

Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven.

Mit Genehmigung des Verfassers bearbeiteter Auszug aus dem in der „Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane“ 1926, Bd. XXIX, Nr. 4 und 5 veröffentlichten Aufsatz von Ing. G. Corbellini.

Inhaltsverzeichnis.

1. Leitende Grundsätze der Proben. — 2. Beschreibung der erprobten Vorwärmer: Oberflächenvorwärmer; Einspritzvorwärmer; Abdampfinjektoren. — 3. Theorie der Abdampfvorwärmer: Der Vorwärmer als Speisewasserreiniger; Die thermischen Verhältnisse bei der Abdampfverwertung; Nebenerscheinung der Abdampfverwertung; Frischdampfverbrauch der Vorwärmer. — 4. Einfluß der Betriebsverhältnisse auf die erreichbaren Ersparnisse. — 5. Ergebnisse der Fahr- und Standproben. — 6. Brennstoffersparnis: Prüfung der Ergebnisse; Thermische Bilanz. — 7. Vergleich der Probeergebnisse mit den Ersparnissen im normalen Betrieb. — 8. Vergleich der Rentabilität der verschiedenen Vorwärmer; Einfluß der Haltestellenentfernung; Einfluß des jährlichen Kohlenverbrauchs; Einfluß des Vorwärmengewichtes. — 9. Ausmaß der wirklich erreichbaren Vorteile. — 10. Schlußfolgerungen.

Eine befriedigende Lösung der Frage der Abdampfverwertung ist erst in den letzten Jahren gelungen und hat rasch zur Verbreitung der Vorwärmer, insbesondere bei neuen Lokomotiven, geführt. Alle Vorwärmertypen benützen einen Teil des Auspuffdampfes der Zylinder zur Erhöhung der Speisewassertemperatur.

In einer normalen Zwillingsmaschine mit überhitztem Dampf hat der einströmende Dampf 700 kcal, von denen im Abdampf bei einem Druck von 1,2 ata noch 575 kcal. enthalten sind. Es wird nun ein Teil dieses Abdampfes in sogenannte Oberflächenvorwärmer, in Einspritzvorwärmer oder in Abdampfinjektoren geleitet und das dadurch erwärmte Speisewasser entweder mittels eigener Pumpe oder vom Abdampfinjektor direkt in den Kessel gefördert.

1. Leitende Grundsätze der Proben.

Die systematische Erprobung dieser Vorrichtungen durch die Verwaltung der Italienischen Staatsbahnen, mit Ausbruch des Krieges unterbrochen, wurde nach Beendigung desselben wieder aufgenommen und lange Zeit weitergeführt. Weniger entsprechende Typen wurden dabei ausgeschieden. Das Hauptaugenmerk wurde auf die praktische Bewährung im Betrieb gerichtet — insbesondere in den Gegenden mit hartem Wasser — und auf die thermische Leistung, d. h. auf die für Italien besonders wichtige Kohlenersparnis.

Die von den Italienischen Staatsbahnen durchgeführten Proben wurden von folgenden Grundsätzen geleitet:

1. Die wesentlichen Unterschiede liegen in den Anschaffungs- und Erhaltungskosten sowie in der Bedienung. Ein Vorwärmer, der viel Störungen und Erhaltungskosten verursacht, ist als minderwertig zu betrachten, selbst wenn seine thermische Wirkung günstig ist. Empfindliche Apparate eignen sich ebensowenig für den Lokomotivdienst als Apparate, die eine zu heikle und genaue Bedienung erfordern. Nach diesem Gesichtspunkte wurde die erste Auswahl vorgenommen.

2. Der Vorwärmer wurde auf seine praktische Bedeutung für die Wasserreinigung geprüft, wozu bei gleichbleibendem Dienst und gleichbleibender Wasserstation eine lange Beobachtungszeit erforderlich war.

3. Gleichzeitig wurden die Störungen, deren Häufigkeit und Bedeutung in bezug auf Zeit und Kosten beobachtet.

4. Die Meßproben wurden bei den im normalen Dienst üblichen Zugbelastungen vorgenommen, bei denen die Lokomotive verhältnismäßig wenig ausgenützt ist.

5. Vergleichsversuche wurden an Zügen ohne Aufenthalte und Zügen mit den fahrplanmäßigen Aufenthalten vorgenommen.

6. Nach den Daten aus Punkt 3, 4 und 5 war die Bewertung der Ersparnisse leicht durchführbar und konnte in einzelnen Fällen mit den Kohlenausweisen der Heizhäuser verglichen werden.

7. Aus den gesammelten Daten konnte ein eindeutiger Schluß gezogen werden, welcher Vorwärmer an bestimmten Lokomotiven am geeignetsten ist, wobei der Einfluß der Anschaffungskosten und die Anbringungsmöglichkeit berücksichtigt werden mußten.

Die Proben wurden auf der ebenen, 208 km langen Strecke Bologna—Rogoredo mit normaler Geschwindigkeit von 45 km/Std. vorgenommen. Die Güterzüge hatten nur in Parma Aufenthalt und der Fahrplan wurde so festgesetzt, daß durch andere Züge keine Störung eintreten konnte. Dadurch wurde eine große Gleichmäßigkeit der Proben erreicht und auch die Energieverluste für Bremsen und Anfahren auf ein Mindestmaß zurückgeführt. Kohlenspritz- und Funkenlöschrichtung, deren Verbrauch schwer zu prüfen ist, wurden abgestellt. Die Belastung jedes Zuges war so gewählt, wie sie bei der festgesetzten Geschwindigkeit üblich ist, d. h. mit 800 t, was einer leichten Überbelastung (10%) entspricht. Um den Einfluß der Abdampfentnahme auf die Wirkung des Blasrohres richtig abzuschätzen, durfte die Arbeitsweise der Lokomotive von der normalen Arbeitsweise nicht zu stark abweichen.

Es ist ganz richtig, daß die Ökonomie der Vorwärmer mit zunehmender Kesselbeanspruchung steigt, aber Proben mit derart angestregten Maschinen würden keinen richtigen Schluß auf ihre Brauchbarkeit für normalen Betrieb geben.

Bei drei bis vier Probezügen wurde mit ausschließlicher Verwendung des normalen Injektors gespeist, bei ebensovielen mit ausschließlicher Verwendung des Vorwärmers.

Der für die Proben verwendete Brennstoff war $\frac{2}{3}$ deutsche Stückkohle, $\frac{1}{3}$ Preßkohle von Mestre.

Jene Probefahrten, die infolge bedeutender Fahrtunterbrechung u. dergl. stark abweichende Werte lieferten, wurden aus der Vergleichsreihe ausgeschieden.

Alle Probeapparate wurden an Lokomotiven Serie 740 (Type Consolidation 1 D) angebracht. Diese Lokomotiven mit effektiver Leistung von 980 PS, 60 km/Std. Höchstgeschwindigkeit, Überhitzung und einfacher Dampfdehnung, gehören zu den neuesten italienischen Maschinen. Für leichte ebenso wie für schwere Züge, für ebene Strecken ebenso wie für Steigung verwendbar, befinden sich von dieser und ähnlicher Type 1169 Stück im Betrieb.

Alle Probelokomotiven wurden dem Heizhaus Ancona zugewiesen. Bei den Vorversuchsfahrten war der normale Injektor unter Plombe geschlossen, so daß das Personal ausschließlich den Vorwärmer zur Speisung benutzen mußte.

2. Beschreibung der erprobten Vorwärmer.

Nachstehende Zusammenstellung 1 gibt einen Überblick über die Vorwärmerarten.

Zusammenstellung 1.

Serie740 Lok.Nr.	Stück	Firma	Art des Vorwärmers	Anmerkung
446 bis 470	25	Knorr ✓	Oberflächen- vorwärmer	
352. 353	2	Caille et Potonié	Oberflächen- vorwärmer	Ausgeschieden
350. 351	2	Weir	Oberflächen- vorwärmer	..
120	1	Caille et Potonié	Einspritz- vorwärmer	Ausgeschieden (Type RS)
124	1 ✓	Einspritz- vorwärmer	(Type RM)
348, 349	2	Worthington	Einspritz- vorwärmer	Ausgeschieden
301, 302	2	Davies & Metcalfe	Abdampf- injektor	Ausgeschieden, über- holt durch Bauart Friedmann, Klasse LF.
081	1	Alex. Friedmann ✓	Abdampf- injektor	(Klasse LF)

Es verblieben hiernach zur Erprobung nur die Apparate Knorr, A.C.F.I., Type RM und der Abdampf injektor Klasse LF. Bauart Friedmann, die im Betrieb keine größeren Erhaltungskosten verursachten und zufriedenstellend arbeiteten.

Die in Verwendung stehenden Bauarten können in drei Gruppen geteilt werden:

- Oberflächenvorwärmer.
- Einspritzvorwärmer.
- Abdampf injektoren.

a) Oberflächenvorwärmer. (Siehe Abb. 1, 2 und 3.)

Diese Art Vorwärmer ist bei den europäischen Bahnen weit verbreitet. Bei den Ausführungen nach Abb. 1 und 2 liegt die Speisepumpe zwischen Vorwärmer und Kessel, bei Ausführung nach Abb. 3 zwischen Vorwärmer und Tender. Es ist also bei den ersteren (Bauart A. C. F. I. *) Type RS) der Vorwärmer in das Saugrohr der Pumpe eingeschaltet. Diese Konstruktion hat zwar den Vorteil, daß der Vorwärmer drucklos ist, aber den Nachteil, daß die Pumpe mit heißem Wasser (bis 100° C) arbeiten muß. Der Vorwärmerkessel wird also hier keine großen Instandhaltungskosten verursachen, er kann leicht gebaut sein. Auswaschlukten können leicht zugänglich und in genügender Anzahl angebracht werden und die Rohre, wenn sie nicht aus Eisen sind, sind haltbar. Hingegen ergeben sich aber bei der Heißwasserpumpe erhebliche Schwierigkeiten. Dadurch, daß das Wasser mit fast 100° C in den Saugraum gelangt, können leicht Verdampfungen auftreten, die ein Sinken des volumetrischen Wirkungsgrades bewirken. Um diesen Mangel nach Möglichkeit zu verkleinern, ist es notwendig, daß die Heißwasserpumpe tiefer liegt und das Wasser der Pumpe unter dem Druck einer ausreichenden Wassersäule zufließt. Zur Ausscheidung der in der Pumpe trotzdem entstehenden Dämpfe sind verwickelte empfindliche Einrichtungen notwendig. Ist eine nichtsaugende Anordnung (wie Abb. 1) nicht möglich, so muß eine zweite Pumpe eingeschaltet werden, die das Wasser ansaugt und zum Vorwärmer leitet (Abb. 2). Der Vorwärmer muß dann in genügender Höhe angebracht sein, damit auch hier das heiße Wasser unter dem Druck einer ausreichenden Wassersäule der Heißwasserpumpe zufließt. Durch Anordnung der zweiten Pumpe ergibt sich eine erhebliche Vermehrung des Gewichtes und eine Komplikation des gesamten Apparates, der in großen Erhaltungskosten und relativ

*) A. C. F. I. = L'Auxiliaire des Chemins de Fer et de l'Industrie.

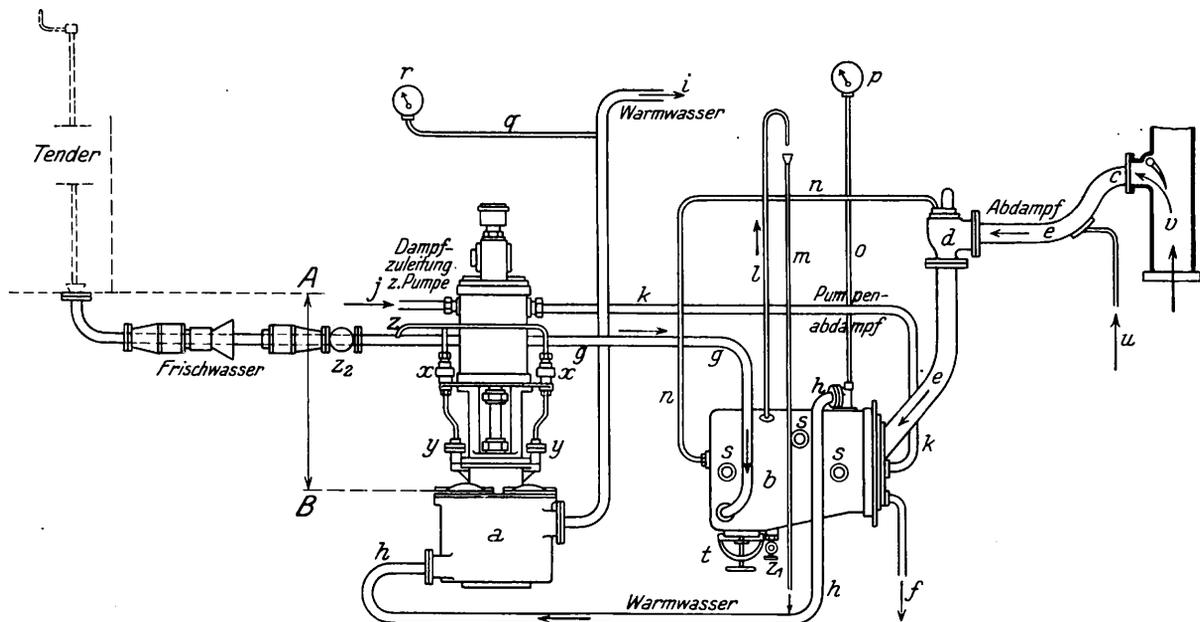


Abb. 1. Oberflächenvorwärmer mit Zulaufwasser. Bauart A. C. F. I. Type RS.

Erläuterung zu Abb. 1.

- | | | |
|-------------------------------------|-------------------------------------|--|
| a = Warmwasserpumpe | j = Frischdampfleitung zur Pumpe | t = Auswaschlukte des Vorwärmers |
| b = Oberflächenvorwärmer | k = Auspuffleitung von der Pumpe | u = Abdampf von der Luftpumpe |
| c = Abdampfenahme | l-m = Überlaufleitung vom Vorwärmer | v = Blasrohr |
| d = Regler | n = Dampfleitung zum Regler | x = Ablassventil |
| e = Abdampfleitung | o = Thermometerleitung | y = Überlauf der Warmwasserpumpe |
| f = Kondenswasserableitung | p = Thermometer | z = Überlaufrohr für x und y |
| g = Kaltwasserleitung zum Vorwärmer | q = Druckrohr-Manometerleitung | z ₁ = Ablasshahn des Vorwärmers |
| h = Warmwasserleitung zur Pumpe | r = Manometer | z ₂ = Wasserventil |
| i = Druckleitung | s = Befestigung des Vorwärmers | |

kleinen Leistungen zum Ausdrucke kommt. Die Tatsache, daß die beiden Pumpen eine verschiedene volumetrische Leistung aufweisen, die sich entsprechend den verschiedenen Touren-

größeren volumetrischen Wirkungsgrad hat, muß das überschüssige Wasser irgendwie zum Tender oder Saugrohr zurückgeleitet werden. Dadurch wird die Rohrlänge vergrößert und,

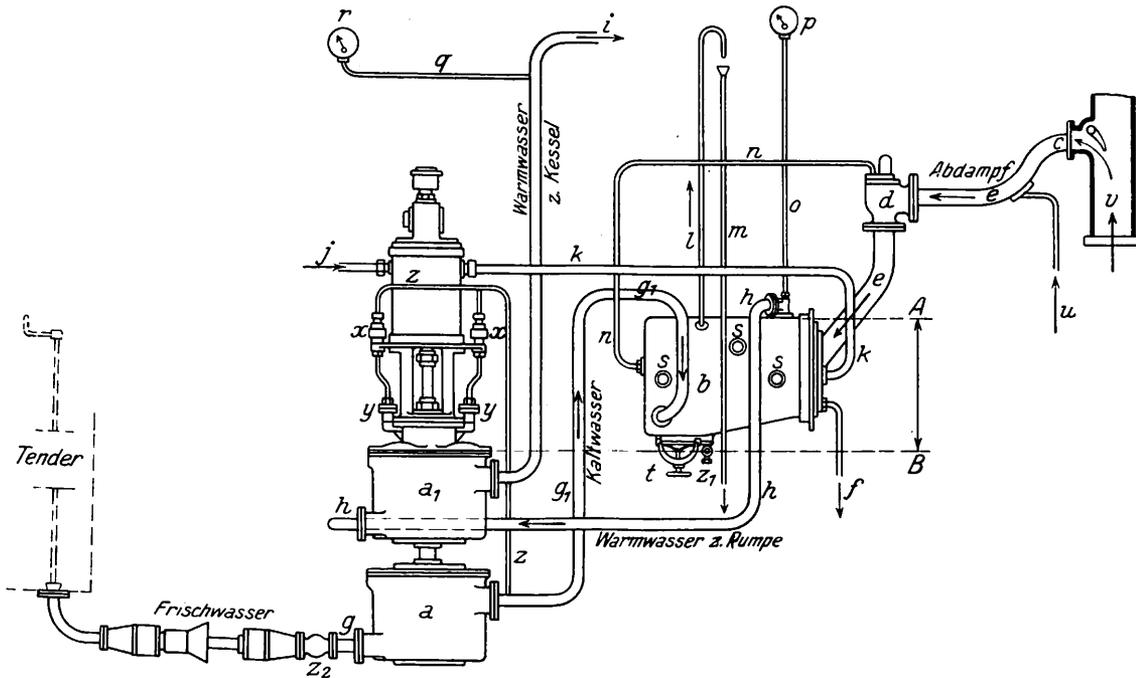


Abb. 2. Oberflächenvorwärmer. Saugende Bauart. Bauart A. C. F. I. Type RS.

