halbmesser 617,01 m für die Außenbogenweiche und 420,3 m für die Innenbogenweiche. Setzt man in der Formel $r = \frac{R \cdot \mathfrak{R} \pm t^2}{R \mp \mathfrak{R}}$

für R den Wert 2635,6, für \mathfrak{R} den Halbmesser 500 der Grundform und für t^2 den Festwert $20,797^2 = 432,5$, so erhält man für r die Werte 617,3 und 420,1 m. Die Abweichungen gegen die zuvor ermittelten Werte sind belanglos, erklären sich übrigens daraus, daß wir in unserem Beispiel die Weichenlänge ohne Rücksicht auf die Biegung gleich der zweifachen Tangentlänge gesetzt haben. Man kann also die Maße für die Längenänderung der Einzelstränge aus einer für Kreisbogenweichen ein für allemal aufgestellten Tafel oder gezeichneten Hyperbel entnehmen.

Es bleibt noch die Aufgabe zu lösen, die Richtung der Ablenkungstangente zu bestimmen. Wir müssen dabei die in den Abb. 5 bis 8 (sehr stark verzerrt) dargestellten Lagen unterscheiden; die Weiche kann sich nach dem Parabelanfang oder nach dem Parabelende zu gabeln, und sie kann Außen- oder Innenbogenweiche sein.

Für die weiteren Untersuchungen wählen wir die Tangente im Parabelanfang als Längsachse, diesen selbst als Nullpunkt. Da die Weichenendpunkte auf entgegengesetzten Seiten der Achse liegen können, betrachten wir, um zu allgemeingültigen Formeln zu gelangen, die nach dem Mittelpunkt des Stammgleisbogens zu liegenden Ordinaten als positiv, die nach außen gerichteten als negativ. Ferner setzen wir die Längen der Bogen wegen der nicht darstellbaren Flachheit der Parabeln gleich den Schatten auf die Tangente und behandeln die in den Abbildungen als Evolventenbogen erscheinenden seitlichen Abstände wie rechtwinkelige Ordinaten. Bezeichnen wir die Ordinaten des Stammgleisbogens mit y_1 , diejenigen der Ablenkung mit y_2 , so ist unter den vorausgeschickten Annahmen für die Außenbogenweiche (Abb. 5 und 6)

$$y_1 - y_2 = \frac{(e - a)^2}{2 \mathfrak{R}} \dots \dots \dots 5)$$

Das ist die für jede Grundform unveränderliche Sperrung am Weichenende, ausgedrückt als Evolvente des Bogens \mathfrak{R} in der Entfernung $(e - a)$ vom Berührungspunkt der Tangente in der Grundform. Es ist also ein bekannter Festwert $\left(= \frac{2 t^2}{\mathfrak{R}} \right)$; wir wählen obige Form, weil wir e als veränderliche Größe benutzen wollen. Als Ordinate der kubischen Parabel ist:

$$y_1 = \frac{e^3}{6 R l} \dots \dots \dots 6)$$

Aus Gl. 5) und 6) folgt:

$$y_2 = \frac{e^3}{6 R l} - \frac{(e - a)^2}{2 \mathfrak{R}} \dots \dots \dots 7)$$

Differenziert man diese Gleichung nach e, so erhält man:

$$\text{tg } \tau = \frac{d y_2}{d e} = \frac{3 e^2}{6 R l} - \frac{2 (e - a)}{2 \mathfrak{R}} = \frac{e^2}{2 R l} - \frac{e - a}{\mathfrak{R}} \dots \dots 8)$$

Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß man nach Abb. 6 für y_2 zu setzen hätte: $y_2 = \frac{e^3}{6 R l} - \frac{(a - e)^2}{2 \mathfrak{R}}$; die Differentiation ergäbe: $\text{tg } \tau = \frac{e^2}{2 R l} + \frac{a - e}{\mathfrak{R}}$, was sich bei Berücksichtigung der Vorzeichen von Gl. 8) durch nichts unterscheidet.

Für die Innenbogenweiche (Abb. 7 und 8) erhält man im Unterschied von Gl. 5):

$$y_2 - y_1 = \frac{(e - a)^2}{2 \mathfrak{R}} \dots \dots \dots 9)$$

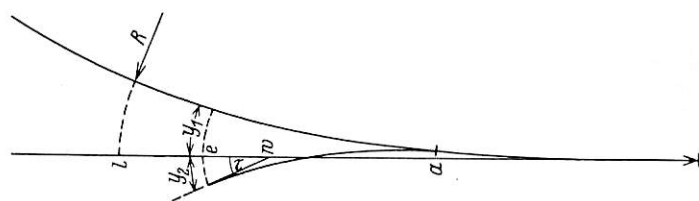


Abb. 5.

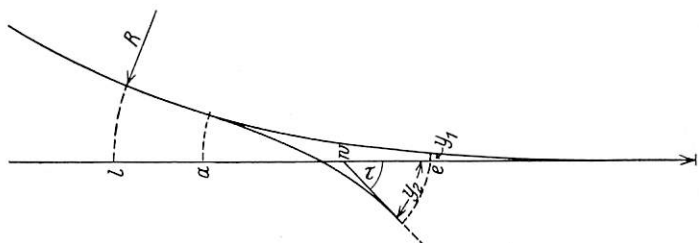


Abb. 6.

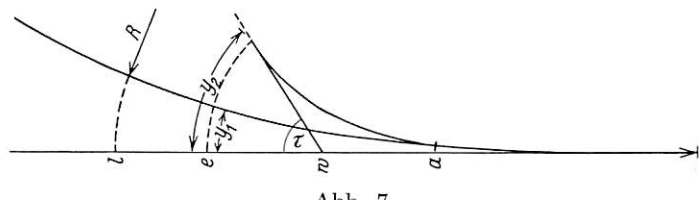


Abb. 7.

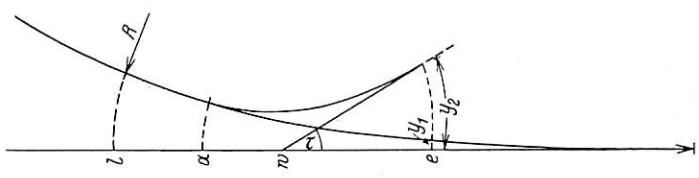


Abb. 8.

also:

$$y_2 = y_1 + \frac{(e - a)^2}{2 \mathfrak{R}} = \frac{e^3}{6 R l} + \frac{(e - a)^2}{2 \mathfrak{R}} \dots \dots 10)$$

und:

$$\text{tg } \tau = \frac{d y_2}{d e} = \frac{3 e^2}{6 R l} + \frac{2 (e - a)}{2 \mathfrak{R}} = \frac{e^2}{2 R l} + \frac{e - a}{\mathfrak{R}} \dots \dots 11)$$

Auch diese Gleichung deckt bei Berücksichtigung der Vorzeichen beide Fälle (Abb. 7 und 8).

Läßt man bei doppelten Vorzeichen das obere für die

Außen- und Innenbogenweiche gelten, so genügt für alle denkbaren Fälle die Doppelformel:

$$\text{tg } \tau = \frac{e^2}{2 R l} \mp \frac{e - a}{\mathfrak{R}} \dots \dots \dots 12)$$

Hierin ist der Maßwert $e - a$ immer gleich $2 t$ zu setzen.

In Wirklichkeit haben die Lote von den Weichenenden auf die Tangente nicht den gleichen Fußpunkt. Der Fehler ist für die Festlegung der Ablenkungstangente belanglos; er kann z. B. bei einer Weiche 1:12 schlimmstenfalls 7 cm betragen, was wegen der Kleinheit des Winkels τ unbedenklich vernachlässigt werden darf. Man kann aber den nun noch zu bestimmenden Schnitt der Ablenkungstangente mit der Anfangstangente der Parabel nach Schätzung um einige Zentimeter — je nach Lage der Weiche — berichtigen.

Aus y_2 und τ ist die Entfernung des Winkelpunktes w von e zu berechnen aus:

$$w - e = y_2 : \operatorname{tg} \tau \dots \dots \dots 13)$$

Von w aus läßt sich die Richtung der Tangente, zweckmäßig in mehrfacher Entfernung der Länge $w - e$, leicht abstecken.

Zur Veranschaulichung sei zum Schluß das oben benutzte Zahlenbeispiel fortgeführt. Für die Außenbogenweiche erhält man die in Abb. 9 dargestellten Ergebnisse. Nach Gl. 7) ist:

$$y_2 = \frac{89,09^3}{6 \cdot 1500 \cdot 120} - \frac{(89,09 - 47,5)^2}{2 \cdot 500} =$$

$$= \frac{89,09^3}{1080000} - \frac{41,59^2}{1000} = -1,075.$$

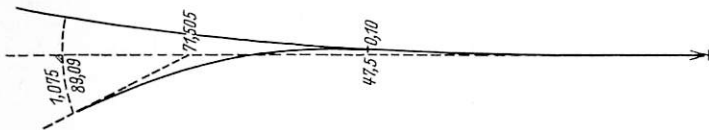


Abb 9.

Nach Gl. 8) ist:

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{89,09^2}{360000} - \frac{41,59}{500} = 0,0220473 - 0,08318 = -0,0611327$$

($\tau = 3^\circ 29' 54''$ für die Absteckung unnötig).

Nach Gl. 13) ist:

$$w - e = \frac{1,075}{0,061 \cdot 327} = 17,585.$$

Also liegt w vom Parabelanfang $89,09 - 17,585 = 71,505$ m entfernt.

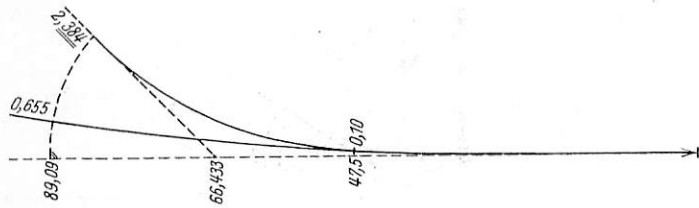


Abb. 10.

Für die in Abb. 10 dargestellte Innenbogenweiche ergibt sich nach Gl. 10):

$$y_2 = \frac{89,09^3}{1080000} + \frac{41,59^2}{1000} = + 2,38446;$$

ferner nach Gl. 11)

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{89,09^2}{360000} + \frac{41,59}{500} = + 0,1052273$$

($\tau = 6^\circ 00' 25''$)

und nach Gl. 13)

$$w - e = \frac{2,38446}{0,1052273} = 22,657.$$

Danach liegt w vom Parabelanfang $89,09 - 22,657 = 66,433$ m entfernt. (Die Abb. 9 und 10 sind achtfach verzerrt.)

Die Berechnung einer 8a-Bogenweiche in Parabellage bereitet nicht wesentlich mehr Schwierigkeit. Die Gl. 1) bis 4) für die Berechnung der Krümmungshalbmesser gelten auch

für die 8a-Weichen, da die Krümmheit durch die Überschneidung an der Zungenspitze nicht beeinflusst wird. Bei den übrigen Rechnungen muß die Überschneidung indessen berücksichtigt werden.

Aus der Betrachtung der Grundform (Abb. 11) ergibt sich, daß es ratsam ist, statt mit dem Weichenanfang a mit der Überschneidungsstelle (Zungenspitze) Z zu rechnen; von dort aus sind die Tangenten in der Bogenlage für unseren Zweck unbedenklich als gleich zu betrachten. Die Ordinate y am Weichenende e ist, wie aus der Abbildung leicht zu entnehmen:

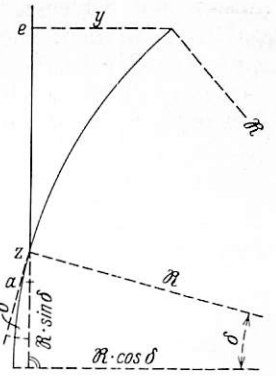


Abb. 11.

$$y = \frac{(e - z + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} - R (1 - \cos \delta) \dots 14)$$

Darin ist δ der Überschneidungswinkel und y selbst ist die Sperrung am Weichenende.

In der Bogenlage tritt dieser Wert für y aus Gl. 14) an die Stelle des Wertes $\frac{(e - a)^2}{2 R}$ in Gl. 5).

Unter den bei Besprechung der Abb. 5 und 6 erwähnten Annahmen ist demnach bei Gabelung nach dem Parabelende zu:

$$y_1 - y_2 = \frac{(e - z + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} - R (1 - \cos \delta) \dots 15)$$

Da aber $y_1 = \frac{e^3}{6 R l}$ nach Gl. 6), ist:

$$y_2 = \frac{e^3}{6 R l} - \frac{(e - z + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} + R (1 - \cos \delta) \dots 16)$$

Differenziert man die Gleichung nach e , so entsteht:

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{d y_2}{d e} = \frac{3 e^2}{6 R l} - \frac{2 (e - z + R \cdot \sin \delta)}{2 R} =$$

$$= \frac{e^2}{2 R l} - \frac{e - z + R \cdot \sin \delta}{R} \dots \dots \dots 17)$$

Diese Gleichung entspricht der Gl. 8).

Bei Gabelung nach dem Parabelanfang zu erhält man für die Außenbogenweiche:

$$y_2 = \frac{e^3}{6 R l} - \frac{(z - e + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} + R (1 - \cos \delta) \dots 16 a)$$

und

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{e^2}{2 R l} - \frac{e - z - R \cdot \sin \delta}{R} \dots \dots 17 a)$$

Für die Innenbogenweiche erhält man in ganz gleicher Weise bei Gabelung nach dem Parabelende zu:

$$y_2 = \frac{e^3}{6 R l} + \frac{(e - z + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} - R (1 - \cos \delta) \dots 16 b)$$

und

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{e^2}{2 R l} + \frac{e - z + R \cdot \sin \delta}{R} \dots \dots 17 b)$$

und bei Gabelung nach dem Parabelanfang zu:

$$y_2 = \frac{e^3}{6 R l} + \frac{(z - e + R \cdot \sin \delta)^2}{2 R} - R (1 - \cos \delta) \dots 16 c)$$

und

$$\operatorname{tg} \tau = \frac{e^2}{2 R l} + \frac{e - z + R \cdot \sin \delta}{R} \dots \dots 17 c)$$

Für jede Grundform sind die Maßwerte $R \sin \delta$ und $R (1 - \cos \delta)$ beharrlich. Zunächst kommt wohl nur die Grundform 8a - 500 - 1:12 mit dem Überschneidungswinkel $\delta = 27'$ in Betracht; hierfür ist $R \cdot \sin \delta = 3,927$ m und $R (1 - \cos \delta) = 0,0155$ m.

Da die in die Gl. 16) übernommene Gl. 15), wie schon erwähnt, nichts anderes ausdrückt als die Querspannung am Weichenende (1,711 für die Weiche 8a — 500 — 1:12), und da ferner auch die Maßwerte $e - z$ oder $z - e$ gleich und beharrlich sind ($= 2t = 37,608$), wenn man sich mit dieser meistens ausreichenden Annäherung begnügen will, so lassen sich die Formeln 16) und 17) vereinfachen auf die folgenden:

Für die $\frac{\text{Außen}}{\text{Innen}}$ -bogenweiche 8a — 500 — 1:12 ist:

$$y_2 = \frac{e^3}{6R_1} \mp 1,711$$

$\text{tg } \tau = \frac{e^2}{2R_1} \mp 0,08307$ bei Gabelung nach dem Parabelende zu, aber

$\text{tg } \tau = \frac{e^2}{2R_1} \pm 0,08307$ bei Gabelung nach dem Parabelanfang zu.

Wenn das Weichenende nahe am Parabelende liegt, kann

es ratsam sein, das Maß e zu verbessern nach der Formel $e = z + \sqrt{(2t)^2 + (y_2 - y_z)^2}$ und dann die angegebenen Einzel-formeln zu benutzen. Das gilt auch für die Reichsbahnweichen sinngemäß.

Bei 8a-Weichen darf nicht vergessen werden, daß der Weichenanfangstoß 0,98 m über die in der Rechnung benutzte Zungenspitze hinaus liegt.

Zum Schluß ein Wort über die Darstellung in Plänen. Das übliche Weichendreieck (Tangentendreieck) wirkt bei der Darstellung der Bogenweichen als Unterbrechung des Bogens stets häßlich, besonders häßlich in der Parabellage, weil hier das Dreieck oft noch erheblich verkürzt werden muß, wenn man die Endtangente zum Schnitt bringt. Es wäre eine Anordnung zu begrüßen, wonach die ganze Fläche der Bogenweichen mit Tusche auszufüllen oder zu streifeln wäre (bei Handbedienung), damit sie sich von den übrigen Regelweichen deutlich abheben.

Rundschau.

Allgemeines.

Internationale Automobil- und Motorrad-Ausstellung Berlin 1934 vom 8. bis 18. März.