Erläuterung zu Abb. 2.

- | | | |
|--|-------------------------------------|--|
| a = Kaltwasserpumpe | i = Druckleitung | t = Auswaschlucke des Vorwärmers |
| a ₁ = Warmwasserpumpe | j = Frischdampfleitung zur Pumpe | u = Abdampf von der Luftpumpe |
| b = Oberflächenvorwärmer | k = Auspuffleitung von der Pumpe | v = Blasrohr |
| c = Abdampfenahme | l-m = Überlaufleitung vom Vorwärmer | x = Ablassventil |
| d = Regler | n = Dampfleitung zum Regler | y = Überlauf der Warmwasserpumpe |
| e = Abdampfleitung | o = Thermometerleitung | z = Überlaufrohr für x und y |
| f = Kondenswasserableitung | p = Thermometer | z ₁ = Ablasshahn des Vorwärmers |
| g = Kaltwasserleitung zur Pumpe | q = Druckrohr-Manometerleitung | z ₂ = Wasserventil |
| g ₁ = Kaltwasserleitung zum Vorwärmer | r = Manometer | |
| h = Warmwasserleitung zur Pumpe | s = Befestigung des Vorwärmers | |

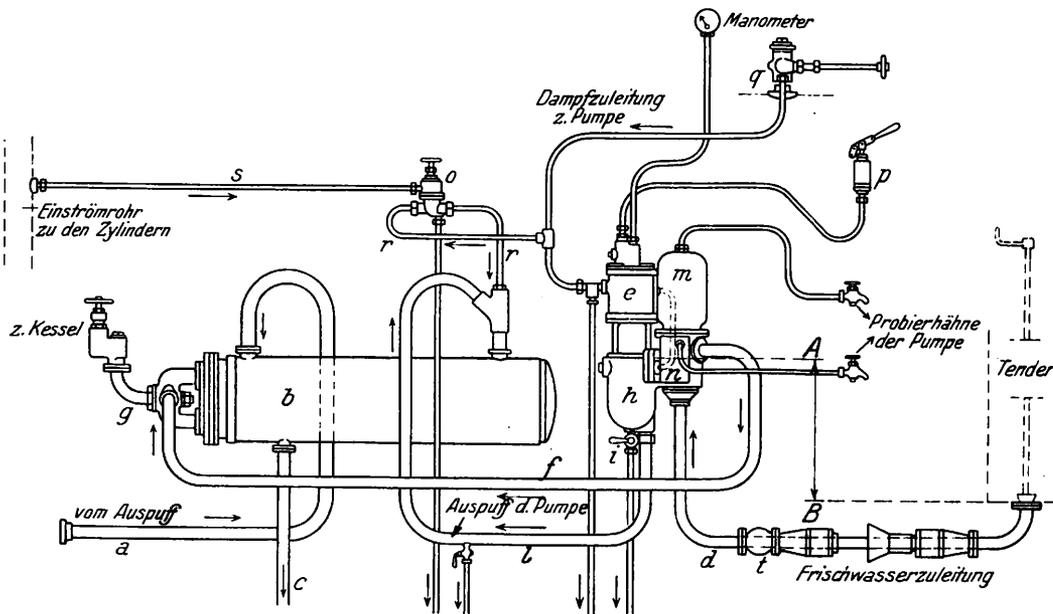


Abb. 3. Oberflächenvorwärmer. Bauart Knorr.

Erläuterung zu Abb. 3.

- | |
|---|
| a = Abdampfleitung |
| b = Oberflächenvorwärmer |
| c = Kondenswasserableitung |
| d = Saugrohr |
| e = Dampfzylinder |
| f = Kaltwasserleitg. v. d. Pumpe z. Vorwärmer |
| g = Umschalthahn |
| h = Pumpenkörper |
| i = Entwässerungshahn |
| l = Pumpenabdampfleitung |
| m = Windkessel |
| n = Ventilgehäuse |
| o = Automat. Frischdampfventil |
| p = Öler |
| q = Dampfventil zur Pumpe |
| r = Frischdampfleitung zum Vorwärmer |
| s = Dampfröhre vom Schieberkasten |
| t = Wasserventil |

zahlen und Wassertemperaturen verschieden ändert, bedingt die Anordnung von besonderen Apparaten zur gegenseitigen Abstimmung der Liefermenge. Da die Kaltwasserpumpe einen

was noch schwerwiegender ist, es wird eine Änderung der Wasserleitung zwischen Lokomotive und Tender nötig, die erst bei den neuesten Apparaten vermieden erscheint.

Wie aus Abb. 1 und 2 ersichtlich, wird die Abdampfentnahme regelbar gemacht und das Zuströmen des zu kondensierenden Dampfes durch ein Ventil *d* geregelt. Solche Armaturen, die den Apparat verwickeln, sind bei den Oberflächenvorwärmern Bauart Knorr (Abb. 3) nicht nötig.

Bei diesen fördert die Pumpe kaltes Wasser, hält sich infolgedessen gut, aber der Vorwärmer steht unter Druck und die Schwierigkeiten ergeben sich nun hier. Es wird aus dem Vorwärmer sozusagen ein kleiner Kessel mit unter Druck stehenden Vorwärmerrohren. Dadurch entsteht die Möglichkeit von Wasserverlusten an den Rohrplatten, Anschlüssen usw., die Reinigung des Vorwärmers erfordert ein Herausnehmen der Rohre und wird infolgedessen schwierig. Erst in letzter Zeit hat man versucht, diese Nachteile herabzumindern.

b) Einspritzvorwärmer. (Worthington und A.C.F.I. Type RM usw.)

Die Einspritzvorwärmer haben zwei Pumpen (Tandem), deren eine das Wasser ansaugt und in den Vorwärmer fördert, während die andere das heiße Wasser in den Kessel drückt. Bei diesem System (Abb. 4) ist die Anordnung eines Ölabscheiders und eines Rückschlagventiles *A* notwendig.

Es war naheliegend im Hinblick auf die Erfahrungen im laufenden Betrieb zuerst die beiden zur Erprobung verbliebenen Pumpenapparate zu vergleichen.

Der Oberflächenvorwärmer Knorr ist vierteiliger als der Einspritzvorwärmer A.C.F.I., er hat viele Teile unter Druck, die bei letzterem nicht bestehen, doch muß zugegeben werden, daß sich mit der Instandhaltung trotzdem keine nennenswerten Unkosten ergeben haben und auch bedeutendere Wasserverluste, worüber anderwärts geklagt wird, nicht vorgekommen sind. Der Arbeitsaufwand ist für beide Pumpenvorwärmer im Jahresdurchschnitt gleich. Ein Vorzug des Knorr-Systems besteht darin, daß der Dampfzylinder gegen den der Westinghouse-Bremse austauschbar ist und daß seine Pumpe viel einfacher ist als die verwickelte Kalt- und Heißwasserpumpe des A.C.F.I.-Systems, wobei letztere noch einen Temperaturregler mit Ventil und Federn benötigt, der bei Knorr entfällt. Die Behauptung, daß man mit Oberflächenvorwärmern keine konstante Temperatur erzielen kann, ist unzutreffend.

Bei dem milden Klima, das für die Italienischen Staatsbahnen in Betracht kommt, ist die Frostgefahr gering, die

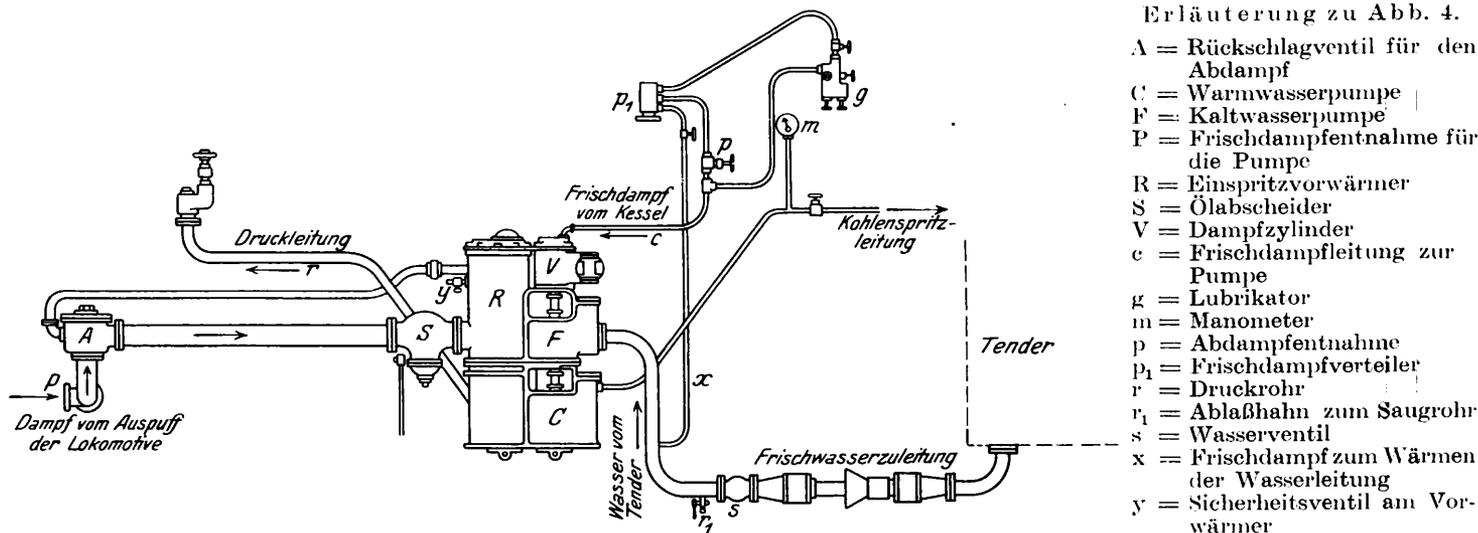


Abb. 4. Einspritzvorwärmer. Bauart Worthington.

Infolge der erforderlichen Hilfsapparate ist diese Art Vorwärmer noch verwickelter als die Oberflächenvorwärmer, aber ihr thermischer Wirkungsgrad ist günstiger, weil auch die Flüssigkeitswärme des Abdampfes verwertet wird und weil der Wasserverbrauch geringer ist.

Die Liefermenge der Worthington-Einspritzvorwärmer entsprach nicht dem mittleren normalen Bedarf. Es wurden deshalb die Steuerorgane geändert und dadurch eine größere Liefermenge erzielt. Außerdem stellten sich bald Schäden am Zerstäuberventil ein. Bei kleiner Liefermenge traten heftige Stöße auf, die zur Folge hatten, daß nach kurzer Betriebszeit die sehr teuren Trennungswände zwischen Kaltwasser- und Mischkammer ausgewechselt werden mußten. Infolge Verkrustung war eine häufige, äußerst zeitraubende Reinigung des Tauchreglers notwendig, die trotz aller Sorgfalt Unregelmäßigkeiten dieses Organs nicht beseitigen konnte. Das Schwimmerventil vollführte nicht mehr den vollen Hub, es ergab sich eine verminderte Liefermenge und eine wesentliche Verkleinerung der Ersparnisse. Erreichten die Ablagerungen ein gewisses Maß, so arbeitete der Schwimmer überhaupt nicht mehr und das Wasser wurde durch das Sicherheitsventil herausgeschleudert. Diese und andere Übelstände führten zu dem Beschluß, den Vorwärmer Bauart Worthington, der für Länder mit besserem Speisewasser gut geeignet sein kann, aufzugeben.

Entwässerungshähne müssen aber in der kalten Jahreszeit bei längerem Stillstand dennoch geöffnet werden und bieten genügende Sicherheit.

Dazu muß allerdings bemerkt werden, daß die Versuche mit nahezu neuen Apparaten durchgeführt wurden, so daß nicht erwiesen ist, ob dasselbe nach vieljähriger Betriebszeit noch Gültigkeit hat.

c) Abdampfinjektoren. (Bauart Friedmann Kl. LF.) (Abb. 5.)

Diese Apparate machen noch einen Schritt weiter in der Ausnützung der im Abdampf vorhandenen Energie, indem sie nicht bloß die Verdampfungs- und Flüssigkeitswärme des Abdampfes verwerten, sondern auch noch einen Teil seiner Wärme in kinetische Energie umwandeln, wodurch der Abdampf fast zur Gänze die zum Speisen nötige Arbeit leistet.

Der Druck in der Mischkammer des Injektors (0,4 at) ist bedeutend niedriger als der Druck des Abdampfes, so daß dieser infolge der Expansion eine ganz bedeutende Zufußgeschwindigkeit (575 m/Sek.) erreicht. Theoretisch läßt sich nachweisen, daß mit einer solchen kinetischen Energie ein Kessel von 20 ata gespeist werden kann; praktisch aber ist infolge verschiedener Nebenumstände diese Leistung nicht erreichbar, so daß es nicht möglich ist, diese einfache, wenig Platz beanspruchende und leicht anzubringende Konstruktion

ausschließlich mit Abdampf zu betreiben, sobald der Kessel-
druck 10 atü übersteigt. Bei den gebräuchlichen höheren
Kesselspannungen ist also ein Frischdampfzusatz nötig.

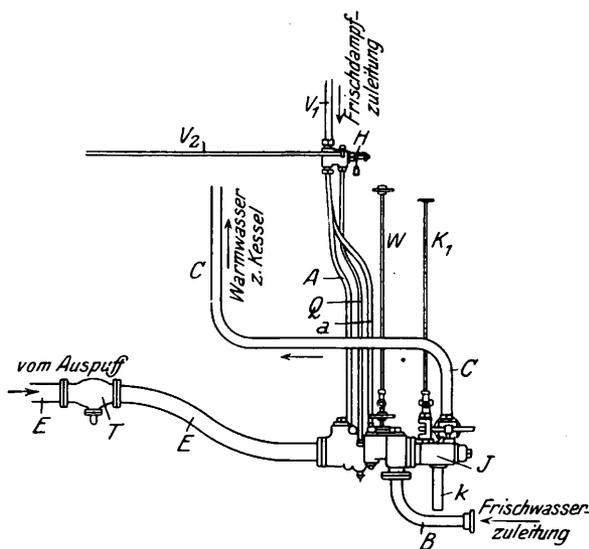


Abb. 5. Abdampfinjektor Friedmann. Klasse LF.

Erläuterung zu Abb. 5.

A = Hochdruckdampf	k = Schlabberrohr
a = Niederdruckdampf	Q = Anlaßdampf
B = Wasserzuleitung	T = Ölabscheider
C = Druckleitung	V ₁ = Frischdampf
E = Abdampfleitung	V ₂ = Dampfleitung v. Schieber-
H = Anlaßventil	kasten
J = Injektor	W = Wasserregulierung
K ₁ = Schlabberabsperung	

Der Abdampfinjektor ist als Apparat für Verwertung des Abdampfes ohne weiteres mit den gewöhnlichen Pumpen-
vorwärmern zu vergleichen und hat eine ähnliche thermische
Wirkung wie der Einspritzvorwärmer. Wie bei letzterem ist
auch hier ein Ölabscheider in die Abdampfleitung und ein
selbsttätiges Rückschlagventil (im Injektorkörper) eingebaut.
Trotz seiner Einrichtung für selbsttätige Zuführung des Wassers
und des Frischdampfes, die es ermöglicht den Apparat durch
Bedienung eines einzigen Handgriffes in Gang zu setzen, hat er
doch viel weniger Zubehörteile und ist weniger verwickelt
als der Einspritzvorwärmer. Außerdem besitzt der Abdampf-
injektor keine beweglichen Teile, so daß die Möglichkeit von
Betriebsstörungen und die Notwendigkeit von Ausbesserungen
sehr gering ist. Kommen aber solche Störungen vor, so ist ihre
Ursache gewöhnlich rasch auffindbar und kann leicht behoben
werden, wobei der Aufwand von Arbeitskraft und Material
so gering ist, daß man ihn in den meisten Fällen praktisch
vernachlässigen darf.

Die Instandhaltung des Abdampfinjektors, Bauart Fried-
mann, beschränkte sich während der ganzen Versuchszeit auf
Reinigung der Siebe, Mundstücke und des Ölabscheiders, was
meist vom Maschinenpersonal selbst besorgt wurde und mit
keinen Kosten verbunden war.

Der Injektorkörper und die Düsen waren im Gegensatz
zu den mit dem Frischdampfinjektor gemachten Erfahrungen
beim Abdampfinjektor nach 4000 km Fahrt vollständig frei
von Kesselstein. Die Ursache dieser Erscheinung dürfte darin
liegen, daß die eindringenden geringen Ölreste mit dem Dampf
eine Emulsion bilden, welche die anhaftenden Verkrustungen
im Speisewasser auflöst.

Aus den Proben ergab sich, daß von allen drei in Betrieb
befindlichen Apparaten der Abdampfinjektor Bauart Fried-
mann, Klasse LF die geringsten Instandhaltungskosten ver-
ursachte und die geringsten Beschädigungen im Dienste
erlitten hat.

3. Theorie der Abdampfvorwärmer.

a) Der Vorwärmer als Speisewasserreiniger.

Eine gute Reinigung des Speisewassers erhöht nicht nur
die Lebensdauer des Kessels, sie steigert auch bedeutend seine
thermische Leistung und wäre deshalb ebenso bedeutungsvoll
wie die Verwertung des Abdampfes. Nun hängt aber die
praktisch erreichbare Reinigung vom Grade der Temperatur-
erhöhung ab. Die im Speisewasser enthaltenen Ca- und Mg-
Bikarbonate und Mg-Chloride scheiden sich bei 100° C aus.
Die ersteren bilden einen schlammigen Niederschlag, letztere
eine harte Verkrustung der Kesselwände, wobei die Chlor-
säuren die Kesselbleche angreifen, während der im Wasser
gelöste Sauerstoff bei 100° C frei wird und eine Oxydation der
Kesselwände verursacht. Die löslichen Ca- und Mg-Sulfate
und die schädlichen Salze des Wassers bilden erst bei viel
höherer Temperatur (140 bis 150° C) einen Niederschlag. Man
unterscheidet bekanntlich zwei Arten von Speisewasser:

1. Temporär hartes Wasser, das nur Ca- und Mg-
Bikarbonate enthält, die bei 100° C ausscheiden und
2. Permanent hartes Wasser, das reich an Salzen ist,
die erst bei höherer Temperatur ausscheiden.

Nur bei temporär hartem Wasser wird mit dem Vor-
wärmer eine Reinigung von praktischer Bedeutung erzielt,
während die Erfolge, die sich bei Reinigung von permanent
hartem Wasser erzielen lassen, häufig überschätzt werden.
Es wird auch in Ländern, die nicht mit permanent hartem Wasser
speisen müssen, eine Reinigung des Wassers gar nicht ange-
strebt (z. B. bei den Systemen Knorr, Weir, Worthington, Dabeg,
Friedmann). Im allgemeinen kann festgestellt werden, daß die
Reinigung mit den Abdampfvorwärmern ebenso weit erreicht
wird wie mit den gewöhnlichen Reinigern, die hierzu Frisch-
dampf verwenden. Tatsächlich kann dem Wasser durch Reinigen
mit Vorwärmern nur die temporäre Härte genommen werden.

Das Wasser des Heizhauses Ancona ist mittelmäßig (6° per-
manente und 3° temporäre Härte, französischer Härtegrad).
Die durchschnittliche Wasserhärte der in Betracht kommenden
Wasserstationen ist 9° permanent und 11° temporär.

Von den zur Erprobung gebliebenen drei Apparaten ist
der A.C.F.I.-Vorwärmer, Type RM, der einzige, der als
Wasserreiniger konstruiert ist. Tatsächlich werden im Schlamm-
sack des Apparates die Ca- und Mg-Karbonate und auch Bei-
mengungen von kalk- oder siliziumhaltigem Ton ausgeschieden.

Die Reinigung des Vorwärmers wurde nur gelegentlich
der Lokomotivreinigung vorgenommen. Die Klärkammer des
Apparates, deren Wirksamkeit von ihrer Größe (im Verhältnis
zur Liefermenge) abhängt, ist nicht groß genug, um ein Ver-
schmutzen der Pumpenventile gänzlich zu verhindern. Diese
Ventile mußten, sobald sich Unregelmäßigkeiten einstellten,
gereinigt werden. Die Verkrustungen im Kessel waren fest und
frei von Schlamm.

Der Knorr-Apparat trennt die Ca- und Mg-Bikarbonate
nicht von den anderen, die die harten Verkrustungen im Kessel
bilden. Die Wassergeschwindigkeit im Rohrbündel des Vor-
wärmers ist so groß, daß sich dort nur wenig Kesselstein bildet
und eine Reinigung (Eintauchen in verdünnte Salzsäure) alle
4 bis 6 Monate hinreichend erscheint. Die Rohre halten sich gut
und auch die unter Druck stehenden Anschlüsse ergaben keine
nennenswerten Wasserverluste.

Die Ausscheidung des im Wasser gelösten Sauerstoffs
wird eigentlich nur mit dem A.C.F.I.-Apparat erreicht. Für
die Italienischen Bahnen ist aber der praktische Nutzen der
Sauerstoffausscheidung gering, nicht nur weil das verwendete
Wasser sauerstoffarm ist, sondern weil die Kessel größtenteils
durch Kupferplatten, die sich sehr gut bewähren, gegen den
Einfluß von Säuren und Sauerstoff geschützt sind. ¶

Über den Abdampfinjektor Bauart Friedmann, Klasse LF,
ist hier nichts zu sagen, weil er keine Wasserreinigung anstrebt.

b) Die thermischen Verhältnisse bei der Abdampfverwertung.

Die zur Erwärmung des Speisewassers erforderliche Abdampfmenge kann auf folgende Weise bestimmt werden:

1. Oberflächenwärmer.

1 kg Tenderwasser benötigt bei einer mittleren Temperatur von 15° 85 Kalorien zur Erwärmung auf 100° . Wenn 1 kg Naßdampf von 0,2 atü und etwa 0,83 Dampfgehalt zu Wasser von 100° kondensiert, so werden 451 kcal frei. Folglich kann 1 kg Dampf durch einen Oberflächenvorwärmer mit einem thermischen Wirkungsgrad von 0,9 eine Speisewassermenge Q_1 auf 100° erwärmen, die gleich ist

$$Q_1 = \frac{451 \times 0,9}{85} = 4,8 \text{ kg.}$$

Bei überhitztem Dampf hat der Abdampf wohl die gleiche Spannung 0,2 kg/cm², aber eine Temperatur von ca. 110° .

1 kg überhitzter Dampf kann deshalb an den Vorwärmer 550 Kalorien abgeben und mit diesen kann man eine Wassermenge von

$$Q_2 = \frac{550 \times 0,9}{85} = 5,8 \text{ kg}$$

erwärmen.

Im ersten Fall wird die größte abgeleitete Abdampfmenge $\frac{100}{4,8} = 20,8\%$ der gesamten Auspuffmenge der Zylinder sein.

im zweiten Fall $\frac{100}{5,8} = 17,2\%$.

2. Einspritzvorwärmer.

Die gleiche Überlegung führt hier zu folgenden Ergebnissen. Für eine Satttdampflokomotive: $Q_3 = Q_1 + 1 = 5,8$ und für die Lokomotive mit überhitztem Dampf $Q_4 = Q_2 + 1 = 6,8$ kg. Die Abdampfmenge ergibt sich sodann mit 17,2 bzw. 14,7%.

3. Abdampfinjektor.

Hier muß etwas näher in die Theorie des Abdampfinjektors eingegangen werden.

Es ist: t_v = Temperatur des Frischdampfes (Naßdampf vom Kessel)

p_v = absoluter Druck des Frischdampfes (Naßdampf vom Kessel) kg/m².

C_v = Wärmehalt in 1 kg Frischdampf.

V_v = adiabatische Zuflußgeschwindigkeit des Frischdampfes vom Kesseldruck zu dem in der Mischkammer herrschenden Druck (p_0) durch eine geeignete divergente Düse.

t_s, p_s, C_s, V_s = entsprechende Werte für den Abdampf.

x_v = Feuchtigkeit des Frischdampfes, gemessen in dem Punkte, wo er entnommen wurde.

p_0 = absoluter Druck in der Mischkammer des Injektors, kg/m².

p_t = absoluter atmosphärischer Druck, kg/m².

t_0 = Tenderwassertemperatur.

t_2 = Speisewassertemperatur im Druckrohr des Injektors.

d_2 = spezifisches Gewicht des Wassers bei der Temperatur von t° , kg/m³.

P_v = Gewicht des zusätzlichen Frischdampfes, das erforderlich ist, um 1 kg Tenderwasser zu speisen.

P_s = Gewicht des Abdampfes, das erforderlich ist, um 1 kg Tenderwasser zu speisen.

Es wird angenommen, daß kein Wärmeaustausch zwischen dem Injektor und der Außenluft stattfindet, das heißt, daß der Injektor eine adiabatische Maschine wäre (nach Zeuner). Bei dieser Annahme ist die Wärmemenge im Druckrohr des Injektors vermehrt um die Wärme, die der Förderarbeit entspricht, gleich der Summe aus der im Tenderwasser und der im Frisch- und Abdampf enthaltenen Wärme.

Die in 1 kg Druckwasser enthaltene Wärme wird durch die Gleichung ausgedrückt:

$$C_2 = (P_v + P_s + 1) t_2 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2}$$

in der der zweite Teil der rechten Seite die Wärme darstellt, die der zur Überwindung der Förderhöhe zwischen p_t und p_v notwendigen Arbeit entspricht.

Die Wärme, die in dem Gemisch von Frisch- und Abdampf enthalten ist: $C_1 = C_v P_v + C_s P_s$, während die in einem kg Tenderwasser enthaltene gleich t_0 ist. Es muß sein: $C_2 = C_1 + t_0$ oder wenn man substituiert:

$$(P_v + P_s + 1) t_2 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} = C_v P_v + C_s P_s + t_0$$

oder: $P_v (C_v - t_2) + P_s (C_s - t_2) = t_2 - t_0 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} \dots 1)$

Wenn man die Zulaufgeschwindigkeit des Wassers zum Injektorkörper, die von der Höhe des Tenderwasserspiegels abhängt und sich je nach dem Verbrauch ändert und praktisch bis auf Null sinken kann, vernachlässigt, hat man andererseits folgende Gleichgewichtsbedingung der zu- und abströmenden Bewegungsgröße:

$$u (P_v V_v + P_s V_s) = (1 + P_v + P_s) V_2 \dots \dots \dots 2)$$

wobei u einen Koeffizienten bedeutet, dessen Größe von den Düsenformen abhängt.

Wenn man aus (1) und (2) die Werte P_v und P_s errechnet, so ergeben sich folgende Brüche:

$$P_v = \frac{u v (C_s - t_2) - (V_s - u v) \left(t_2 - t_0 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} \right)}{(V_v - u v) (C_s - t_2) - (V_s - u v) (C_v - t_2)} \dots \dots 3)$$

$$P_s = \frac{(V_v - u v) \left(t_2 - t_0 + \frac{1}{425} \frac{p_v - p_t}{d_2} \right) - u v (C_v - t_2)}{(V_v - u v) (C_s - t_2) - (V_s - u v) (C_v - t_2)} \dots \dots 4)$$

Für die zahlenmäßige Bestimmung der Größen P_v und P_s aus den erhaltenen praktischen Ergebnissen gilt folgendes:

1. Der Wert von C_v ergibt sich aus der Feuchtigkeit x_v und dem Druck p_v aus gewöhnlichen Entropietafeln;

2. der Wert C_s ergibt sich aus t_s und p_s wie oben;

3. die Geschwindigkeit V_v und V_s werden nach den Tafeln von Molier aus den Anfangs- und Endzuständen bestimmt.

Für V_v gilt als Anfangszustand p_v und x_v .

Für V_s gilt als Anfangszustand p_s und t_s . Der Endzustand für beide Geschwindigkeiten ist durch den Druck p_0 in der Mischkammer des Injektors bestimmt.

4. Der Wert von V_2 ist durch die elementare Hydraulik gegeben. $V_2 = H \sqrt{2g \frac{p_v - p_0}{d_2}}$, wobei H ein Koeffizient ist,

der allen Widerständen des Injektors, des Druckrohrs und des Rückschlagventils im Kessel Rechnung trägt.

Die größte Abdampfmenge, die man mit einem Injektor, der mit Frisch- und Abdampf arbeitet, rückgewinnt, kann man direkt aus den Gleichungen 3) und 4) errechnen. Sie wechselt sehr häufig bei demselben Apparat, weil sie sowohl vom Zustand des Abdampfes als auch vom Frischdampfzusatz, der zu seinem Betrieb notwendig ist, abhängt.

Es sei folgender spezieller Fall bei einer Lokomotive mit Satttdampfbetrieb berechnet:

$p_v = 13000 \text{ kg/m}^2$; $t_v = 191^{\circ}$; $x_v = 0,9$ in der Injektordüse:

$p_s = 13000 \text{ kg/m}^2$; $t_s = 106^{\circ}$; $x_s = 0,80$ „ „

$t_2 = t_s = 106^{\circ}$; $t_0 = 15^{\circ}$; $p_0 = 4500 \text{ kg/m}^2$.

$u = 0,70$. $H = 1,4$. (Hirsch-Giffard) $d_2 = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Es ergeben sich: $V_v = 1000 \text{ m/Sek}$ $V_s = 520 \text{ m/Sek}$.
 $C_v = 621 \text{ kcal}$ $C_s = 534 \text{ kcal}$.

$$V_2 = H \sqrt{2g \frac{P_v - P_t}{d_2}} = 1.4 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{130\,000 - 1000}{1000}} = 70,5 \text{ m/Sek.}$$

Substituiert man in Gleichung 4), so erhält man $P_s = 0,168$, d. h., man braucht 16,8 % Abdampf, um den Kessel mit Wasser von 106° zu speisen.

Wenn dagegen die Lokomotive mit überhitztem Dampf arbeitet, ändern sich die Größen nur beim Abdampf, während der Frischdampf immer naß ist. Es sei in einem Durchschnittsfall

$$p_s = 13\,000 \text{ kg/m}^2 \\ t_v = t_s = 110^\circ \text{ (Dampf leicht überhitzt).}$$

Es ergibt sich in diesem Falle

$$V_s = 580 \text{ m/Sek. } C_s = 643 \text{ kcal.}$$

Es sei hier bemerkt, daß im Falle die Lokomotive mit überhitztem Dampf arbeitet, C_s immer größer als C_v ist ($C_s = 643 \text{ kcal. } C_v = 621 \text{ kcal.}$).

Es ergibt sich in diesem Falle $P_s = 0,138 = 13,8\%$ des verfügbaren Abdampfes als größte Abdampfmenge, die bei einer Druckwassertemperatur von 110° kondensiert wird.

Wenn man die größte Wärmemenge des Abdampfes verwerthen will, ist es unbedingt nötig, daß das Wasser mit möglichst hoher Temperatur in den Kessel befördert wird, d. h. der Wert t_2 der Temperatur des Gemisches muß möglichst gleich t_s sein (Temperatur des Abdampfes).