Die Ausstellung stand im Zeichen der vom Reichskanzler Adolf Hitler gewollten Motorisierung Deutschlands. Millionen Deutsche sollen für das Auto gewonnen werden. Niedriger Preis, hohe Leistung, geringe Brennstoff- und Unterhaltungskosten sind hierzu erforderlich. Die Industrie hat den Gedanken aufgenommen und selbst Firmen, die bisher wie z. B. Mercedes-Benz nur Großwagen herstellten, sind an das Problem des „Volkswagens“ herangetreten. Brauchbare Kleinautos mit einem Preise unter 2000 *R.M.* waren mehrfach zu sehen. Dasselbe gilt von den kleinen Nutzfahrzeugen als Lieferwagen bis zu 1000 kg Nutzlast. Neue Typen mit Zentralrohrrahmen, Feder- und Pendelschwingeachsen mit und ohne Spurveränderung beim Durchfedern, Heckmotor oder in der Mitte des Fahrgestells angeordnetem Motor bis zu 15 PS Leistung für Fahrgeschwindigkeiten von 55 km/h wurden geschaffen. Bis zum 2 1/2 t-Wagen wurden die Typen mehr gestaffelt, um den Verbraucheranforderungen weitgehend zu entsprechen. Büsing-NAG rüstet bereits den 1 1/2-Tonner mit Dieselmotor aus. Dieser hat als Luftspeichermotor in Hinblick auf Fahreigenschaften und geruch- und rauchlose Verbrennung sehr gewonnen, so daß auch für seinen Einbau in Stadtomnibusse keine Bedenken mehr bestehen. Die MAN hat bereits einen Einbaudieselmotor 60 PS 4-Zyl. 4,2 Liter 2200 Umdr./Min. 440 kg geschaffen, der an Stelle jedes Benzinmotors gesetzt werden kann. Der Motor arbeitet mit MAN-Strahleinspritzung und Luftkammer. — Henschel & Sohn baut den Lanova-Dieselmotor mit regelbarem Doppel-Luftspeicher schon mit 125 PS-Leistung ein. Ein Motor mit 150 PS wird entwickelt. Zur besseren Ausnutzung des Dieselmotors im unteren Drehzahlbereich wurde die Mitteldruckregelung geschaffen, mit der spezifische Brennstoffmenge und Luftfüllung des Motorzylinders bei niedrigen und hohen Drehzahlen stets im richtigen Verhältnis zueinander gehalten werden. Bei niedriger Drehzahl ist die gelieferte Brennstoffmenge zu klein im Verhältnis zu der gerade vom langsam laufenden Motor reichlich gelieferten Luftmenge. Demgemäß fällt bei niedriger Drehzahl die Drehmomentenkurve stark ab. Bei der neuen Regelung wird die Brennstoffmenge bis zu einer Drehzahl von etwa 800 reichlich eingestellt und der Zufluß bei höheren Drehzahlen durch ein vor dem Einspritzventil liegendes Drosselventil abgedrosselt. Der von der Pumpe bei zunehmender Drehzahl zu viel gelieferte Brennstoff fließt durch ein Überströmventil, das unmittelbar auf der Einspritzpumpe angeordnet ist, in den Brennstoff-Vorratsraum zurück. In dieser Weise wird die eingespritzte Brennstoffmenge so bemessen, daß restlose Verbrennung mit geringstem Luftüberschuß stets gewährleistet ist. Auf dem Henschel-Stande war auch das Trilok-Flüssigkeitsgetriebe, das von Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal gebaut wird, in unmittelbarer Anflanschung an einen 100 PS-Lanova-Dieselmotor mit einem Zahnrad-Rückwärtsgang (Abb. 1) ausgestellt. Das

Getriebe ist in der Föttinger-Bauart bekannt, vereinigt aber hier durch ein besonderes Schaufelrad den hydrodynamischen Drehmomentwandler mit der hydrodynamischen Kupplung in einem einzigen Getriebekreislauf. Die Übersetzung erfolgt vollkommen selbsttätig stufenlos und entsprechend den durch die Fahrverhältnisse gegebenen Anforderungen auf der angetriebenen Seite. Beim Anfahren hat das Getriebe die Eigenschaften des elektrischen oder Dampfbetriebes. Der Fahrer übt keine Kupplungs- und Schalttätigkeit aus, nur mit einem Hebel für die Brennstoffzufuhr paßt er das Fahrzeug den Streckenverhältnissen an. Bei Stillstand des Wagens läuft der Antriebsteil des Getriebes im Öl um. Die Deutsche Reichsbahn beabsichtigt einen Versuch mit diesem Getriebe. Fried. Krupp A. G. Essen hatte den in der Welt ersten luftgekühlten kompressorlosen

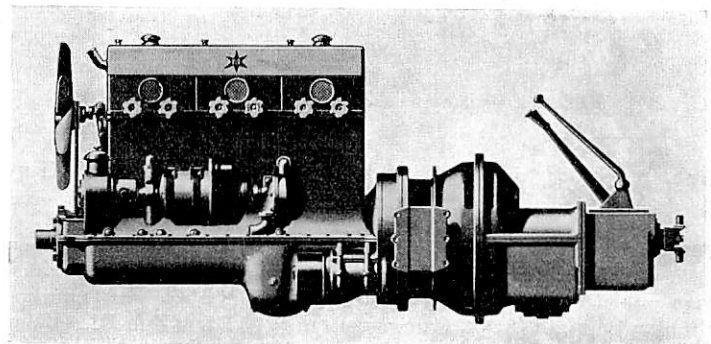


Abb. 1. Henschel-Lanova-Dieselmotor 100 PS mit Trilok-Getriebe für 5 t-Lastwagen.

Zweitakt-Dieselmotor 4-Zyl. 3,45 l 70 PS mit Aufladegeräte (Abb. 2) und die NAG einen luftgekühlten 6-Zyl. 80 PS-, bzw. in Doppelanordnung 150 PS-Vergasermotor in V-Form ausgestellt. Den Zweitakt-Junkers-Doppelkolben-Dieselmotor in 2-, 3- und 4-Zyl.-Bauart benutzt jetzt Krupp zum Einbau in seine Schwerlastfahrzeuge. Ein neues Krupp-Niederrahmen-5 t-Fahrgestell mit einem 120 PS-Junkers-Dieselmotor, kombinierter Knorr-Atelockheed-Bremse und 5-Gang-Aphongetriebe für eine Fahrgeschwindigkeit bis zu 65 km/h war ausgestellt. Die unterhalb der Achse gelagerten Hinterachsfedern sind an den Aufhängepunkten in Gummi gelagert.

Derartige Fahrzeuge zur Verwendung im Behälterdienst wie z. B. auch das neue 5 t-Niederrahmen-Schnelllastwagen-Fahrgestell der Vomag mit 90/95 PS 4-Zyl.-Dieselmotor, ZF-4-Ganggetriebe mit Schnellgang, Luftdruckbremse, Aufbau für Koks-transport, ein Daimler-Benz 5-Tonner, ein Büsing-NAG-Dreischacher für 8 1/2 t Nutzlast u. a. kennzeichneten die Verkehrsmittel, die im Fracht- und Personenverkehr auf den Reichsautobahnen zum Einsatz gelangen werden. Hierzu kommen die gelände-

gängigen Fahrzeuge mit zwei und drei Achsen in den Typen Krupp, Büssing-NAG, Henschel, MAN, Daimler-Benz usw., die beim Bau der Autobahnen gebraucht werden. Ein Teil dieser Fahrzeuge war auf dem Stande der Deutschen Reichsbahn zu sehen, die sich erstmalig an der Ausstellung unter dem Leitgedanken „Die Reichsbahn motorisiert“ beteiligte. Eine Denkschrift gab in großen Zügen einen Überblick zur Durchführung dieser bedeutsamen verkehrstechnischen Aufgabe durch Einsetzung des Triebwagens, Kraftwagens, Behälters, der Motorlokomotive in den Betrieb der Reichsbahn. Die Ausstellung von Fahrzeugen wie eines 5 t-Büssing-NAG-Lastkraftwagens mit Imbert-Holzgenerator, eines 5 t-Lastwagens mit Abogen-Holzkohलगas-Generator von Henschel, und des Henschel 5 t-Dampf-Lastkraftwagens mit Aufbau für Milchkannentransport bewies die Beteiligung der Reichsbahn an den Bestrebungen, einheimische Brennstoffe im Kraftwagenbetrieb zu verwenden.

Der Kraftomnibus trat auf der Ausstellung besonders in neuartigen Stromlinienformen für alle Größen in Erscheinung. Der Stahlaufbau auch bei mittlerer Wagengröße, geschweißt wie das Fahrgestell, Sicherheitsglas für die Fenster, verbesserte Belüftung, findet weitere Einführung. Krupp zeigte einen 24-sitzigen Stromlinienomnibus, der mit einem luftgekühlten vierzylindrigen 65 PS-Vergasermotor eine Spitzengeschwindigkeit von etwa

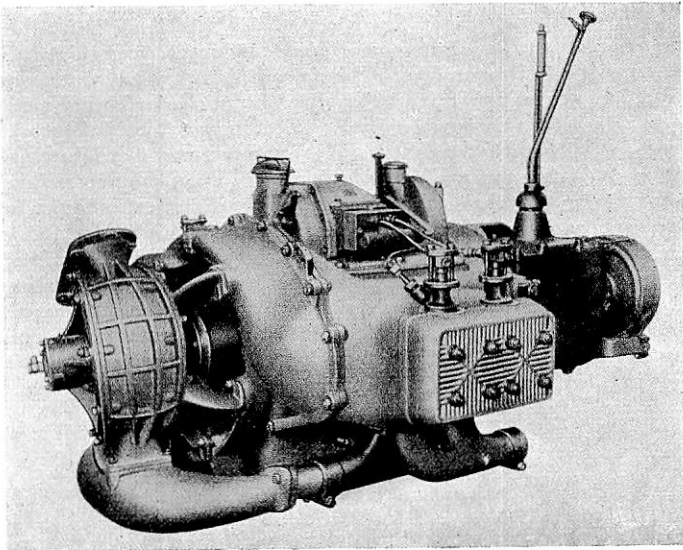


Abb. 2. Luftgekühlter 70 PS-Zweitakt-Dieselmotor von Krupp (Neukonstruktion).