Die gegenwärtigen Abdampfinjektoren sind in bezug auf Liefermenge weniger regelbar als die gewöhnlichen Speisepumpen. Es ist deshalb beim Abdampfinjektor weniger leicht eine Speisung zu erzielen, die ständig den Wasserverbrauch des Kessels ersetzt, worauf noch später zurückgekommen wird.

c) Nebenerscheinungen der Abdampfverwertung.

Aus den im letzten Abschnitt angeführten Zahlen ergibt sich, daß bei Verwendung der verschiedenen Vorwärmer um 14 bis 20 % weniger Abdampf durch das Blasrohr strömt, wodurch die Blasrohrwirkung vermindert wird. Es wäre nahelegend, den Blasrohrquerschnitt entsprechend zu verkleinern, doch besteht dann die Gefahr, daß dadurch die Gegendrücke in den Zylindern anwachsen. Auch die Anordnung eines Blasrohrs mit veränderlichem Querschnitt erscheint nicht empfehlenswert, weil es dann vom Personal abhängt ob dem Übel abgeholfen oder ob es vergrößert wird.

Der Einfluß des Abdampfvorwärmers äußert sich in folgenden Erscheinungen:

1. Wärmerückgewinn aus dem Abdampf.
2. Erhöhung der durchschnittlichen Verdampfungsziffer, die einer Verkleinerung der Brennstoffmenge entspricht.
3. Die Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der Feuerung ist geringer als die entsprechende Verschlechterung der Zugwirkung.
4. Verminderung der Überhitzungstemperatur, die der niedrigeren Temperatur der Rauchgase infolge Verminderung der Blasrohrwirkung entspricht.
5. Verminderung des Gegendrucks in den Zylindern (Vergrößerung des Indikatordiagramms).
6. Verminderung der verbrannten Brennstoffmenge infolge vermindeter Blasrohrwirkung.

Der Ausgleich der verschiedenen, einander gegenüberstehenden Vor- und Nachteile stellt sich bei den Einspritzvorwärmern und Abdampfinjektoren günstiger als bei den Oberflächenvorwärmern, weil letztere für den gleichen Effekt mehr Abdampf benötigen; bei den ersteren kann der Blasrohrquerschnitt unverändert belassen werden.

d) Frischdampfverbrauch der Vorwärmer.

1. Vorwärmer mit Pumpen.

Von der Kohlenersparnis, die durch Verwendung des Vorwärmers erreicht wird, muß man den Eigenverbrauch der Pumpe, dessen Höhe von der Hubzahl und dem Erhaltungszustand abhängt, abziehen.

Parmentier*) behauptet, daß eine neue Pumpe mit 10.160 l Stundenleistung bei höchster Tourenzahl 370 kg Dampf, d. i. 3,62 % des gespeisten Wassers verbraucht. Meistens wird die Pumpe, die für die Höchstleistung bemessen sein muß, mit einer geringeren Hubzahl laufen, so daß sich der Dampfverbrauch auf etwa 5 % erhöht und die Tatsachen, daß die Pumpe außerdem nicht neu bleibt und daß der Betriebsdampf infolge verwickelter Rohrführung feucht ist, bewirken, daß in manchen Fällen der Dampfverbrauch auf 8 bis 10 % steigt**).

Während der normale Frischdampfinjektor einen sehr günstigen thermischen Wirkungsgrad aufweist, weil bei ihm die Energie des Dampfes fast zur Gänze in den Kessel zurückgeführt wird, geht der für den Betrieb der Pumpe notwendige Dampf verloren. Zur Verbesserung dieses Umstandes wird der Auspuff der Pumpe in den Vorwärmer geleitet, doch darf nicht übersehen werden, daß dafür von dem zur Verfügung stehenden Abdampf weniger entnommen wird, also günstigstenfalls nur ein Teil dieses Rückgewinnes vom tatsächlichen Verbrauch abgerechnet werden darf.

Die Fahrproben zeigen die große Bedeutung dieses Dampfverbrauchs, der in manchen Fällen die erzielten Ersparnisse auf Null reduziert.

2. Abdampfinjektor.

So wie beim normalen Frischdampfinjektor wird auch beim Abdampfinjektor die im Frischdampf enthaltene Energie zurückgewonnen, man muß aber auch hier in Betracht ziehen, daß dafür weniger Abdampf verwertet wird. Der aufgebrauchte Frischdampf verringert also die durch Abdampf erzielten Ersparnisse. Aus der Zusammenstellung 2 ersieht man die teils gemessenen, teils errechneten, den wirklichen Betriebsverhältnissen entsprechenden Werte. Vorausgesetzt ist dabei eine konstante Speisewassertemperatur von 100° C und ein Kesseldruck von 12 atü mit überhitztem Dampf.

Zusammenstellung 2.

Frischdampf- und Abdampfmengen, die von einem Injektor bei verschiedenen Abdampfspannungen und konstanter Druckwassertemperatur von 100° C verbraucht werden.

P_s	P_v	P_s	$\frac{P_v + P_s}{1 + \frac{P_v}{P_s}}$	$\frac{P_v}{1 + \frac{P_v}{P_s}}$	$\frac{P_s}{1 + \frac{P_v}{P_s}}$	$\frac{P_v + P_s}{1 + \frac{P_v}{P_s}}$	Anmerkungen
ata	%	%	%	%	%	%	
1	2	3	4	5	6	7	
1,0	7,00	9,10	16,10	6,03	7,82	13,85	Die letzten drei Spalten geben die prozentuellen Frisch- und Abdampfmengen, bezogen auf das ganze in den Kessel geförderte und jeweils verdampfte Wasser. Die Spalten 2, 3 und 4 hingegen geben die gleichen aus Formeln errechneten Werte bezogen auf das verbrauchte Tenderwasser.
1,1	6,40	9,70	16,10	5,50	8,35	13,85	
1,2	6,00	10,00	16,00	5,17	8,63	13,80	
1,3	5,40	10,50	15,90	4,66	9,06	13,72	
1,4	4,70	11,20	15,90	4,66	9,64	13,70	
1,5	4,30	11,50	15,90	3,72	9,92	13,64	
1,6	3,75	11,95	15,70	3,24	10,36	13,60	
1,7	3,00	12,60	15,60	2,40	11,10	13,50	
1,8	2,60	12,90	15,50	2,25	11,20	13,45	

(Schluß folgt.)

*) Rev. Gén. des Chem. de Fer op. cit. Nr. 2, 1925, S 116: Appareils d'alimentation à très haute température système A.C.F.I. pour locomotives.

**) Siehe Zeitschrift des V. D. I. Nr. 21, vom 25. Mai 1918.

Gesteuerte Lenkachsen.

Von J. Jahn, Professor an der Technischen Hochschule der Freien Stadt Danzig.

In einer Reihe von Aufsätzen verfiicht Reichsbahnrat Dr. Ing. Bäseler in München mit gewichtigen Gründen die Ansicht, daß die Spurerweiterung in Gleiskrümmungen überflüssig, ja in vielen Fällen sogar schädlich, weil widerstandsmehrend, sei*). Ich habe die von Dr. Bäseler behauptete Verminderung des Widerstandes durch Fortfall der Spurerweiterung für gewisse Fälle bewiesen**). Heute will ich mich mit einem sehr beachtenswerten Vorschlag des Herrn Dr. Bäseler im einzelnen befassen, ohne die Frage erneut im ganzen aufzurollen. Herr Dr. Bäseler schlägt nämlich für Eisenbahnfahrzeuge eine Bauart mit gesteuerten Lenkachsen vor. Mit diesem Namen bezeichnet er eine Anordnung der bekannten gekuppelten Lenkachsen, die jeder einzelnen Achse die für das Durchlaufen der Krümmung günstigste Stellung gibt. Wenn Spurerweiterung vorhanden ist, so sind in der Krümmung verschiedene Stellungen der Achsen denkbar. Je nach der Größe der Zentrifugalkraft, der Überhöhung usw. wird die eine oder die andere Platz greifen. Also gehört zum Begriff der gesteuerten Lenkachse der Fortfall der Spurerweiterung. Zwar wird ein geringes Spiel des Fahrzeugs im Gleise immer verbleiben müssen. Für die nachfolgende grundsätzliche Untersuchung soll es aber = Null angenommen werden. Ebenso werde angenommen, daß die Zentrifugalkraft durch die Überhöhung ausgeglichen sei.

Es kommt also darauf an, den Achsen z. B. eines dreiaxigen Wagens in einem gekrümmten ohne Spurerweiterung verlegten Gleis eine gewisse günstigste Stellung durch gegenseitige Kupplung zu sichern. Welches ist aber nun die günstigste Stellung? Diese Frage ist meines Wissens bisher noch niemals richtig beantwortet worden. Die richtige Antwort zu finden, betrachte ich als meine Aufgabe. Als günstigste Stellung betrachte ich für die einzelne Achse diejenige, bei der zwischen ihrem Spurkranz und dem Schienenkopf kein Spurkranzdruck auftritt, also die Neigung zur Entgleisung völlig verschwindet, und bei Zweipunktberührung kein Schleifen zwischen Spurkranz und Schienenkopf stattfindet. Abb. 1 stellt den allgemeinen Fall dar, in dem ein Spurkranzdruck P' vorhanden ist. Er kann positiv oder negativ sein, d. h. vom Außenstrang oder vom Innenstrang ausgehen. Für die Ermittlung der günstigsten Stellung wird $P' = 0$ zu setzen sein. Es ist bekanntlich die Ansicht gang und gäbe, daß die günstigste Stellung die im Halbmesser (die radiale) sei. So einfach ist die Sache nun nicht. Die einzelne Achse tritt unter einem Eisenbahnfahrzeug selbständig, d. h. ohne mit den andern Achsen durch einen starren Rahmen, der sie parallel mit jenen hält, verbunden zu sein, auf als freie Lenkachse, die wir hier nicht zu behandeln haben, als seitlich verschiebbare Mittelachse gekuppelter Lenkachsen und als Deichselachse. Die Endachsen gekuppelter Lenkachsen sind nämlich Deichselachsen. Mag ihre Anordnung auch noch so verwickelt sein, so läßt sie sich doch immer durch Abb. 1 in ihrer Wirkung darstellen. Die kleinen Kreise auf den Schienen bedeuten die Radaufstandspunkte. Bei M möge man sich ein Halslager vorstellen, das die Achse ohne seitliches Spiel umfaßt. Wenn die Mittelachse in der Gleiskrümmung seitwärts um den Betrag der Bogenhöhe ausweicht, so stellt sie die Endachsen mittels der Deichseln schräg ein. Welche Richtung soll sie ihnen geben und welche soll sie selbst einnehmen — genau die Richtung nach dem Mittelpunkt zu, oder eine andere? — Die Abb. 1 zeigt, daß Punkt O insofern, als das dort befindliche Bolzenauge zur Mittelachse

gehört, in der Verlängerung von OO, insofern aber, als der zugehörige Bolzen zur Endachse gehört, in Richtung OE fortzuschreiten trachtet; also kommt es hier zu Druck und Gegendruck P. In seiner Wirkung auf die Endachse ist er mit schwarzem, in seiner Rückwirkung auf die Mittelachse mit weißem Pfeil gezeichnet. Der Winkel zwischen beiden ist in Wirklichkeit sehr klein und werde vernachlässigt. Wir betrachten zunächst die Endachsen, und zwar genügt es, eine ins Auge zu fassen. Denken wir uns z. B. die vordere aus ihrem Zusammenhang herausgelöst und nehmen wir zunächst an, eine Feder- oder sonstige Kraft, die sie in ihre Mittellage zurückzuführen sucht, sei nicht vorhanden. Auch sei keine weitere Verbindung zwischen Deichsel und Unterstell — also kein Drehzapfen bei E — vorgesehen, so daß also dort keine Kraft auftreten kann. Wirkt die Kraft P, so sucht das durch P gebildete Moment den Achssatz um einen Punkt Ω , den Pol, zu drehen. Rollend können nämlich die Räder nicht nachgeben, denn sie müßten im entgegengesetzten Sinne rollen, was aber nicht möglich ist, weil sie auf gemeinschaftlicher Welle befestigt sind. Also unterscheiden sie sich in nichts von einem Träger, der in zwei Punkten, den Radaufstandspunkten, seine Last Q zu je $\frac{Q}{2}$ abgibt und seiner

Verschiebung dort einen Reibungswiderstand $\frac{\Phi}{2} = f \frac{Q}{2}$ entgegengesetzt. Uebelacker hat nachgewiesen, daß Pol Ω eine Verschiebung aus der Mittellinie erfährt, wenn das Fahrzeug Zugkraft ausübt oder aufnimmt*). Dieser Einfluß werde vernachlässigt. Dies kann für das gezogene Fahrzeug, auf das es hier in erster Linie ankommt, ohne weiteres geschehen. Die Abänderung für das mit großer Kraft ziehende aber wird sich nach den folgenden Ableitungen unter Zuhilfenahme der unten aufgeführten Quellen leicht finden lassen. Es muß sein

$$P(1+x) = \Phi \sqrt{s^2 + x^2} \quad \dots \quad 1)$$

$$P = 2 \frac{\Phi}{2} \cos \alpha = \Phi \frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} \quad \dots \quad 2)$$

Es folgt

$$x = \frac{s^2}{1} \quad \dots \quad 3)$$

Der Träger vollführt seine Drehung also um einen Punkt Ω , der von P aus gerechnet, um $\frac{s^2}{1}$ jenseits des Trägers — der Achse — liegt. Dieses Ergebnis ist leicht auf unsern Wagen zu übertragen. Die Achsen erleiden beim Krümmungslauf einen ständigen Richtungswechsel, eine Schwenkung, wie ich es nenne. Den Endachsen. — wie wir später sehen werden, auch der Mittelachse — wird sie durch die Kraft P aufgezungen. Der Pol liegt also um $\frac{s^2}{1}$ vor der Vorder- und hinter der Hinterachse, falls nicht weitere Kräfte, z. B. Spurkranzdrücke, wirken. Der Pol der Schwenkung ist nun andererseits der Fußpunkt des vom Krümmungsmittelpunkt auf die Bewegungsrichtung des Achssatzes gefällten Lotes. Diese Tatsache, oft als selbstverständlich behandelt, ist leicht zu beweisen. Die Mittellinie einer Achse oder starr durch einen Rahmen verbundenen Achsgruppe bildet eine Sehne zum Krümmungskreis. Zerlegt man die im Kreisbogen fortschreitende Bewegung der Achse, also der Sehne, in eine gradlinige und eine drehende, so muß die drehende die Sehne,

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1926, Nr. 8, 9, 10, 12 und 13 sowie ebenda 1927, Nr. 27.

***) Ebenda 1927, Nr. 16 mit einer Berichtigung in Nr. 30. Siehe auch meine Entgegnung auf gewisse Einwürfe in Nr. 26.

*) Organ 1903, Beilage Dr. Ing. Uebelacker „Untersuchungen über die Bewegungen von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen“ und ebenda 1927, S. 265 „Über die Lage des Reibungsmittelpunktes bei arbeitenden Lokomotiven.“

nachdem sie bei einer unendlich kleinen in ihrer Richtung fortschreitenden Bewegung den Kreis verlassen hat, mit beiden Endpunkten wieder auf den Kreisbogen gelangen lassen. Das ist augenscheinlich nur bei Drehung um den Sehnenmittelpunkt, also um den Fußpunkt des vom Kreismittelpunkt auf die Sehne gefällten Lotes der Fall*).

Wenn wir also die Länge l der Deichseln an den Endachsen unseres Dreiachsers so wählen, daß der Fußpunkt jenes Lotes um $\frac{s^2}{1}$ vor bzw. hinter dieser liegt, so werden die Endachsen lediglich durch den Rückdruck P an den Deichselenden geschwenkt, üben also keinen Spurkranzdruck auf die Schienen aus.

Welches ist nun die günstigste Stellung der Mittelachse? Die zu ihr gehörenden Kräfte erhalten den Zeiger m . Sie steht nicht unter dem Einfluß einer Einzelkraft, sondern eines Momentes $2P(d-1)$. d ist der halbe Radstand $MO + l$. In die Zeichnung ist, um die Übersicht nicht zu stören, nur $d-1$ eingetragen. Für die Stellung im Halbmesser, die für diesen Fall als günstigste zu vermuten ist, also für die Lage des Poles in M , erhalten wir als Gleichgewichtsbedingung entsprechend der Gl. 1)

$$2P(d-1) = \Phi_m s \dots \dots \dots 4)$$

Diese Gleichung kann und wird durch richtige Wahl von Φ_m erfüllt werden (vergl. später). Aber auch die der Gl. 2) entsprechende Gleichung ist erfüllt. Sie lautet hier $P - P = 0$, denn die beiden P sind entgegengesetzt gerichtet, und die $\frac{\Phi_m}{2}$ haben bei der angenommenen Pollage keine

Seitenkraft quer zum Fahrzeug. Die Stellung der Mittelachse im Halbmesser ist also die günstigste. Die Bedingungen für die günstigste Stellung der drei Achsen im Gleis ohne Spurerweiterung sind also, zusammengefaßt, diese: „Die Mittelachse muß im Halbmesser stehen und die Deichsellänge so bemessen sein, daß bei Stellung der drei Radaufstandspunkte auf dem Krümmungskreis die vom Kreismittelpunkt auf die Fahrtrichtung der Endachsen gefällten Lote ihre Fußpunkte um die Polweiten $x = \frac{s^2}{1}$ vor und hinter den Endachsen haben.

Ferner muß die eben aufgestellte Gl. 4) erfüllt sein“.

Die Bedingung für die Lage der Radaufstandspunkte und des Fußpunktes läßt sich in die folgende Gleichung kleiden.

$$(x+1)^2 + (R^2 - x^2) = \overline{OZ}^2 = (d-1)^2 + R^2$$

$$l = \frac{d^2}{2(d+x)} \text{ und, wenn man } x = \frac{s^2}{1} \text{ setzt, } l = \frac{d^2}{2\left(d + \frac{s^2}{1}\right)} \dots 5)$$

oder

$$l = \frac{d^2 - 2s^2}{2d} \dots \dots \dots 6)$$

unabhängig vom Krümmungshalbmesser.

In Gl. 4) ist P aus Gl. 2) und in diese $x = \frac{s^2}{1}$ einzusetzen, um zu erhalten $\Phi_m = 2 \frac{d-1}{\sqrt{s^2+1^2}} \Phi$ oder, da die Reibungskoeffizienten an Mittel- und Endachsen im allgemeinen gleich groß sind, unabhängig vom Krümmungshalbmesser

$$\frac{Q_m}{Q} = 2 \frac{d-1}{\sqrt{s^2+1^2}} \dots \dots \dots 7)$$

*) Eine eingehendere Darstellung (dieser und anderer oben angedeuteten Begründungen findet sich in Jahn „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen“. Berlin, Verlag der verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft 1927. — Auf anderem Wege kommt Uebelacker zu dem gleichen Ergebnis. Organ 1903, Beilage S. 2.

Der Wunsch nach günstigster Stellung aller Achsen ist also unter der Voraussetzung fehlender Rückstellvorrichtungen und unter der weiteren Voraussetzung, daß die Verbindung mit dem Wagenuntergestell nur durch die Gabeln der Mittelachse und einen Zapfen bei M erfolge, nur erfüllbar durch Wahl einer bestimmten Deichsellänge und eines bestimmten Belastungsverhältnisses zwischen Mittel- und jeder Endachse. Wenn z. B. der Radstand eines Dreiachsers 6 m ist, so ist $d = 3$, und es ergibt mit $s = 0,75$, $s^2 = 0,5625$, Gl. 6) $l = 1,313$, Gl. 3) $x = 0,428$, Gl. 2) $P = 0,495 \Phi$, Gl. 7) $\frac{Q_m}{Q} = 2,230$.

Wenn man sich in Abb. 1 die Mittelachse um einen kleinen Winkel aus der Richtung des Halbmessers verdreht denkt, so nehmen auch die Endachsen andere nicht gewünschte Stellungen ein. Derartige Störungen könnten eintreten, wenn z. B. durch einen Zufall die Reibungsziffer an einem Rad plötzlich stark vermindert wird. Solche unerwünschten Einstellungen kann man ausschließen, wenn man auf die Welle der Mittelräder neben jedem Rade je einen Doppelhebel anbringt und seinen einen Endpunkt mit der einen, seinen anderen mit der anderen Endachse verbindet. Diese hier nur der Wirkung nach angegebene Vorrichtung verhütet solche unregelmäßigen Einstellungen, behindert aber bei richtiger Bemessung der Hebellängen die regelrechten nicht und übt deshalb im glatten Betrieb auch keine Kräfte aus. Sie ist deshalb auch nicht in die Abbildung eingezeichnet.

Wir haben also hier den Inbegriff eines „kurvenfühligen“ Fahrzeugs vor uns, wie Bäseler es nennt: es tritt nirgends ein Spurkranzdruck, nirgends ein Drehzapfendruck auf, aber die Mittelachse soll nach Gl. 7) mehr als doppelt so hoch belastet sein, als jede der Endachsen. Das ist sehr unbequem. Wenn man den Wert für l aus Gl. 6) in Gl. 7) einsetzt, so erhält man $\frac{Q_m}{Q} = 2 \frac{d^2 + 2s^2}{\sqrt{d^4 + 4s^4}}$. Der Ausdruck rechts nähert sich mit zunehmendem d , also zunehmendem Radstand, dem Wert 2, aber nur langsam.

Das Wagenuntergestell ist mit dem Wagenkasten fest verbunden, oder Untergestell und Kasten bilden ein Ganzes. Von nun an soll kurzweg die Bezeichnung „Untergestell“ und für die Teile OMO, OE usw. in Abb. 1 die Bezeichnung „Stellzeug“ benutzt werden. Vom Zusammenhang des Untergestells und Stellzeuges brauchte wenig gesprochen zu werden, solange als die Rückstellvorrichtungen außer Betracht blieben. Jener Zusammenhang kann sehr verschieden ausgeführt werden. Für die vorliegende Untersuchung genügt zunächst folgende Versinnbildlichung der Ausführungsmöglichkeiten. Die einzelnen Teile sollen dabei nur in ihrer Wirkung als Bewegung übertragende Teile und ohne Rücksicht auf bestehende Ausführungsformen und leichte Herstellbarkeit so dargestellt werden, wie sie dem vorliegenden Zweck am besten dienen können. Der Zusammenhang der Achssätze mit dem Untergestell wird in der Längsrichtung durch die Achsgabeln der Mittelachse gegeben, die dem Achslager kein Spiel in der Längsrichtung gestatten. Also kann sich das Wagenuntergestell gegen die Achssätze weder in der Längsrichtung verschieben, noch unabhängig von ihm eine Drehung um Punkt M vornehmen. Das Untergestell darf aber auch in seitlicher Richtung nur bestimmte Stellungen gegenüber den Achssätzen einnehmen. Das kann in der Weise erzwungen werden, daß die Achshaltergabeln der Mittelachse auch kein seitliches Spiel haben, oder daß das Stellzeug bei M mit dem Untergestell durch einen Drehzapfen verbunden ist. Im ersteren Fall ist übrigens das Stück OMO gar nicht notwendig. Das Untergestell selbst übernimmt dann die Kupplung zwischen den beiden Zapfen O , die dann an jenem befestigt sind. Die Verbindung mit dem Untergestell kann aber auch so geschehen,

daß nicht bei M, sondern in den beiden Punkten E solche Drehzapfenverbindungen geschaffen werden. Dann müßten bei O statt der Bolzenaugen Gabeln vorgesehen sein. Eine solche Zapfenverbindung könnte endlich auch an den beiden Deichseln zwischen E und O vorgenommen werden, wenn auf diese Weise die Übertragungen des Wagenkastens an der Innen- und Außenseite der Krümmung sollten günstiger verteilt werden können. Daß besonders die Zapfenverbindung bei M gleichzeitig auch die oben betrachtete Verbindung in der Längsrichtung herstellt, die dann doppelt vorhanden ist, braucht uns nicht zu stören. Solange als die Wirkung der Rückstellvorrichtung vernachlässigt wird, erscheinen alle diese Drehzapfen drucklos und daher ohne Einfluß auf die Einstellung, wenn die Abmessungen nach den Gl. 5) und 7) ausgeführt werden.

Rückstellvorrichtungen wendet man an, um schlingende Bewegungen der Endachsen in der Geraden zu verhindern. Es bestände nämlich ohne diese die Gefahr, daß sich die leicht beweglichen Deichseln innerhalb des kleinen Spiels, das man schon im geraden Gleis immer wird belassen müssen, infolge kleiner zufälliger Störungen schräg stellen, daher auch schräg anlaufen, wieder zurückgeworfen werden usw. Dem wird vorgebeugt, wenn man Rückstellvorrichtungen mit Anfangsspannung einbaut. Es liege z. B. die Zapfenverbindung zwischen Untergestell und Stellzeug bei M. Es seien am Untergestell dem Punkt E jeder Deichsel gegenüber federnde Anschläge für diese vorgesehen. Sie bilden die Rückstellvorrichtung. Diese muß, wie gesagt, mit Anfangsspannung wirken, so daß auch der kleinsten Auslenkung sogleich die volle Federspannung entgegenwirkt. Rückstellvorrichtungen dieser Wirkungsart befinden sich z. B. an den Lokomotivdrehgestellen deutscher Bauform. Eine solche Vorrichtung, die in der Geraden nur als gefederter Anschlag gegen Schlingerbewegungen wirkt, ruft in der Krümmung einen ständigen Spurkranzdruck an den Endachsen zwischen Außenrad und Außenschiene hervor — wenigstens wenn man bei den oben berechneten Abmessungen für die Deichsellänge usw. bleibt. An der Mittelachse tritt ein von innen nach außen gerichteter Spurkranzdruck auf, der gleich der Summe der Rückdrücke an den Endachsen ist. Er verursacht nur geringe Widerstandsarbeit und Abnutzung, weil die Achse im Halbmesser läuft*).

Wenn die Zapfenverbindung mit dem Untergestell nicht bei M, sondern in den beiden Punkten E liegt, so muß auch die Rückstellvorrichtung geschickter Art zwischen dem Untergestell, dessen Mittellinie nun in EE liegt, und dem Stellzeug in M oder in gleichen Abständen vor und hinter M liegen. Die Rückstellvorrichtung in M muß die doppelte Größe jeder der im andern Falle in den Punkten E liegenden haben. Ihre Wirkung auf die Deichseln ist übrigens genau die gleiche, und es tritt der gleiche Spurkranzdruck an der Mittelachse auf. In jedem Falle wird in den Punkten E eine neue Kraft, die Rückstellkraft P_r hervorgerufen. Es entsteht die Frage, ob es auch bei Vorhandensein einer Rückstellvorrichtung eine günstigste Stellung für die Achsen gibt, also eine solche, bei der der Spurkranzdruck in der Krümmung gleich Null ist. Diese Forderung scheint im Widerspruch mit der Wirkungsart der soeben beschriebenen Vorrichtung zu stehen — und doch ist sie für die Endachsen bedingungsweise erfüllbar, wie sich sogleich zeigen wird. Für die Untersuchung werde die Zunahme der Federspannung mit ihrer Durchbiegung vernachlässigt. Durch genügende Länge der Federn läßt sich diese Annahme annähernd verwirklichen. Der Spurkranzdruck, der, wie soeben erläutert wurde, an der Mittel-

achse auftritt, verändert hier Φ_m etwas, da er mit den Kräften am Stellzeug ein Moment bildet. Dies kann vernachlässigt werden.

Von größter Wichtigkeit ist, daß jetzt die Gleichgewichtsbedingungen für die vordere und hintere Endachse, obwohl die Anordnung der einen das Spiegelbild der andern ist, verschieden lauten. Es liegt das daran, daß an der Vorderachse Zapfendruck P und Rückstellkraft P_r die gleiche, an der Hinterachse aber entgegengesetzte Richtungen haben. In den Gl. 8), 9) und 13) gilt das obere Vorzeichen für die vordere, in Abb. 1 linke Endachse, das untere für die hintere. Die Gleichungen werden zunächst in der allgemeinen Form mit Spurkranzdruck niedergeschrieben.

$$P(1+x) + P_r x - P'x - \Phi \sqrt{s^2 + x^2} = 0 \quad . \quad . \quad 8)$$

$$-P + P_r + P' + \Phi \frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} = 0 \quad . \quad . \quad 9)$$

Die Gl. 4) bekommt eine allgemeine Form, da wegen der wechselnden Vorzeichen angenommen werden muß, daß P für Vorder- und Hinterachse, wenn die günstigste Stellung, also $P' = 0$ gesucht wird, verschieden ausfallen werden. Daher muß in Gl. 10) auch P_v und P_h unterschieden werden. Das Gleiche gilt für l in Gl. 10), 11), 12).

$$P_v(d - l_v) + P_h(d - l_h) = \Phi_m s \quad . \quad . \quad 10)$$

Dazu treten gemäß Gl. 5) die hier nach x aufgelösten geometrischen Bedingungen

$$x_v = \frac{d^2}{2l_v} - d; \quad x_h = \frac{d^2}{2l_h} - d \quad . \quad . \quad 11 \text{ und } 12)$$

Da die günstigsten Stellungen gesucht werden sollen, so wird P' bei der Berechnung für beide Achsen $= 0$ gesetzt.

Man setze P aus Gl. 9) in Gl. 8) ein und in die so erhaltene neue Gleichung den Wert für x aus Gl. 11) bzw. 12). Man erhält

$$+ P_r l + \Phi \frac{\frac{d^2}{2} - dl - s^2}{\sqrt{s^2 + \frac{d^4}{4l^2} - \frac{d^3}{l} + d^2}} = 0 \quad . \quad . \quad 13)$$

Mit den gleichen Maßen wie früher und einer Rückstellkraft $P_r = \frac{\Phi}{3}$ kg ist Gl. 13) erfüllt mit dem oberen Vorzeichen durch $l_v = 1,167$ und mit dem unteren durch $l_h = 1,435$. Man erhält mit Benutzung der Gl. 9) bis 12) folgende zusammengehörige Werte:

$$l_v = 1,167 \quad x_v = 0,856 \quad P_v = 0,418 \Phi \quad l_h = 1,435 \\ x_h = 0,136 \quad P_h = 0,511 \Phi \quad \frac{\Phi_m}{\Phi} = \frac{Q_m}{Q} = 2,09.$$

Der angestrebte Zweck, trotz der Rückstellkräfte keinen Spurkranzdruck an den Endachsen zu erhalten, ist also durch eine Verkürzung der vorderen und eine Verlängerung der hinteren Deichsel erreicht worden. Ein Ergebnis solcher Art war nach den Gesetzen, die für den Deichselllauf gelten, zu erwarten*). Wie man sieht, hat das Belastungsverhältnis $\frac{Q_m}{Q}$ gegenüber dem Dreiachser ohne Rückstellvorrichtung eine Verbesserung erfahren, aber nur eine geringfügige.

Die Lösung ist nur brauchbar für Fahrzeuge, die stets oder hauptsächlich in einer Fahrtrichtung laufen. Das trifft z. B. für Straßenbahnen zu, bei denen die Linie an den Enden Schleifen bildet. Wenn dies nicht der Fall ist, müssen die Deichseln gleich lang ausgeführt werden. Die Rückstellvorrichtungen dann ganz fortzulassen, wird für beide Endachsen eines dreiachsigen Fahrzeuges wohl niemand gut heißen. Man kann ihr aber die Form der früher bei den Deichselachsen Schweizer Lokomotiven häufig ausgeführten

*) Vergl. S. 26 ff. der auf S. 49 angegebenen Quelle.

*) Gl. 28) meiner in der zweiten Fußnote auf S. 48 angezogenen Arbeit. Für eine im Halbmesser laufende Achse ist in dieser Gleichung $x = 0$ zu setzen.