100 km/h erreicht. Der Radstand beträgt 4,20 m, die Rahmenhöhe des 2,5 t-Fahrgestells mit nur 530 mm bringt gute Straßelage mit sich. Ferner sei angeführt der Daimler-Benz-Omnibus-Stahlaufbau auf $3\frac{1}{2}$ t Fahrgestell mit 95 PS 6-Zyl.-Diesel-Vorkammer-Motor für 29 bis 34 Sitze und für eine Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h bei sehr guten Fahreigenschaften. Der neuartige Tiefzugrahmen bietet sicheren Lauf in Geraden und Kurven. Der Brennstoffverbrauch ist 20 kg Rohöl auf 100 km. Die Waggonfabrik Uerdingen zeigte ihre Stahlaufbauten bei einem Omnibus mit 50 Sitzplätzen aus Büssing-NAG-6-Rad-Fahrgestell (einen ähnlichen Omnibus hatten auch die LHB-Breslau ausgestellt) in einer Gesamtlänge von 11,94 m und bei einem Allwetteromnibus auf Krupp-Fahrgestell mit 24 Sitzen in neuzeitlicher Form. Für den Winterverkehr erhält der Wagen ein auswechselbares Winterdach. Die Hansa-Lloyd-Werke, Bremen, haben drei Omnibus-fahrgestelle mit Aufbauten für 20, 30 und 30 bis 40 Personen entwickelt, die sich durch schöne Formgebung besonders auszeichnen. Die Fahrzeuge gleichen in Bauart und Fahrt modernsten Personenwagen, haben 50 bzw. 70 PS-Vergaser- oder Vorkammer-Dieselmotor und eignen sich für Großstadt- wie für Eil-Fernverkehr. Ein in der Linienführung sehr schöner 32-sitziger Omnibus mit Kässbohrer-Karosserie in Luxusausführung war bei der MAN auf 3 t-Fahrgestell zu sehen. Hier stand auch ein Dreiachs-Schwerlast-Fahrgestell mit 150 PS 6-Zyl.-Dieselmotor und Antrieb der Hinterachsen durch einen zentral angeordneten Gelenkwellenzug mit drei Differentialen in Verbindung mit Stirnradnabenantrieb. Die Anordnung gibt niedrige Schwerpunkts-

lage. Der Rahmen dieses Fahrzeuges hat eine Tragfähigkeit bis zu 12000 kg. In Verbindung mit einem gleichen Dreiachs-Anhänger können Zuglasten von 20 t bewältigt werden. Eine völlige Neukonstruktion zeigte das dreiachsige „Obus“-Fahrgestell (Oberleitungsomnibus) mit 11 t Tragfähigkeit für Aufbauten bis zu 70 Personen. Die beiden jeweils hintereinander liegenden Hinterräder werden über je einen durchgehenden Wellenzug mit Schneckengetrieben von einem außen am Rahmen elastisch aufgehängten SSW-Elektromotor von je 55 kW = zusammen 150 PS angetrieben. — Ein 5 t-Fahrgestell in Reichsbahnausführung mit 110 PS 6-Zyl.-Dieselmotor, 7000 kg Rahmentragfähigkeit, wurde mit einer von der MAN entwickelten neuartigen Ladevorrichtung (Abb. 4) gezeigt. Die Ladevorrichtung, am Heck des Wagens angebracht, kann hydraulisch vom Motor aus oder auch von Hand betätigt werden und ermöglicht sehr kurze Be- und Entladezeiten. — Die Hanomag führte einen zweiachsigen 5-Tonner mit Vierradantrieb vor, mit dem der Forderung nach einem Lastzug

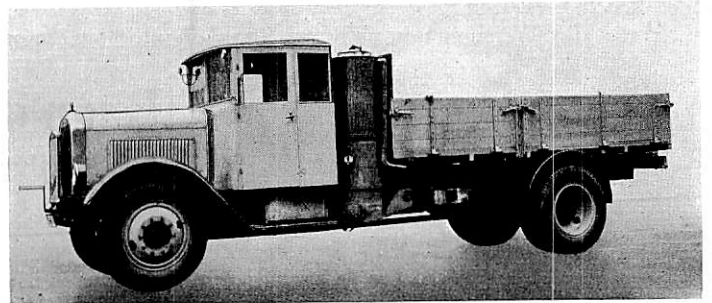


Abb. 3. Lastwagen Henschel & Sohn. 5 t, 10,7 l 6 Zyl.-Vergasermotor mit Holzkohlen-Generator.

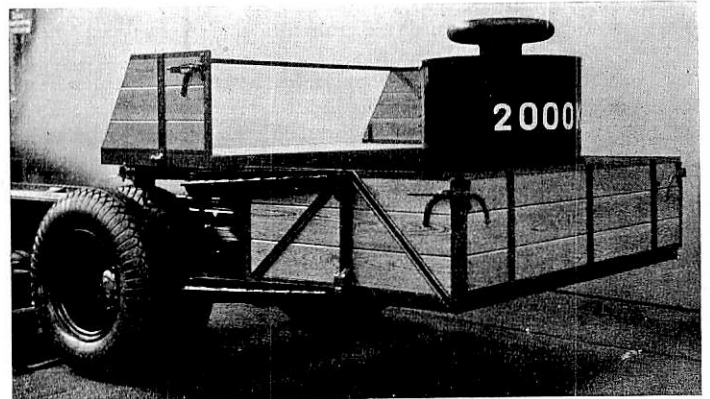


Abb. 4. Lastwagen der Maschinenfabrik Augsburg Nürnberg. 5 t, 12,2 l 6 Zyl. in Reichsbahn-Ausführung. 110 PS Dieselmotor, 5000 mm Radstand, 4-Rad-Knorr-Druckluftbremsen, Aufladen der Behälter am Wagenheck mittels hydraulischer Ladevorrichtung.

für 15 t Nutzlast am billigsten entsprochen wird. Der Motor in einer Leistung zu 90, 105 oder 120 PS liegt in Wagenmitte unter dem Fahrzeugrahmen mit dem Schwungrad nach vorn. Vom Getriebe aus wird die Antriebskraft einmal mittels Gelenkwelle auf die Vorderachse, das andere Mal über ein dem Getriebe vorgebautes Stirnradvorgelege auf ein am anderen Motorende sitzendes gleiches Stirnradvorgelege und von da mittels Gelenkwelle auf die Hinterachse übertragen.

Abschließend sei noch auf den „Gastell-Stahlbus“ mit verbesserter Westwaggon-Imbert-Gasgeneratoranlage und 110 PS-Magirusmotor für den Linien- oder Kursverkehr hingewiesen, der auf die wirtschaftliche Einmannbedienung eingestellt ist und für 30 bis 40 Personen bequem Platz bietet. Fahrgestell und Wagenkasten bilden einen einheitlichen Tragkörper von höchster Widerstandsfähigkeit, in den Generator und Motor organisch eingefügt sind. Den Einwirkungen des Luftwiderstandes ist durch zweckmäßige Formgebung der Vorderwand Rechnung getragen. Die Wagenbelüftung wird durch eine in halber Doppeldecke eingeschaltete zwangsläufige Windstromkühlung gefördert. Die Sitze haben Schaumgummipolster.

Przygode VDI.

Lokomotiven und Wagen.

Erwärmung der Treibstangenlager von Schnellzuglokomotiven.

Die Erwärmung der Treibstangenlager kann die Höchstgeschwindigkeit einer Lokomotive begrenzen. Die Ursachen übermäßiger Erwärmung sind aber im allgemeinen schwer festzustellen und das bloße Befühlen der Lager, um deren Temperatur zu ermitteln, ist ein grobes, zu Fehlschlüssen führendes Verfahren. Standversuche zur genauen Messung der Lagertemperatur haben wenig Wert, weil sie die Betriebsverhältnisse niemals herzustellen erlauben. Die italienischen Staatsbahnen machten deshalb auf der 266 km langen Strecke Mailand—Venedig Versuche mit einer 2 C 1 Schnellzuglokomotive Gruppe 691. Die Kurbelzapfen dieser Lokomotive wurden vor den Versuchen verlängert um den Flächendruck zu verringern, da die Zapfenlager bei hohen Geschwindigkeiten Neigung zum Heißlaufen gezeigt hatten. Die Untersuchungen erstreckten sich auf folgende Punkte, die teils von allgemeinem, teils nur von besonderem Interesse für die Gruppe 691 waren:

Grenzen der Geschwindigkeit und des Zuggewichtes mit Rücksicht auf das Verhalten der Stangenlager bei den heißesten sommerlichen Temperaturen; Temperaturverlauf, Leistungsdiagramme und Berechnung der Lagerdrücke bei hohen Geschwindigkeiten, Reibungsarbeit, Schmierung und Kühlung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und von der Lufttemperatur; Unterschiede im Verhalten der inneren und der äußeren Stangenlager, Einfluß der motorischen Leistung auf die Reibungsarbeit, Einfluß der Schmierölmenge und -Güte, mechanische Einflüsse; Verlauf der Erwärmung und ihre wahrscheinlichen Ursachen.

Die bemerkenswerten Kennzahlen der Lokomotive Gruppe 691 sind:

- Heißdampf-Vierling, zwei Innen- und zwei Außenzylinder
- Kesselspannung 16 atü
- Zylinderdurchmesser und Hub 450/680 mm
- Reibungsgewicht 60 t
- Größte Geschwindigkeit 130 km/h
- Dauerleistung am Treibradumfang bei $V = 100$ km/h: 2000 PS
- Länge der inneren Treibstangen 2,4 m
- „ „ äußeren „ 3,2 m
- Durchmesser und Länge der inneren Treibzapfen 245/140 mm
- „ „ „ „ äußeren „ 155/160 mm

Die Zapfenlänge war ursprünglich 120 bzw. 150 mm. Die Lagerschalen sind aus Bronze mit vollständiger Weißmetallauskleidung. Die Schmierung erfolgt durch angeschmiedete Ölgefäße mit einstellbaren Ölern, wobei der Hub der freischwebenden Ventile durch Stellschrauben im Schmierdeckel begrenzt wird. Für die vordere und hintere Lagerhälfte ist an den inneren Stangen je ein Schmiernippel nahe dem Lagerscheitelpunkt, an den äußeren Stangen für beide Lagerhälften nur ein einziger angeordnet.

Die Lagertemperaturen wurden im Meßwagen unmittelbar hinter dem Tender gemessen. Flüssigkeits- und Widerstandsthermometer waren dafür nicht brauchbar und es wurde deshalb ein Eisen-Konstantan-Element gewählt, das in einer axialen 4 mm-Bohrung im Weißmetall gelagert war. Die Bohrung erstreckte sich bis 7 mm über Lagermitte hinaus; ihre geringste Wandstärke bis zur Schalenoberfläche betrug 2 mm. Die warme Lötstelle lag in einem zylindrischen Bleipfropfen. Die Messung zeigte sich hochempfindlich und fast ohne Hysterese. Die 0,5 mm starken Drähte des Elements waren zunächst einzeln mit Asbestfaden und zusammen nochmals mit einem solchen und mit Isolierlack und einem Leinwandstreifen überzogen. Das kalte Ende jedes der vier Thermolemente war mit einem elektrischen Kabel verbunden, das längs des Stangenschaftes zu den Kreuzköpfen und von diesen auf eigens angebrachten Schwinghebeln zum Rahmen der Lokomotive führte (Abb. 1). Die ganze Anordnung arbeitete trotz der hohen dynamischen Beanspruchungen noch bei 130 km/h Fahrgeschwindigkeit tadellos. Mit einem Potentiometer der Leeds & Northrup Cy, Philadelphia, wurde die elektromotorische Kraft des Elements gemessen, und zwar nicht direkt, sondern unter Zuhilfenahme einer bekannten genelektromotorischen Kraft. Das Potentiometer wurde von einer Person im Meßwagen am Riemen getragen und erlaubte sichere Ableseung bei den höchsten Geschwindigkeiten. Die Temperatur

der Luft am kalten Lötende wurde mittels eines Platin-Widerstandsthermometers von Siemens ebenfalls im Meßwagen ermittelt.

Die Indikatordiagramme zeigten bei $V = 80$ bis 135 km/h Fahrgeschwindigkeit eine regelmäßige Form. Die Abnahme der Diagramme erfolgte zum Nachweis, daß bei den hohen Geschwindigkeiten keine Störungen in der Dampfverteilung eintreten und außerdem zur Ermittlung der Kolbendrücke während einer Radumdrehung. Angetrieben wurden die Indikatoren von einer schwingenden Scheibe aus und zwar vor- und rückwärts, so daß ein Schwingen der Papiertrommel unter den hohen Beschleunigungskräften über die Totlage hinaus und sonstige Verzerrungen der Abszissen der Diagramme ausgeschlossen waren. Bei den Versuchsfahrten erreichte das Zuggewicht 315 t, die mittlere Fahrgeschwindigkeit 98 km/h. Absichtlich wurden die Versuche in den August gelegt, wo die höchsten Lufttemperaturen auftraten.

Die Fahrgeschwindigkeit, Lufttemperatur und der genaue Temperaturverlauf der Lager der inneren und der äußeren Treibstangen für die Fahrt Venedig—Mailand, wo die größeren Steigungen auftreten, sind in einem Diagramm mit der Strecke als Grundlinie eingetragen. Gehalten wurde nur in Verona. Die Anfangstemperatur der Lager war 28 bis $32\frac{1}{2}^{\circ}$ C bei einer anfäng-

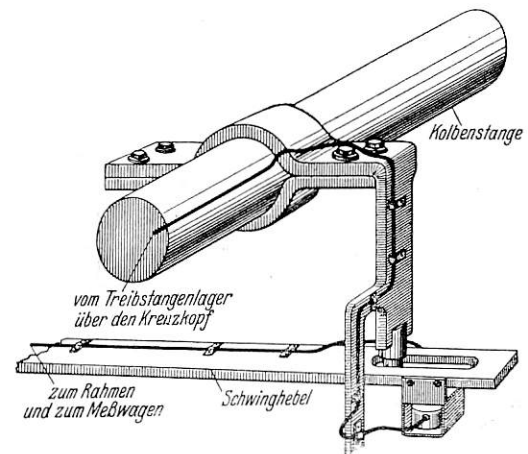


Abb. 1. Führung der Meßleitung von einer inneren Treibstange zum Meßwagen.

lichen Lufttemperatur von 23° C. Die Temperaturkurven folgen sehr genau dem Verlauf und den Schwankungen der Geschwindigkeitskurve. Eindeutig liegen die Mittelwerte der Lagertemperaturen der beiden inneren Stangen höher als jene der beiden äußeren und zwar um 5 bis 9° C im Beharrungszustand. Die Kurven der beiden inneren Stangen unter sich verglichen, wie auch der äußeren, decken sich nicht genau, aber die Unterschiede sind mit $6\frac{1}{2}^{\circ}$ C Höchstbetrag im Beharrungszustand sehr gering und bleiben dem Sinne nach während der ganzen Fahrtdauer sehr gleichmäßig. Die höchste an einer Innenstange gemessene Lagertemperatur erreichte 76° C bei 127 km/h Fahrgeschwindigkeit; die gleichzeitig niedrigste Lagertemperatur einer Außenstange betrug $66\frac{1}{2}^{\circ}$ C. Die Lufttemperatur war hierbei 30° C. Außerordentlich rasch folgten die Lagertemperaturen den Geschwindigkeitsverminderungen. Kurz vor Padua war $V = 120$ km/h, die Mitteltemperatur der Innenlager 61° C, jene der Außenlager 55° C. Der Bahnhof Padua wurde mit $V = 5$ km/h durchfahren und die Lagertemperaturen sanken bei dieser Geschwindigkeit auf 49 bzw. 47° C. Die zwischen $V = 120$ und $V = 5$ km/h zurückgelegte Bremsstrecke betrug 1,8 km, die Fahrzeit etwa $1\frac{1}{2}$ Min. Vor Verona erreichte bei $V = 127,5$ km/h die Temperatur der Innenlager 69° C, jene der Außenlager 63° C um bei dem kurzen Stationsaufenthalt auf $47,5$ bzw. 44° C abzusinken. Diese rasche Abnahme beweist, daß ein Befühlen der Stangenlager an den Haltestellen kein Maß für die höchsten Lagertemperaturen während der Fahrt geben kann.

Sehr spannend ist es nun, mit den Temperaturmessungen die Beanspruchung der Stangenlager durch die Lagerdrücke und

die Reibungsarbeit zu vergleichen. Zu diesem Zweck wurden zunächst aus den Indikatorgrammen und den Massenkräften der hin- und hergehenden und der umlaufenden Teile die Zapfendrucke für $V = 80, 100$ und 120 km/h Fahrgeschwindigkeit ermittelt. Es betragen bei Lokomotive Gruppe 691:

die Gewichte der hin- und hergehenden Teile innen 387 kg, außen 330 kg
die Gewichte der umlaufenden Teile „ 158 kg, „ 185 kg.