Dreieckstelze geben (Abb. 2)*). Sie drückt bei Z_1, Z_2 auf die Deichselachse oder — doppelt ausgeführt — auf jedes Achslager oder dergleichen. Auf F wirkt Federdruck Q . Dem seitlichen schlingernden Ausweichen der Achse wirkt, weil die Dreieckstelze dann an dem einen Zapfen drucklos wird, eine Kraft $S = \frac{Qf}{2h}$ entgegen. Wenn aber das Fahrzeug durch eine Krümmung läuft, und die Achse um e seitlich ausweicht, so fällt S auf $\frac{Q(f - 2e)}{2h}$. Man erzielt also eine kräftige Gegenwirkung gegen das Schlingern in der Geraden und braucht trotzdem nur einen mäßigen Spurkranzdruck gerade in scharfen Krümmungen in Kauf zu nehmen. In den schärfsten könnte er gar auf Null fallen. Vollkommen ist dieses Mittel nicht. Am besten wird dem in Rede stehenden Zweck eine Ölbremse gerecht, wie sie Orenstein & Koppel

Infolge Hinzukommens von P_z ist Φ_m jetzt wählbar geworden. Man multipliziere Gl. 15) mit x . Dann ergeben Gl. 14) und 15)

$$P = \Phi \frac{s^2}{1\sqrt{s^2 + x^2}} \dots \dots \dots 18)$$

Man setze diesen Wert in Gl. 16) und den dann sich ergebenden Ausdruck für P_z sowie den für P nach Gl. 18) in Gl. 14) ein. Man erhält nach einigen Umformungen

$$\frac{2}{s} \frac{dx - s^2}{\sqrt{s^2 + x^2}} = \frac{\Phi_m}{\Phi} \dots \dots \dots 19)$$

und endlich die für x quadratische Gleichung

$$x^2 - \frac{8d}{4d^2 - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2} x + \frac{4 - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2}{4d^2 - \left(\frac{\Phi_m}{\Phi}\right)^2} s^2 = 0 \dots \dots 20)$$

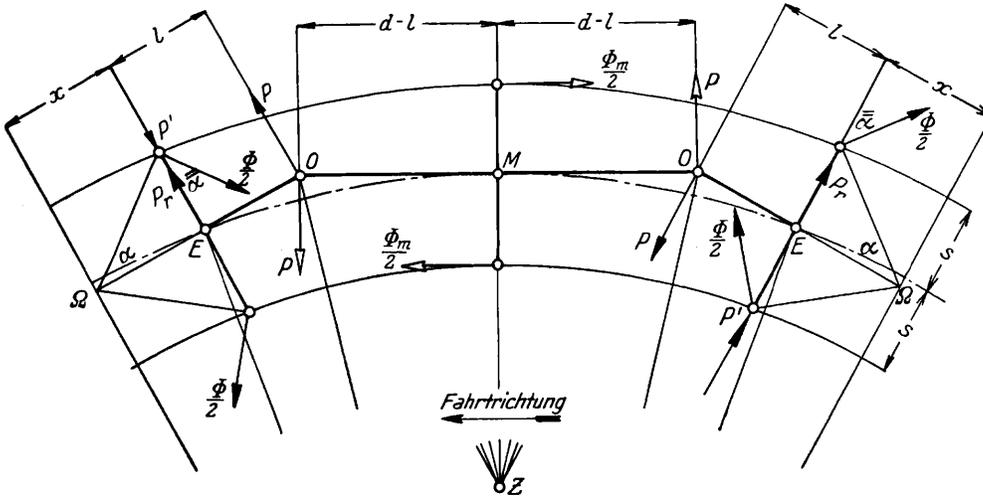


Abb. 1. Dreiachser mit gesteuerten Lenkachsen.

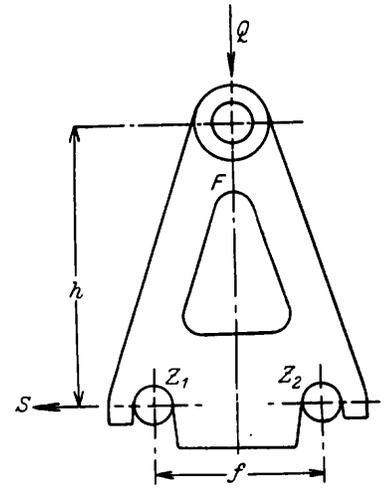


Abb. 2. Dreieckstelze.

für das Drehgestell der C + C Lokomotive der Harzquerbahn vorgesehen hat**). Sie setzt einer Verschiebung Widerstand entgegen, übt aber in verschobener Stellung keinen Rückdruck aus.

Eine Möglichkeit, die Forderung einer hoch belasteten Mittelachse zu umgehen, zeigt sich, wenn man die Verbindung zwischen Untergestell und Stellzeug in der auf S. 49/50 ange deuteten Weise bei E vornimmt, aber auf Drucklosigkeit dieser Zapfenverbindung verzichtet. Es soll also ein Druck P_z an der Stelle auftreten, wo in Abb. 1 P_r eingetragen ist. Jedoch werde er an der Vorderachse von außen nach innen gerichtet vorausgesetzt. Die Rückstellkraft werde durch eine Ölbremse geliefert, ist also beim Lauf in der Krümmung Null. Ein wesentlicher Unterschied besteht gegenüber P_r . Letzteres wäre an beiden Endachsen gleich gerichtet. Die beiden Kräfte P_z aber sind entgegengesetzt gerichtet. Es genügt, die Ableitung für eine Endachse zu geben. Sie lautet entsprechend den Gl. 1), 2), 4), 5)

$$P(1+x) - P_z x - \Phi \sqrt{s^2 + x^2} = 0 \dots \dots 14)$$

$$P - P_z - \Phi \frac{x}{\sqrt{s^2 + x^2}} = 0 \dots \dots 15)$$

$$2P(d-l) - 2P_z d - \Phi_m s = 0 \dots \dots 16)$$

$$l = \frac{d^2}{2(d+x)} \dots \dots \dots 17)$$

*) Diese und ähnliche Rückstellvorrichtungen sind gewürdigt in Jahn „Die Dampflokomotive in entwicklungsgeschichtlicher Darstellung ihres Gesamtaufbaues“ z. B. S. 132 und 244, Berlin, Julius Springer 1924.

***) Z. d. V. d. I. 1913, S. 12. Heinrich Papst „Die Mallet-Lokomotive der Harzquer- und Brockenbahn.“

Die Gleichung ergibt mit den bisher benutzten Größen für d usw. und für verschiedene Belastungen der Mittelachse die folgende Zusammenstellung:

Φ_m [Φ]	0,347	0,5035	0,6699	1,2	2,230
x [m]	0,222	0,237	0,254	0,310	0,428
l [m]	1,397	1,390	1,383	1,359	1,313
P [Φ]	0,515	0,5145	0,5137	0,510	0,495
P_z [Φ]	0,231	0,2132	0,1932	0,128	0

Das ungewöhnliche Verhältnis $\frac{\Phi_m}{\Phi} = 2,230$ in der dritten Spalte wurde einbezogen, um zu zeigen, daß P_z hier bis auf 0 sinkt. Ebenso die Verhältnisse 0,347 und 1,2 wegen des Vergleichs mit späteren Zusammenstellungen. Gl. 20) gibt in jedem Fall zwei Wurzeln x . Die eine gilt für eine negative Deichsellänge, hat also hier keinen Sinn.

Bei Eisenbahnwagen liegen die Deichseln — im Gegensatz zu Lokomotiven — ziemlich hoch über SO. Die Kräfte P und P_z werden also, falls sie nicht durch ihre Lagerung am Untergestell daran verhindert sind, Kippmomente auf die Radsätze ausüben, die das eine Rad be-, das andere entlasten*). Es fragt sich, in welchem Grade die Genauigkeit der Rechnung hierdurch beeinträchtigt wird. Da die Richtungen aller Kräfte an beiden Endachsen entgegengesetzt sind, so tritt an der hinteren eine Mehrbelastung des auf dem Innenstrang laufenden Rades ein, wenn sich an der Vorderachse das Außenrad als das mehrbelastete erweist. Im übrigen genügt wieder, wie früher, die Berechnung einer, z. B. der vorderen Endachse.

*) Heumann hat auf verwandte Vorgänge aufmerksam gemacht. Organ 1913, S. 120.

Das Außenrad erhalte statt $\frac{Q}{2}$ die Last $a \frac{Q}{2}$; da die Gesamtlast Q unverändert bleibt, entfällt dann auf das Innenrad $(2 - a) \frac{Q}{2}$. Das gleiche gilt für die Reibungskräfte Φ . Infolge des nun unsymmetrisch gewordenen Kraftangriffs liegt der Pol nicht mehr in der Mittellinie, sondern um s_0 aus dieser verschoben. Wir nehmen an, er sei bei der Vorderachse nach der Außenseite der Krümmung zu verschoben — bei der Hinterachse also nach innen zu. Sollte diese Annahme falsch sein, so würde die Rechnung ein negatives s_0 ergeben. Die den Gl. 14) und 15) entsprechenden Gleichungen lauten nun

$$P(1+x) - P_z x - a \frac{\Phi}{2} \sqrt{(s-s_0)^2 + x^2} - (2-a) \frac{\Phi}{2} \sqrt{(s+s_0)^2 + x^2} = 0 \quad . . . \quad 21)$$

$$P - P_z - a \frac{\Phi}{2} \frac{x}{\sqrt{(s-s_0)^2 + x^2}} - (2-a) \frac{\Phi}{2} \frac{x}{\sqrt{(s+s_0)^2 + x^2}} = 0 \quad . . . \quad 22)$$

Im Angriffspunkt der Kraft P hat man sich, wie schon gesagt, die Deichsel gegabelt zu denken. Ein Stein mit Gelenkbolzen gleitet also in einem Schlitz, der in der Längsrichtung des Fahrzeugs liegt. Hier ist also ohne weiteres klar, daß P senkrecht zur Längsachse des Fahrzeugs liegen muß. Gleiches gilt aber auch für P_z . Denn, wenn man von der geringen Schrägstellung der Deichsel zu OMO absieht, so erkennt man, daß sich die Punkte E, wenn die Mittelachse ihre schwenkende Drehung um M macht, zu OMO senkrecht bewegen, also die Bolzen E auch gleichgerichtete Drücke in ihren Bolzenlöchern ausüben. Da also in der Längsrichtung keine weiteren Kräfte vorhanden sind, so muß die Summe der Seitenkräfte von $\frac{\Phi}{2}$ in dieser Richtung Null sein, also

$$-a \frac{\Phi}{2} \frac{s-s_0}{\sqrt{(s-s_0)^2 + x^2}} + (2-a) \frac{\Phi}{2} \frac{s+s_0}{\sqrt{(s+s_0)^2 + x^2}} = 0 \quad . . . \quad 23)$$

Im Querschnitt des Fahrzeugs üben P und P_z das Moment $(P - P_z) \cdot 1$ aus, wenn die Deichsel 1 m über SO liegt, und das Moment auf den Punkt mitten zwischen den beiden Schienenoberkanten bezogen wird. Auf eben diesen Punkt üben die nun verschieden gewordenen Raddrücke das Moment aus $\left[-a \frac{Q}{2} + (2-a) \frac{Q}{2} \right] s = (1-a) Qs$, worin $Q = \frac{\Phi}{f}$ ist. Man erhält

$$P - P_z + (1-a) \frac{\Phi}{f} s = 0 \quad . . . \quad 24)$$

Die Gl. 16) und 17) bleiben bestehen. Eine algebraische Lösung ist nicht möglich. Der folgende Weg scheint mir am schnellsten zum Ziele zu führen: Gl. 23) ergibt

$$a = \frac{2}{1 + \frac{s-s_0}{s+s_0} \frac{\sqrt{(s+s_0)^2 + x^2}}{\sqrt{(s-s_0)^2 + x^2}}} \quad . . . \quad 25)$$

Aus Gl. 22) und 24) folgt, indem man $P - P_z$ aus Gl. 24) in Gl. 22) einsetzt,

$$\frac{a-1}{f} s - \frac{a}{2} \frac{x}{\sqrt{(s-s_0)^2 + x^2}} - \frac{2-a}{2} \frac{x}{\sqrt{(s+s_0)^2 + x^2}} = 0 \quad . . . \quad 26)$$

Wenn man Gl. 24) mit $2d$ multipliziert und Gl. 16) von ihr abzieht, erhält man

$$P = \frac{2d(a-1)}{21} \frac{\Phi_m}{\Phi} s \Phi \quad . . . \quad 27)$$

Man nehme x z. B. = 0,050 an und bestimme s_0 durch Versuch so, daß Gl. 26) mit dem aus Gl. 25) berechneten a erfüllt ist. l wird aus Gl. 17) berechnet. Dann bestimmt man

(das zugehörige Φ_m durch Versuch, indem man ein $\frac{\Phi_m}{\Phi}$, ebenso a nach Gl. 25) und l nach Gl. 17) in Gl. 27) einsetzt und prüft, ob Gl. 21) mit dem so berechneten P und dem sich aus Gl. 24) ergebenden $P_z = P + (1-a) \frac{\Phi}{f} s$ erfüllt ist. Das wird im allgemeinen nicht der Fall sein. Man wiederhole den Versuch mit einem anderen $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ usw.

Führt man diese Rechnung für mehrere Polweiten x für das hier zugrunde gelegte Fahrzeug durch, so erhält man folgende Zusammenstellung:

Φ_m [Φ]	0,89	1,200	1,467	1,7	2,02
x [m]	0,010	0,050	0,100	0,150	0,200
s_0 [m]	0,737	0,688	0,632	0,581	0,541
a	— 1,111	1,123	1,133	1,142	1,154
l [m]	1,495	1,475	1,452	1,430	1,407
P [Φ]	0,445	0,446	0,445	0,445	0,447
P_z [Φ]	0,112	0,077	0,047	0,020	—0,015

Der Pol verschiebt sich also bei abnehmendem $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ mehr

und mehr nach dem Außenrad, bei der Hinterachse nach dem Innenrad zu, um ihn etwa bei $\Phi_m = 0,82 \Phi$ mit $s_0 = 0,750$ zu erreichen. P bleibt fast oder ganz unverändert. Hieraus ergibt sich eine wesentliche Vereinfachung der Rechnung, wenn sie zunächst für ein x durchgeführt worden ist.

Für $x = 0$ ergeben sich Grenzwerte. s_0 ist dann = s geworden. Eine weitere Vergrößerung von s_0 , also eine Verschiebung des Pols über das Rad nach außen hinaus, ist nicht möglich, denn die Reibungskräfte $\frac{\Phi}{2}$ sind dann beide nach hinten gerichtet. Dann ist aber die Forderung der Gl. 23), daß die Summe ihrer Seitenkräfte in der Längsrichtung = Null sein solle, natürlich nicht mehr erfüllbar. Wenn also $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ unter 0,82 fällt, ist eine günstigste Stellung der Endachsen nicht mehr erreichbar. Sie laufen an. Die Berechnung der Zusammenstellungen für $\frac{\Phi_m}{\Phi} < 0,82$ soll, weil nicht unmittelbar zum Gegenstand gehörig, hier nicht wiedergegeben werden. Ein Ergebnis für $x = 0,100$ also nach Gl. 17) für eine Deichsellänge und für zwei Werte $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ möge genügen.

Man ersieht daraus, daß die Anlaufdrücke P' nur sehr gering bleiben. Da eine neue Veränderliche P' hinzugekommen ist, erhält man zu jedem x wechselnde Werte s_0 je nachdem, welchen Wert $\frac{\Phi_m}{\Phi}$ man einführt, oder, anders ausgedrückt,

welchen Spurkranzdruck P' man zuläßt.

Φ_m [Φ]	0,113	0,347
x [m]	0,100	0,100
s_0 [m]	0,590	0,600
a	— 1,081	1,09
l [m]	1,452	1,452
P [Φ]	0,473	0,468
P_z [Φ]	0,230	0,198
P' [Φ]	0,078	0,066

Wenn man die Spalte $\Phi_m = 1,2 \Phi$ in der vorigen und die Spalte $\Phi_m = 0,347 \Phi$ in dieser Zusammenstellung mit den gleichen in der Zusammenstellung auf S. 51 vergleicht, so findet man als auffallendste Erscheinung die Polverschiebung. P und P_z ändern sich wenig. Dabei muß man sich immer gegenwärtig halten, daß ein einfacher Vergleich für Werte $\Phi_m < 0,82 \Phi$ nicht mehr möglich ist, weil man verschiedene Spurkranzdrücke P' zulassen kann.

Die Änderung der Belastung und somit auch ihr Einfluß auf alle Größen wird geringer, wenn die Deichseln tiefer liegen. Er wird zum Verschwinden gebracht, wenn das durch P und P_z in der Querebene erzeugte Moment auf das Untergestell übertragen wird. Eine solche Anordnung, wenn auch nicht an Deichseln im engeren Sinne des Wortes, ist im Jahrgang 1887 dieser Zeitschrift auf Taf. XVII in Abb. 8 bis 10 dargestellt. Ansätze des Achsgestelles führen sich in Schlaufen, die am Untergestell befestigt sind. Da jene Momente an der Vorder- und Hinterachse entgegengesetzt drehen, so heben sie sich im Untergestell, dieses auf Verdrehung beanspruchend, auf, und die oben berechneten Wirkungen bleiben aus.