Unter Berücksichtigung der Treibstangenlänge lassen sich nun für die drei angegebenen Geschwindigkeiten die polaren Diagramme der Zapfenkräfte aufzeichnen. P' sei die größte auftretende, P die mittlere Zapfenkraft. Man erhält dann folgende Ergebnisse:

V km/h	80	100	120
Indizierte Leistung eines Zylinders PS _i	150	225	580
Innenkurbel P' kg	5100	8250	15200
P kg	3400	5100	9450
Außenkurbel P' kg	5300	7500	14000
P kg	3450	4990	9130

Zur Beurteilung der Abnutzung der Lagerschalen und der richtigen Anordnung der Schmierbohrung und Schmiernuten ist es nützlich die Verteilung der Kräfte auf die Lagerfläche zu kennen. Diese ist leicht zu finden, wenn man die relative Verdrehung der Lagerschalen gegen den Zapfen infolge des Winkel ausschlages der Treibstangen in den verschiedenen Kurbel-

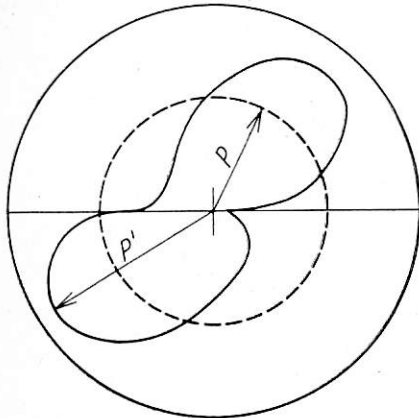


Abb. 2. Größe der Zapfendrucke während einer Kurbelumdrehung.

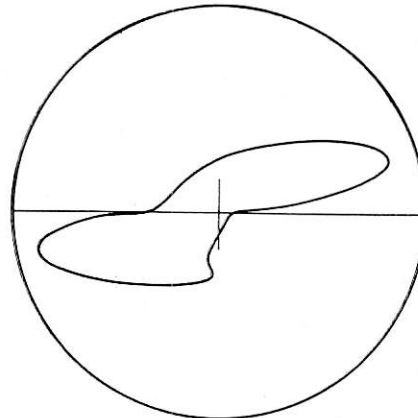


Abb. 3. Verteilung der Zapfendrucke auf die Lageroberfläche.

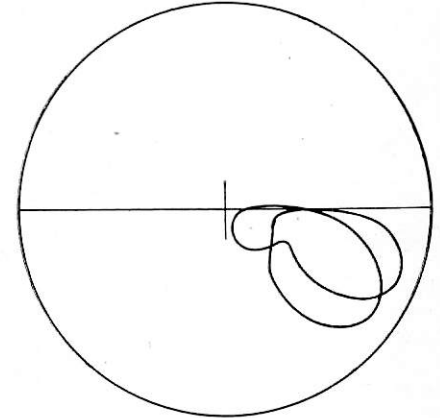


Abb. 4. Verteilung der Zapfendrucke auf die Zapfenoberfläche.

stellungen berücksichtigt. Es zeigt sich, daß die Zonen der hohen Lagerbeanspruchung klein sind, die Zonen der mittleren und geringen Beanspruchungen dagegen sehr ausgedehnt. Noch mehr zusammengedrängt erscheint das auf die Zapfenoberfläche wirkende Kräftefeld, nämlich auf einen Sektor von 71° für den Innenzapfen und von 95° für den Außenzapfen, was daher rührt, daß der Zapfen sich während der Kurbeldrehung um seine eigene Achse dreht. Die ungleiche Verteilung der Kräfte auf einen kleinen Teil der Zapfenoberfläche erklärt die Tatsache, daß die Zapfen bei hoher Fahrgeschwindigkeit fast nur auf der dem Achsmittelpunkt zugewandten Seite sich abnutzen und gelegentlich Anfrassungen zeigen.

Für die Innenkurbel und $V = 120$ km/h sind die Diagramme der auf den Zapfenmittelpunkt, die Schalenoberfläche und die Zapfenoberfläche wirkenden Kräfte in Abb. 2 bis 4 dargestellt.

Ist P die aus dem Diagramm Abb. 2 zu entnehmende mittlere Kraft und d der Zapfendurchmesser, so ist die während einer Kurbelumdrehung verzehrte Reibungsarbeit

$$L = d \pi \cdot P \cdot f,$$

wobei f der Reibungskoeffizient von Zapfen gegen Lager ist. Nach der hydrodynamischen Theorie der Reibung gilt:

$$f = \lambda \sqrt{\frac{N \cdot \eta}{p}},$$

worin λ ein Festwert, N die Zahl der Kurbelumdrehungen in der Minute, η die Viskosität in Centipoise des Schmiermittels bei der tatsächlich auftretenden Lagertemperatur, p der spezifische Lagerdruck in kg/cm^2 bezogen auf die Projektion der Lagerfläche (Lagerlänge mal Durchmesser) sind. Nach Boswall ist

für λ der Wert 0,00073 zu setzen. Führt man die Rechnung für den Innenzapfen bei $V = 120$ km/h durch, so wird:

$$L = 0,245 \cdot \pi \cdot 9450 \cdot f = 7250 f, \text{ in mkg gemessen.}$$

Ferner ist für das verwendete Schmieröl (dunkles Mineralschmieröl) und 72°C Lagertemperatur:

$$f = 0,00073 \sqrt{\frac{315 \cdot 30}{27,7}} = 0,00073 \cdot \sqrt{340} = 0,0134$$

und damit

$$L = 97 \text{ mkg je Kurbelumdrehung.}$$

Die sekundliche Reibungsarbeit beträgt $\frac{97 \cdot 5,25}{75} = 6,8$ PS oder 1,2% der indizierten Leistung eines Zylinders (580 PS).

Bemerkenswert erscheint, daß nach Osborne Reynold und Boswall bei $\frac{N \cdot \eta}{p} = 100$ bereits das Gebiet der Mischreibung erreicht wird, wo der Ölfilm zerreißt und der Reibungswert rasch zunimmt. Dieser Fall liegt vor, wenn die Öltemperatur infolge von Unregelmäßigkeiten auf 100°C steigt. Der Abstand von 72 bis 100°C ist nicht groß. Nachdem im Gebiet der Mischreibung die „Schlüpfrigkeit“ des Öles eine Rolle spielt, so empfiehlt es sich, für die Zapfenschmierung Schmieröle mit hohem Schlüpfriktionsgrad zu wählen.

Das Wärmeäquivalent von 6,8 PS ist $Q = 4300$ Cal. Die vom Lager stündlich abgeführte Wärme je Grad Temperatur.

differenz zwischen Lager und umgebender Luft findet sich aus der Gleichung

$$c = \frac{Q}{T - t}.$$

Der Wert von c ist für das innere Lager 107,5 Cal., für das äußere Lager nur 72 Cal. Trotz der schlechteren Luftzirkulation ist also die spezifische Wärmeableitung des Innenlagers größer, was hauptsächlich auf die Wärmeströmung vom Zapfen in den schrägen Schenkel und in die runden Kurbelblätter der Kropfachse zurückzuführen ist. Die Lagertemperatur T beträgt:

$$T = t + \frac{L}{427 c} = t + \frac{d \cdot \pi \cdot 60 \cdot N \cdot P}{427 c} \cdot 0,00073 \cdot \sqrt{\frac{N \cdot \eta}{p}}.$$

Da nun $P = p \cdot l \cdot d$, wenn d der Zapfendurchmesser und l die Zapfenlänge sind, so kann die Gleichung für T auch geschrieben werden:

$$T = t + 0,032 \frac{d^2 l}{c} \cdot \sqrt{N^3 \cdot p \cdot \eta}.$$

Diese Gleichung kann dazu benutzt werden für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit die Lagertemperatur für verschiedene Lufttemperaturen t zu ermitteln, sobald der Wert c bekannt ist. Sie enthält zwar die Viskosität η , die selbst eine Funktion von T ist. Da es eine einfache analytische Beziehung zwischen η und T nicht gibt, so muß die Gleichung nach T durch wiederholtes Probieren aufgelöst werden. Für den gleichen spezifischen Lagerdruck $p = 27,7 \text{ kg/cm}^2$ errechnet sich eine Lagertemperatur T des inneren Treibstangenlagers bei $V = 120$ km/h

für $t = -10^\circ \text{C}$	$T = 53^\circ \text{C}$,
für $t = +40^\circ \text{C}$	$T = 77^\circ \text{C}$.

Die Gleichung kann aber auch dazu verwendet werden die Lager-temperaturen für die gleiche Fahrgeschwindigkeit V und verschiedene Zapfenpressungen zu ermitteln. Bei $V = 120$ km/h und $t = 30^\circ \text{C}$ wird T für das innere Treibstangenlager

bei $p = 10 \text{ kg/cm}^2$ $T = 60^\circ \text{C}$,
bei $p = 40 \text{ kg/cm}^2$ $T = 74^\circ \text{C}$.

An Hand der Versuche wurden die Werte von Q und c für die inneren und äußeren Lager außer für $V = 120$ km/h auch für $V = 100$ und 80 km/h ermittelt. Die betreffenden Beträge sowie einige andere in Betracht kommenden Werte sind in folgender Übersicht zusammengestellt.

V km/h	80	100	120
Innere Treibstangenlager			
Q Cal/h	2110	3260	4300
Reibungsarbeit in % der indizierten Leistung	2,2	2,3	1,2
c Cal/ $^\circ \text{C}$ und h	92	102	107,5
p kg/cm 2	10,5	14,9	27,7
t $^\circ \text{C}$	31	28	32
T $^\circ \text{C}$ bei obigem Wert von t	54	60	72
T $^\circ \text{C}$ bei t = - 10 $^\circ \text{C}$	33	40	53
T $^\circ \text{C}$ bei t = + 40 $^\circ \text{C}$	61	67	77
Äußere Treibstangenlager			
Q Cal/h	1270	1950	2660
Reibungsarbeit in % der indizierten Leistung	1,3	1,4	0,72
c Cal/ $^\circ \text{C}$ und h	63,5	69,5	72
p kg/cm 2	13,8	20,1	36,8
t $^\circ \text{C}$	29	26	30
T $^\circ \text{C}$ bei obigem Wert von t	49	54	67
T $^\circ \text{C}$ bei t = - 10 $^\circ \text{C}$	30	36	47,5
T $^\circ \text{C}$ bei t = + 40 $^\circ \text{C}$	56,5	63	71

Die Betriebstemperatur T der Stangenlager hängt, abgesehen von der Oberflächenbeschaffenheit der Zapfen und Lager und von der Art des Schmieröles, von drei Dingen ab: Lufttemperatur, Fahrgeschwindigkeit, spezifischer Lagerdruck. Änderungen der Lufttemperatur wirken innerhalb der normalen Klimagrenzen von $- 10$ bis $+ 30^\circ \text{C}$ mit etwa der Hälfte ihres Betrages auf die Lagertemperatur. Die Fahrgeschwindigkeit beeinflusst die Größe des Reibungskoeffizienten direkt mit der $\frac{1}{2}$ ten Potenz und bedingt durch die Änderung der Massenkräfte die Form der Polarkurve Abb. 2, d. h. die Größe des spezifischen Lagerdruckes. Dieser ist von erheblichem Einfluß auf die Lagertemperatur. Da er, außer von der Geschwindigkeit, abhängig ist von der Völligkeit des Indikatordiagramms, aber die Beziehungen zwischen motorischer Leistung, Massenkräften und spezifischem Lagerdruck sehr undurchsichtig sind, so läßt sich seine Bedeutung für die Lagertemperatur in keine Formel prägen, besonders da der Reibungswert auch der $-\frac{1}{2}$ ten Potenz des Flächendrucks proportional ist. Immerhin erlauben Messungen der Lagertemperaturen bei einigen Fahrgeschwindigkeiten vermittle einfache Rechnungen sichere Schlüsse auf geänderte Arbeitslagen der Lokomotive.

Als bemerkenswertes Nebenergebnis wurde die rasche Abnahme des Anteils der Kurbelzapfenreibung an der indizierten Leistung bei hoher Fahrgeschwindigkeit und infolgedessen großer Maschinenleistung gewonnen.

Riv. tecn. Ferr. Ital. 1933.

Schneider.

Verwendung von Rollenlagern an Lokomotiven und Tendern bei den amerikanischen Bahnen.

Die ständig gesteigerten Achslasten, die Beschränkung in der Zahl der gekuppelten Achsen, die gesteigerten Laufleistungen und Fahrgeschwindigkeiten bei den amerikanischen Eisenbahnen haben die Aufmerksamkeit aller Bahnen namentlich bezüglich der Unterhaltung der Drehgestellachslager ständig mehr und mehr in Anspruch genommen. Namentlich bei den innen liegenden Lagern führender Drehgestelle wird über die schlechte Zugänglichkeit geklagt; Verschmutzung infolge der schwierigen Wartung und Eindringen von Staub während der Fahrt machen diese Lager zu empfindlichen Teilen. Da namentlich die seitlichen Anlaufkräfte und Stöße häufig zu Heißläufern führten, ist heute bei fast allen Lokomotiv-Drehgestellagern eine leicht auswechsel-

bare besondere seitliche Anlauffläche vorgesehen. Immer wieder auftretende Schäden und hohe Unterhaltungskosten haben die Bahnen schließlich veranlaßt, der Verwendung von Rollenlagern durch praktische Versuche nachzugehen.

Vor etwa sechs Jahren hat die New York Central das erste Drehgestell mit Rollenlagern unter einer 2 C 1 zum Laufen gebracht. Dieses Gestell hat bis heute ohne Anstände eine Laufleistung von 600 000 km erreicht. Der gute Erfolg hat dazu geführt, daß heute diese Bahn bereits über 213 Lokomotivdrehgestelle mit Rollenlagern, namentlich unter ihren 2 C 1 Lokomotiven verfügt. Zwölf der in der „American Railway Association“ vertretenen Bahnen haben insgesamt 432 Lokomotiven mit Rollenlagerdrehgestellen im Betrieb. Andere Bahnen sind auch dazu übergegangen, wie z. B. die Pennsylvania, Delaware and Hudson, Rollenlager an Treibachsen der Dampf- und elektrischen Lokomotiven weitgehend zu verwenden.

Bezüglich der Verwendung von Rollenlagern bei Treibachsen wird der Übergang zu dieser Lagerform für noch wichtiger gehalten als bei den Drehgestellen. Man muß dabei bedenken, daß Treib- und Kuppelachslager in den Vereinigten Staaten durch-

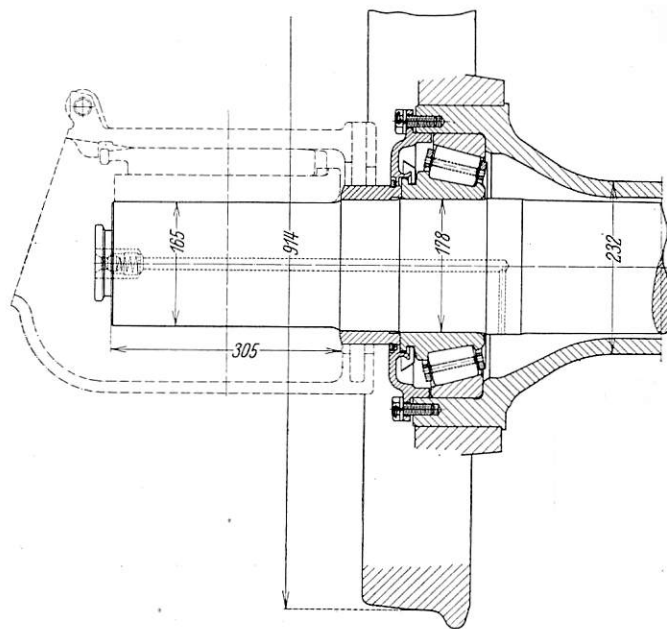


Abb. 1.

Tenderachse mit Rollenlagern der Chicago-Milwaukee St. Paul Ry.

weg mit Fettschmierung betrieben werden, die zwar eine Vereinfachung der Bedienung einschließt, infolge der hohen Temperaturen der Achsschenkel aber die Ursache vieler schwerwiegender Achsbrüche und Anbrüche ist.

Die erste vollständig mit Rollenlagern ausgerüstete Lokomotive wurde im Jahre 1929 von der Timken Roller Bearing Co. in Auftrag gegeben. Es handelt sich dabei um eine 2 D 2 Lokomotive, die von der Gesellschaft den verschiedenen Eisenbahnen zur Erprobung zur Verfügung gestellt wurde. Die Lokomotive ist kürzlich von der Northern Pacific gekauft worden.

Diesem Vorgehen folgte die New York Central mit zwei 2 C 2 Lokomotiven, eine ausgerüstet mit Bauart SKF, die andere mit Bauart Timken, die Pennsylvania mit einer 2 C 1 mit Bauart Timken, die Delaware and Lackawanna mit zwei Lokomotiven 2 D 2 mit Bauart Timken und die Delaware and Hudson mit einer 1 D, in der aber nur die Treibachse Rollenlager besitzt, und zwar der Bauart SKF.

Damit sind also bis heute sechs Lokomotiven vollständig, einschließlich Tender bereits mit Rollenlagern ausgestattet.

Die Schleppachslager haben im allgemeinen weniger zu Schäden Anlaß gegeben, deshalb tritt hier das Interesse für Verwendung von Rollenlagern zurück. Neben der ursprünglichen Timken-Lokomotive haben jedoch fünf Eisenbahnen auch mit Lagern an Schleppachsen besondere Versuche gemacht: Die Pennsylvania mit einer 2 C 1, die Canadian Pacific mit einer 2 C 2, die Canadian National mit fünf 2 C 2 und zwölf 2 D 2, die

Delaware and Lackawanna mit zwei 2 D 2, die Chicago, Milwaukee, St. Paul mit 22 2 C 2 und einer 2 D 2. Von diesen Lokomotiven haben nur die der Canadian National auf den Schleppachsen Booster-Hilfsantrieb.