Von Grund aus wird der Übelstand einer Mehrbelastung der Mittelachse behoben, wenn man zwei im gemeinsamen Hilfsrahmen liegende Mittelachsen statt der einen nimmt. Die kleine Änderung, die die rechnerische Betrachtung dieser Anordnung gegenüber dem Dreiaxser erfahren muß, ist so geringfügig, daß sie keiner besonderen Auseinandersetzung bedarf.

Die hier vorgetragene Auffassung über die günstigste Stellung der Endachsen würde einseitig sein, wenn nicht auch die Vorzüge, die für die bisher meist angewandte Stellung im Halbmesser sprechen, erörtert werden würden. Wenn die Belastung des Außenrades einer im Halbmesser laufenden Einzelachse um nur dQ erhöht wird, geht der Pol aus der Mitte des Radsatzes unstetig auf den Aufstandspunkt des Außenrades über, weil nämlich, wie man sich leicht überzeugen kann, für diesen Pol das der Schwenkung der Achse widerstehende Reibungsmoment einen Niedrigstwert annimmt. Wenn a die auf S. 52 angegebene Bedeutung hat, so fällt dann der Widerstand bei einer Schwenkung der Achse von $2f \frac{Q}{2} s : R = f Q s : R$

bei Mittellage des Pols auf $(2 - a) f Q s : R$. Mit anderen Worten: Wenn die Belastung des Innenrades auf n % fällt, so fällt auch der Widerstand dieser ganzen Achse auf n %. Der Widerstand des auf S. 52 berechneten Wagens mit $\frac{Q_m}{Q} = 2,02$ ergibt sich nach bekanntem Verfahren*) zu

$w = \frac{184 \text{ kg}}{R \cdot t}$. Berechnet man ihn mit der Forderung im Halbmesser laufender Endachsen, so erhält man $x = 0$, $s_0 = 0,750$, $a = 1,155$, $l = 1,5$, $P = 0,4224$, $P' = 0,465$, $P_z = -0,0425$ und unter Beachtung der angegebenen Polverschiebung

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1927, S. 431.

Einige wirtschaftliche Betrachtungen über den Oberbau.

Von Ing. Ch. H. J. Driessen, Vorstand der Oberbau-Abteilung der Niederländischen Eisenbahnen in Utrecht.

Beim Bau wie bei der Unterhaltung einer Eisenbahn ist eine richtige Wahl des Oberbaus von größter Wichtigkeit. Es genügt nicht, den Oberbau dermaßen zu gestalten, daß er den zu erwartenden Verkehr zu bewältigen vermag; es ist vielmehr auch notwendig, die Unterhaltungskosten und die Liegedauer zu berücksichtigen. Über diesen letzten Punkt, den Einfluß der Liegedauer, seien im folgenden einige Bemerkungen gemacht.

Wenn man die Beschaffungskosten eines bestimmten Oberbaues kennt und man für die verschiedenen Unterteile eine gewisse Liegedauer angenommen hat, dann gibt nicht eine einfache Division den Betrag, der jährlich zurückgelegt werden muß, um nach Ablauf der Liegedauer eines bestimmten Bestandteiles über die Summe verfügen zu können, die zu dessen Erneuerung notwendig ist; man muß ja annehmen, daß die zurückgelegten Beträge zinstragend sind. Nennt man die nach n Jahren notwendigen Erneuerungskosten k , den Betrag, der

$w = \frac{173 \text{ kg}}{R \cdot t}$. Dies bedeutet also eine Ersparnis an Widerstand von 6%. Die Ersparnis an Gesamtwiderstand beträgt hier nach bei einem 24 t schweren Wagen in einer Krümmung von $R = 300$ nur 0,879 kg für den ganzen Wagen. Diese Ersparnis ist verschwindend gering. Sie kann allerdings größer ausfallen, wenn das Verhältnis der Laufkreishalbmesser in der Hohlkehle des anlaufenden Rades und am Innenrad dem Verhältnis der Halbmesser von Außen- und Innenstrang nahe kommen. Andererseits wird sie etwas verkleinert dadurch, daß in Wirklichkeit auch das im Pol stehende Außenrad der Deichsel seiner Schwenkung um diesen Pol einen gewissen in der Rechnung nicht erscheinenden Widerstand entgegensetzen wird, und daß bei Zweipunktberührung der Spurkranz an der Schiene schleift. — Deshalb ziehe ich die zuerst gegebene Lösung mit $P' = 0$ vor, denn die im Halbmesser laufende Deichsel übt immer einen Spurkranzdruck aus. Bei jener aber ist jede Neigung zur Entgleisung verschwunden, und auch bei Zweipunktberührung fällt jede Abnutzung durch das erwähnte Schleifen an der Schiene fort. Selbstverständlich gilt dies nur unter den auf S. 48 gemachten Voraussetzungen.

Dazu schreibt uns Herr Dr. Bäseler:

Den vorstehenden Ausführungen von Herrn Professor Jahn kann ich grundsätzlich nur zustimmen. Es ist ein erstrebenswertes Ziel, Fahrzeuge zu finden, die überhaupt ohne Spurkranzdruck laufen, wie es Herr Professor Jahn schon für die 1 C 1 Lokomotive in seinem Buch*) getan hat. Ganz genau wird man es nie erreichen, weil bei nahezu radial laufenden Achsen die immer mehr oder weniger vorhandenen ungleichen Laufkreise den Gleichgewichtszustand einigermaßen verändern. Der Gedanke des Übradialstellens der Endachsen, wie es Herr Professor Jahn vorschlägt, hat mich auch schon beschäftigt. Es gibt freilich für besondere Bahnen auch noch andere Mittel, z. B. für Straßenbahnen den Spurkranzaufwurf, der sich bei dem entsprechenden Halbmesser in Verbindung mit voller radialer Einstellung sehr günstig auswirken würde. Auch ist es nicht unmöglich, ein Rad lose auf die Achse zu setzen, wie die Achenseebahn zeigt. Auch diese Maßnahme erhält ihre Wirkung erst bei radial stehender Achse. Mir kam es bei meinen Ausführungen vor allem darauf an, die Aufmerksamkeit darauf zu lenken, daß die groben Abweichungen von der Radialstellung der Grundfehler unserer jetzigen Kurvenbewegung sind, und daß mit ihrer Beseitigung der größte Teil der Schwierigkeiten schwindet. Dr. Bäseler.

*) „Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen.“

am Ende jedes Jahres zurückgelegt werden soll a und bedeutet r den Zinsfuß, dann ist:

$$a = k \frac{p - 1}{p^n - 1}, \quad \text{worin: } p = 1 + \frac{r}{100}.$$

Bei einem Zinsfuß von 5 % findet man den Quotient a/k für eine Reihe von Jahren:

$n = 15$	$a/k = 0,04634$
20	0,03024
25	0,02095
30	0,01505

Betrachtet man einen bestimmten Oberbau, für welchen in einer gewissen Strecke auf die Eisenteile (Schienen, Laschen, Platten usw.) eine Liegedauer von 30 Jahren, für die Schwellen eine solche von 15 Jahren angenommen werden kann, während die Erneuerungskosten dieser beiden Bestandteile auf k_1 und k_2 anzusetzen sind, dann ist der jährlich zurückzulegende Betrag:

$$a = 0,01505 k_1 + 0,04634 k_2.$$

Die Erneuerungskosten bestehen nicht nur aus dem Betrag, der für Beschaffung und Herbeiführung der Oberbaustoffe notwendig ist, sondern auch aus den Kosten der Verarbeitung dieser Stoffe.

Selbstverständlich ist es unmöglich zu bestimmen, wie hoch zur Zeit der Erneuerung die Kosten sein werden; wir sind darüber in dem letzten Dutzend von Jahren dessen eindringlich belehrt worden. Beim Zurücklegen eines jährlichen Betrages kann man sich nur auf die jetzigen Preise stützen; eine Sonderrücklage kann also entweder nicht ausreichend oder zu reichlich bemessen sein. Beim Vergleich von verschiedenen zusammengesetzten Oberbauarten aber hat ein künftiges Steigen oder Fallen der Preise fast keinen Einfluß. Theoretisch ist natürlich wohl der Fall denkbar, daß bei einer Oberbauart der Wert der Schwellen, bei der anderen der Wert der Eisenteile vorherrschend ist und daß die Preisänderung dieser Teile nicht im selben Verhältnis geschehen werde; in Wirklichkeit aber ist die Preisänderung in den beiden Fällen von denselben Umständen abhängig. Somit behält ein Vergleich seinen vollen Wert.

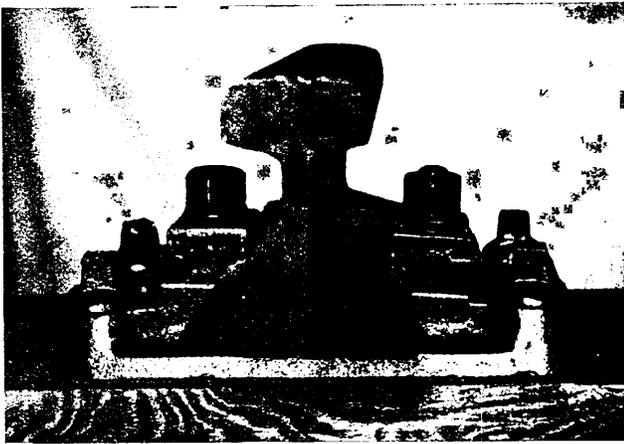


Abb. 1. Schienenbefestigung beim Oberbau der Niederländischen Eisenbahnen.

Ein viel schwieriger Punkt beim Vergleich von Oberbauarten ist die Liegedauer der verschiedenen Teile. Es muß wohl zugegeben werden, daß unsere Kenntnisse in dieser Hinsicht noch ziemlich mangelhaft sind. Wohl gibt es viele Unterlagen; die Verhältnisse sind aber in den meisten Fällen so verschieden, daß man sich in einem gewissen Fall doch lediglich auf Schätzungen stützen muß; die Erfahrung soll hier Auskunft geben. So hat sich bei den Niederländischen Eisenbahnen während eines Zeitraumes von 15 Jahren gezeigt, daß, wenn die Weichholzwischwellen mit gußeisernen Schienenstühlen ausgerüstet werden, die eine Fläche von mehr als 600 cm² haben und durch Schwellenschrauben tatsächlich unverrückbar mit den Schwellen verbunden sind, die Liegedauer der Schwellen stark gesteigert ist im Vergleich zu dem Fall, daß gewöhnliche Unterlegplatten verwendet werden. Nimmt man die Liegedauer im letzten Falle zu 15 Jahren an, dann kann man bei Gebrauch gußeiserner Stühle ohne Zweifel auf 20 Jahre rechnen (die Ziffer ist sicherlich noch zu niedrig). Die eingangs für den Quotienten a/k gegebene Tabelle lehrt, daß eine mit gußeisernen Schienenstühlen versehene Schwelle $1\frac{1}{2}$ mal so teuer sein darf und dann noch nicht weniger wirtschaftlich ist als eine Schwelle mit gewöhnlichen Unterlegplatten. Vorausgesetzt ist dabei noch, daß die Schienenstühle zusammen mit den Schwellen ausgebaut werden, was eine zu ungünstige Rechnung ist.

Auch für den neuen Oberbau der Deutschen Reichsbahn gilt die letzte Überlegung, wenigstens wenn angenommen werden kann, daß auch bei diesem Oberbau eine tadellos feste

Verbindung zwischen Platte und Schwelle und eine gleichmäßige Druckverteilung erreicht wird. Für eine lange Liegedauer der Schwelle sind nämlich nötig:

- a) ein kleiner Druck des Schienenstuhles oder der Platte auf der Schwelle;
- b) eine möglichst gleichmäßige Verteilung dieses Druckes und
- c) eine unbewegliche Verbindung zwischen Schienenstuhl oder Platte und Schwelle.

Beim Oberbau der Niederländischen Eisenbahnen (Abb. 1 gibt ein Bild der Befestigung, während Abb. 2 die verschiedenen Einzelteile für sich zeigt) ist die Fläche der Schienenstühle 630 cm²; der Baustoff der Stühle (Gußeisen) verbürgt eine ganz gleichmäßige Druckverteilung, während eine Verschiebung der Stühle auf den Schwellen in wagerechter Richtung ausgeschlossen ist, da die Schwellenschrauben mittels eines Holzringes das Loch in den Stühlen ganz ausfüllen (Abb. 3).

Beim Oberbau der Reichsbahn ist die Fläche der Platten 552 cm² (in den Krümmungen allerdings 624 cm²), aber es muß

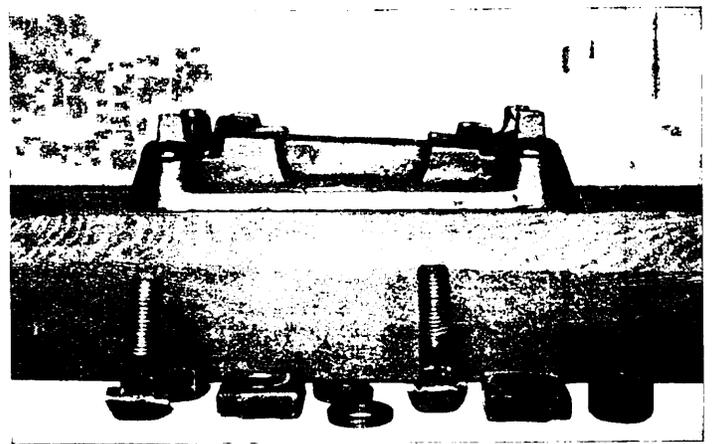


Abb. 2. Einzelteile für die Schienenbefestigung.

eine elastische Biegung dieser an sich wohl dicken, aber sehr langen Platten erwartet werden, so daß also eine gleichmäßige Druckverteilung nicht auftreten wird und schließlich beim Zusammendrücken des Schwellenholzes eine Bewegung in wagerechter Richtung auftreten kann, da die Schwellenschrauben die Löcher in den Platten nicht ganz ausfüllen können. Dies alles macht, daß m. E. wohl auf eine längere Lebensdauer der Schwellen gerechnet werden kann, die Vorteile der getrennten Befestigung aber nicht völlig ausgenutzt sind.

Auch in bezug auf die zu verwendende Holzart (Hartholz oder Weichholz) kann die mitgeteilte Rechnungsweise zu einer Schlußfolgerung führen, ohne daß man für die Liegedauer einen nicht genügend begründeten Wert anzunehmen braucht. Die Frage nämlich, ob es vorteilhaft ist, statt Weichholzwischwellen so viel wie möglich Hartholzwischwellen (Eiche und Buche) zu gebrauchen, ist m. E. sehr wichtig. Für den Preis einer getränkten kiefernen Schwelle kann man 6,50 \mathcal{M} ansetzen, für den einer getränkten eichenen Schwelle 8,50 \mathcal{M} ; rechnet man für Verlegen 1,50 \mathcal{M} , dann sind die zu vergleichenden Werte 8,— \mathcal{M} und 10,— \mathcal{M} . Rechnet man für die Liegedauer der kiefernen Schwellen in einem bestimmten Fall 15 Jahre, dann kann man die Liegedauer n , die eine eichene Schwelle in demselben Fall mindestens erreichen muß, damit

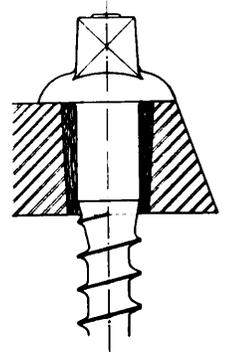


Abb. 3. Durchführung der Schwellenschrauben.

sie ebenso wirtschaftlich wie die kieferne ist, aus folgender Gleichung lösen:

$$a = 8 \frac{p-1}{p^{15}-1} = 10 \frac{p-1}{p^n-1}$$

Bei einem Zinsfuß von 5% ist also:

$$1.05^n - 1 = \frac{10}{8} (1.05^{15} - 1).$$

woraus man $n=17.5$ Jahre findet

Selbst wenn man äußerste Preise annimmt, z. B. für eine kieferne Schwelle: Beschaffen 4.— \mathcal{M} . Tränken 1,50 \mathcal{M} . Verlegen 1,50 \mathcal{M} . zusammen 7.— \mathcal{M} und für eine eichene: Beschaffen 7,50 \mathcal{M} . Tränken 1,25 \mathcal{M} . Verlegen 1,50 \mathcal{M} . zusammen 10,25 \mathcal{M} . dann findet man noch eine Liegedauer von 19,4 Jahren für eine eichene gegenüber 15 Jahren für eine kieferne Schwelle.