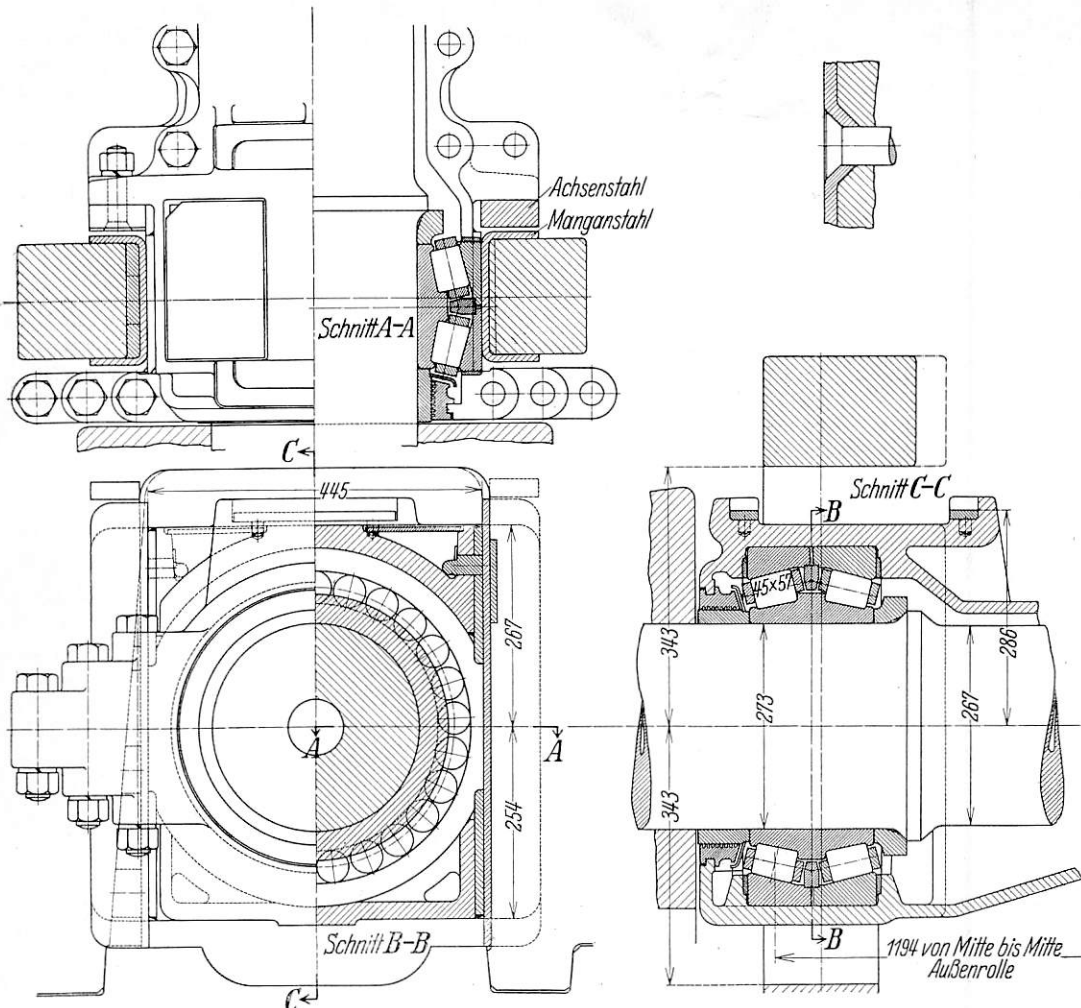


Abb. 2. Lokomotiv-Treibachsen-Rollenlager.

Die Anwendung von Rollenlagern bei TENDERN zeigt Abb. 1. Es handelt sich bei dieser Ausführung um eine Kombination von Gleit- und Rollenlagern, die zunächst noch aus Sicherheits-

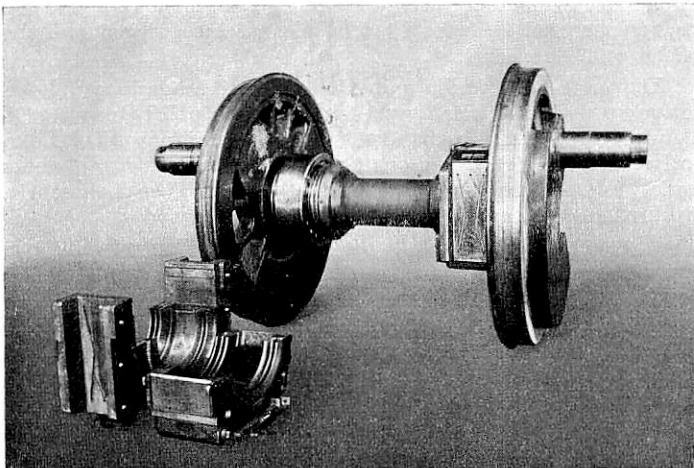


Abb. 3.

gründen in Anbetracht der großen aufzunehmenden Lasten und der schwerwiegenden Folgen bei Ausfällen auf den langen Läufen der Lokomotiven gewählt wurde. Zwölf Eisenbahngesellschaften haben Tender mit Rollenlagern laufen und zwar sowohl mit vier- als auch mit sechsachsigen Drehgestellen.

Was die Verwendung von Rollenlagern an anderen Stellen der Lokomotiven anlangt, so liegen für Treib- und Kuppelstangenlager noch keine Ausführungen vor. Dagegen hat die Union Pacific z. B. bei ihren Dreizylinderlokomotiven die Steuerungsumlenkhebel für den Antrieb des Mittelschiebers auf Rollenlagern gelagert. Diese laufen heute vier Jahre ohne Anstände. Die Bahn geht jetzt dazu über, weitgehend auch bei den übrigen Lagern der Steuerung Rollen anzuwenden.

In den Abb. 2 und 3 ist die neueste Ausführung der Bauart SKF für die Hochdrucklokomotive 1403 der Delaware-Hudson-Bahn dargestellt. Diese Bahn hält bei allen ihren Neuentwicklungen im Interesse eines möglichst kurzen Radstandes an der Achsanordnung mit vier gekuppelten Achsen fest und hat die infolge ständiger Leistungssteigerung wachsenden Kesselgewichte, soweit sie nicht durch Verwendung von Sonderbaustoffen herabgesetzt wurden, durch höhere Achsbelastung aufgenommen. Sie hat dadurch mehr als jede andere Bahn Schwierigkeiten in der Durchbildung ihrer Treibachsenlager in Kauf nehmen müssen, die sich schließlich für die neueste Lokomotive praktisch gar nicht mehr unterbringen ließen. Der Achsdruck auf den gekuppelten Achsen beträgt bei dieser Lokomotive bereits 38 t. Mit den Rollenlagern hat man diese Last zusammen mit den aus dem Triebwerk kommenden Beanspruchungen aufnehmen können.

Wenn die amerikanischen Eisenbahnen heute von ihren mit Rollenlagern ausgerüsteten Lokomotiven über Laufleistungen von 240 000 km im Jahr berichten können, ohne daß irgendwelche Nacharbeiten an den

Lagern notwendig waren, dann erkennt man, daß die Entwicklung hier schon sehr weit vorgeschritten ist.

Einen Maßstab dafür gibt die Tatsache, daß die American Railway Association bereits die Normung der Rollenlager für Lokomotiven in die Hand genommen hat.

Witte.

Bücherschau.

Eine umfassende Übersicht über lieferbare **Leichtmetall-Halbfabrikate** bietet die neue **VLW-Fabrikatliste**. Nach kurzer Einführung und sachlicher Erläuterung zum Gebrauch der Liste folgen nach Seiten geordnet die verschiedenen Gruppen der Halbfabrikate, wie: Winkel, U-, T-, Doppel-T und Spezialprofile, Rund-, Vierkant-, Sechskant- und Flachstangen, Blechprofile und Sonderprofilrohre, Rundrohre, Bleche, Bänder und Niete.

Als Leichtmetalle gelten: Lantal, Bondur, Pantal, Scleron, Silumin, Mangal, Reinaluminium und Speziallegierungen g. Seewasser.

Einen besonderen Wert erhält die Liste dadurch, daß nicht nur die Abmessungen der lieferbaren Querschnitte und Formate angegeben sind, sondern auch Flächenmaße (besonders bei Profilquerschnitten wesentlich), Meter-, Stück- und sonstige Einheitsgewichte, sowie dadurch, daß über die wichtigsten technischen Daten der verschiedenen Legierungen und die statischen Werte Tabellen beigeheftet sind. Diese Liste erleichtert jedem, der sich mit Leichtmetall-Konstruktionen, bzw. Arbeiten befassen will, die Arbeit und erspart zeitraubende Rückfragen bei der Lieferfirma. Die Vereinigten Leichtmetall-Werke G. m. b. H., Bonn, stellen die Fabrikatlisten auf Anforderung gern kostenlos zur Verfügung.