Nun kann man wohl bestimmt sagen, daß, wenn eine kieferne Schwelle in einem gegebenen Fall 15 Jahre aushält, für eine eichene Schwelle mehr als $19\frac{1}{2}$ Jahre gerechnet werden können. Ein Vergleich zwischen kiefernen und buchenen Schwellen würde dasselbe günstige Ergebnis zeigen.

Man muß also den Schluß ziehen, daß es vorteilhaft ist, einen reichlichen Gebrauch von Eichen- und Buchenschwellen zu machen und diese also nicht allein — wie üblich ist — in den Krümmungen zu verwenden. Die weiteren Vorteile, die die Verwendung von Hartholzschwellen mitbringt, sowie auch andere, diesen Gegenstand betreffende Betrachtungen sollen dabei unberücksichtigt bleiben. Die Absicht war nur zu untersuchen wie Beschaffungskosten und Liegedauer sich zueinander verhalten.

Berichte.

Bahnhöfe nebst Ausstattung; Lokomotivbehandlungsanlagen.

Fortschritte im Bau von Gleiswievorrichtungen.

Die Firma Carl Schenk G. m. b. H., Darmstadt baut eine neue Gleiswage ohne Gleisunterbrechung, die bei großer Baustoffersparnis, einfacher Herstellungsweise und größerer Genauigkeit gegenüber der alten bis jetzt gebräuchlichen Wage noch den Vorzug hat, daß sie eine Reihenherstellung ermöglicht.

Die Mannigfaltigkeit der Brückenlängen und der Wiegefähigkeiten der alten Gleiswagen ohne Gleisunterbrechung hatte eine große Anzahl von Hebelformen zur Folge, die wiederum eine große Verschiedenheit in den Pendelstützen und Pendelgehängen erforderten. Zudem erlitten die langen Dreieckhebel bei der Belastung elastische Durchbiegungen, die das Übersetzungsverhältnis recht ungünstig beeinflussten und damit die Wiegegenauigkeit verringerten. Die Art der Entlastung brachte mit den 300 bis 400 mm betragenden Wegen der Schneiden erhebliche Gefahren für diese und verursachte Verlagerung, oft sogar Zerstörung der empfindlichen Schneiden.

Die neue Hebelanordnung löst den langen schweren Dreieckhebel in einen Satz von zwei hintereinandergeschalteten Hebeln auf und zwar in einen möglichst kurz gehaltenen Dreieckhebel und einen geraden einfachen Zwischenhebel. Der kurze Druckhebel verkleinert die sich unangenehm in der Wiegegenauigkeit äußernde Durchbiegung und bringt weiter durch die bedeutende Gewichtsverminderung von 75% eine Vereinfachung der Schmiedearbeit bei der Herstellung. Er hat für alle Brückenlängen ein und dieselbe Länge, nur der in seiner Form einfache Zwischenhebel muß der Brückenlänge angepaßt werden. Allerdings bekommt die neue Bauart durch die Hebelzerlegung einige Schneiden mehr. Doch soll dieser Umstand die Empfindlichkeit und Genauigkeit der Wage praktisch nicht beeinflussen. Die konstruktive Veränderung der Dreieckhebel gestattet nun auch eine einheitliche Ausführung der Pendelstützen und Pendelgehänge für alle Wagengrößen.

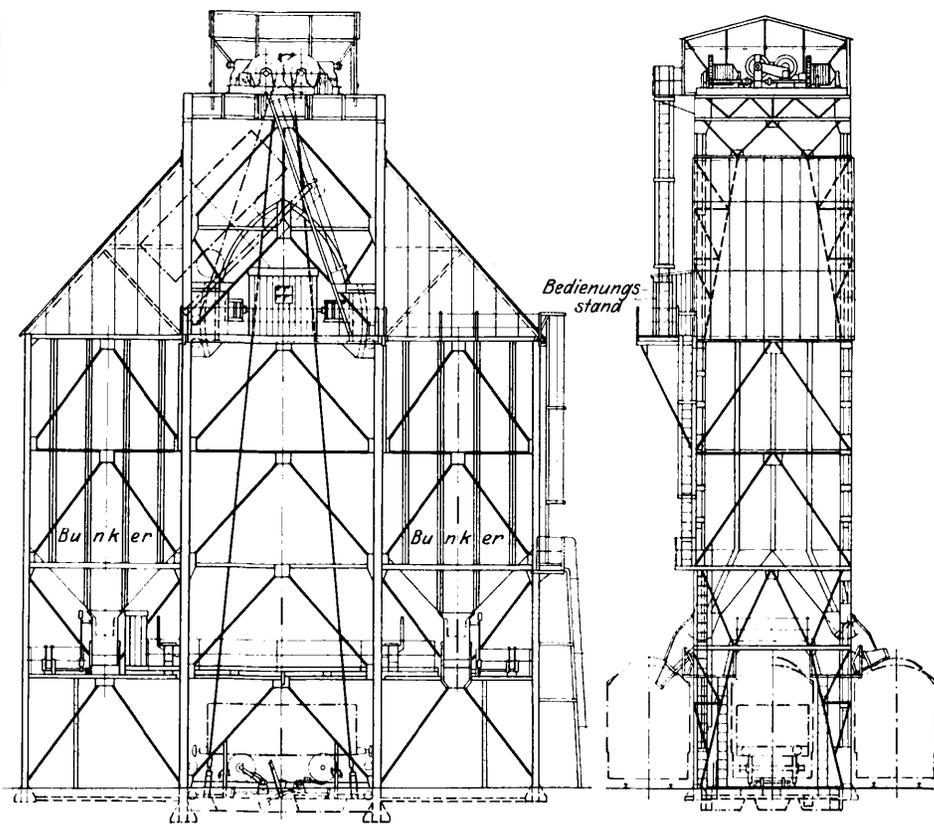
Die neue Seilentlastung erfordert nunmehr einen Schneidenweg von 40 mm. Zwei Arten von Entlastungshebeln genügen für alle vorkommenden Wagengrößen und die verschiedenen Brückenlängen werden dadurch ausgeglichen, daß die Brückenseile mit verschiedenen langen Zugstangen zusammengestellt werden. Die Genauigkeit und Empfindlichkeit der nach dem neuen Prinzip gebauten Wage betrug das fünf- bis zehnfache der vom Eichgesetz vorgeschriebenen Werte, die ermittelten Durchbiegungen erreichten mit dem Durchschnittswert 3 mm noch nicht die Hälfte der vorgesehenen Normaldurchbiegungen.

(Z. V. D. I. 1927, Nr. 29.)

Pö.

Eine neue Lokomotivbekohlungsanlage auf der London Midland und Schottland Bahn.

Gelegentlich des Umbaus des Lokomotivschuppens Polmadie, Glasgow, der London Midland und Schottland Bahn ist eine neuartige Lokomotivbekohlungsanlage erbaut und in Betrieb genommen worden (siehe Abb.). Die Anlage besteht aus zwei



Lokomotivbekohlungsanlage.

Stahlbunkern, die beiderseits eines Wagenhebwerks angeordnet sind. Jeder Bunker faßt 150 t und besitzt zwei Schurren, so daß gleichzeitig vier Lokomotiven bekohlt werden können. Die Kohle wird vor der Abgabe in Behältern von 500 kg Fassungsvermögen gemessen. Eine einfache Vorrichtung verhindert, daß die Schurre gesenkt werden kann, bevor die Schütze zum Bunker geschlossen ist.

Zwei Drehstrommotoren bedienen das Hebewerk. Ein 20 t Wagen wird mit einer Geschwindigkeit von etwa 7 m/Min. gehoben. Die Bedienungseinrichtungen für das Hebewerk sind in einer Kabine untergebracht, die etwa 15 m hoch über Erdboden zwischen den beiden Bunkern angeordnet ist. Die Wagenhebebrücke ist so kräftig gebaut, daß die schwersten Lokomotiven

darüber hinwegfahren können. Die Wagen werden nach dem Auffahren auf die Hebebrücke selbsttätig festgelegt. Ebenso wird selbsttätig ein Schalter beeinflusst, der einen der beiden Hubmotore nach einem bestimmten Hub ausschaltet, so daß die Richtung bestimmt ist, in der der Wagen oben gestürzt wird.

Die Hebebrücke wird bis auf 45° zum Entleeren der Wagen

geneigt. Selbsttätig arbeitende Einrichtungen verhindern sowohl, daß die Brücke zu hoch gehoben als auch zu stark geneigt wird. Elektrische und mechanische Bremsen sorgen dafür, daß die Lastbewegung gut beherrscht werden kann. In einer Stunde werden etwa zehn Wagen mit zusammen 100 t in die Bunker entleert.

(Bulletin du Congrès des Chemins de Fer.)

Werkstätten; Stoffwesen.

Umstellung der Werkstätten bei den Österreichischen Bundesbahnen.

Ähnlich wie dies bei der Deutschen Reichsbahn in den letzten Jahren der Fall gewesen ist sind auch die Österreichischen Bundesbahnen an eine Umstellung ihres ganzen Werkstättenwesens herangetreten. Aus einem in der Zeitschrift „Die Lokomotive“ veröffentlichten Vortrag, den Direktor Jng. O. Taussig vor der Gesellschaft österreichischer Volkswirte gehalten hat, ergibt sich über diese Umstellung folgendes:

Nach dem Stand vom 1. Januar 1926 hatten die in Frage kommenden Werkstätten insgesamt 2735 Lokomotiven und Triebwagen, 8146 Personen-, Post- und Gepäckwagen und 38325 Güterwagen zu unterhalten. Die hierfür aufzubringende Arbeitsleistung betrug bisher etwa 32 Millionen Arbeitsstunden oder die Jahresleistung von 14000 Arbeitern. Die Gesamtmenge der Arbeit wurde in zwei Gruppen geteilt: in solche Arbeiten, welche zweckmäßigerweise überhaupt nicht durch die Privatindustrie erledigt werden können und in solche, die in den Rahmen der privatindustriellen Unternehmung hineinpasse. Die erste Gruppe umfaßt die geringfügigen, während der Betriebszeit erforderlichen Ausbesserungsarbeiten, die in den Betriebswerkstätten vorgenommen werden sollen, die zweite Gruppe umfaßt die regelmäßigen Untersuchungen und Ausbesserungen, die in den Hauptwerkstätten vorgenommen werden. Die Prüfung der Frage, ob letztere Gruppe der Privatindustrie übertragen werden solle, führte zur Beibehaltung der bisherigen und auch bei allen anderen Bahnverwaltungen bestehenden Übung, der Ausführung im Eigenbetrieb. Die Hauptwerkstätten werden einer einzigen besonderen Werkstättendirektion unterstellt, die eine getrennte Buchhaltung und Kostenberechnung hat, so daß ihre Wirtschaft getrennt von den anderen Betrieben der Bundesbahnen besonders nachgewiesen werden kann.

Wenn aber auch durch die Ausscheidung der den Betriebswerkstätten übertragenen kleineren Arbeiten die einer wirtschaftlicheren Gestaltung der Arbeit in den Hauptwerkstätten wesentlich gefördert wurde, so mußte doch weiterhin eine Gliederung in der Weise vorgenommen werden, daß jede Werkstätte nur noch bestimmte Fahrzeugbauarten zugewiesen erhielt. Im alten Aufbau der ehemaligen österreichischen Staatsbahnen war jeder Staatsbahndirektion wenigstens eine Hauptwerkstätte zugeteilt, die in der Regel die sämtlichen anfallenden Ausbesserungsarbeiten an Lokomotiven und Wagen vornahm. Noch ungünstiger lagen die Verhältnisse in Wien. Im Lauf der Verstaatlichung der verschiedenen in Wien anschließenden großen Privatbahnen ergaben sich dort insgesamt sechs verschiedene Werkstätten nebeneinander, von denen jede ihr bisheriges Netz bediente. Auch hier ging man vom System der gemischten Werkstätten zur Sonderung über. Der Vorgang ist noch nicht ganz beendet, aber soweit ausgereift, daß die eine ehemalige Nordbahn-Werkstätte in Floridsdorf eine reine Lokomotivwerkstätte, die zweite Nordbahn-Werkstätte eine Werkstätte für Güterwagen, die ehemalige Werkstätte der Staatseisenbahn eine reine Personenwagenwerkstätte geworden ist. Die ehemalige Werkstätte der Nordwest-Bahn ist nur noch als reine Werkstätte für Personenwagen im Betrieb, wird aber voraussichtlich noch im Jahr 1927 geschlossen werden. Die Werkstätten der Südbahn und der Westbahn sind schon 1925 stillgelegt worden. Außerhalb Wiens ließ sich die Sonderung nicht immer so streng durchführen; an den schon in Betrieb genommenen Strecken wurde indessen die Unterhaltung der Dampflokomotiven weggenommen, wodurch beispielsweise die Werkstätte Feldkirch zu einer reinen Wagenwerkstatt wurde, während in Innsbruck und Salzburg zur Wagenarbeit noch die Unterhaltung der elektrischen Lokomotiven hinzukam.

Eine weitere Verbesserung der Werkstättenwirtschaft mußte

sich ergeben, wenn nicht nur eine Trennung nach Lokomotiven und Wagen, sondern noch weiter nach einzelnen Bauarten vorgenommen werden konnte. Diesem Bestreben stand aber sehr hindernd der Umstand entgegen, daß der Fahrzeugpark der Bundesbahnen sehr verschiedenartig ist. Die 2735 im Betrieb stehenden Lokomotiven gehören beispielsweise 180 verschiedenen Bauarten an. Die Reihenzuweisung hat, soweit sie bisher eingeführt wurde, in ihren Auswirkungen die gehegten Erwartungen erfüllt. Um die Durchführung zu erleichtern, ist man auch an eine starke Verminderung der Zahl der verschiedenen Bauarten herangetreten. Durch eine größere Bestellung von 175 neuen Lokomotiven ist es möglich geworden, die Zahl der im Betrieb bleibenden Dampflokomotiven auf 2100 Stück und die Zahl der verbleibenden Bauarten auf 54 zu vermindern. Ein ähnliches Programm wird z. Z. auch für die Güterwagen aufgestellt.

Nach der Verbesserung der Arbeitszuweisung ist weiter eine solche der Arbeitsdurchführung erforderlich, die sich wieder unterteilen läßt nach einer Verbesserung der Anlagen, des Arbeitsplanes, des Arbeitsverhältnisses und der konstruktiven Vorbedingungen. Da die in Frage kommenden Werkstätten meist schon älter und vielfach für andere Zwecke gebaut waren, mußte zunächst der für die Verbesserung der Anlagen ein weites Feld offenstehen. Dafür wären aber sehr große Aufwendungen notwendig gewesen, so daß man sich entschließen mußte, den Schwerpunkt nicht auf dieses Gebiet zu verlegen und nur die allernotwendigsten Änderungen vorzunehmen. Es wurde daher mehr Wert auf die Verbesserung des Arbeitsplanes gelegt, wie sie die neuzeitliche Betriebsführung kennzeichnet. Im einzelnen decken sich diese Bestrebungen mit denen der Deutschen Reichsbahn. Damit verbunden ist auch die Schaffung gesunder Grundlagen für eine gerechte Lohnbestimmung. Die Bemühungen, den vorstehenden Gedankengängen praktische Geltung zu verschaffen, setzen wohl in allen Hauptwerkstätten allmählich ein, sind aber zunächst in der Hauptwerkstätte Knittelfeld beschleunigt zusammengefaßt worden, um die Auswirkungen beobachten zu können.

Endlich müssen für die wirtschaftliche Unterhaltung noch gewisse bauliche Vorbedingungen an den Fahrzeugen selbst geschaffen werden. In erster Linie sind die Neubauten vom Standpunkt der Herabsetzung der Instandhaltungskosten zu entwerfen. Das Wesen dieser Arbeiten — Normalisierung und Typisierung — ist bekannt. Bei den Lokomotiven kommt neben der schon erwähnten Reihenverminderung auch noch eine Vereinheitlichung der verbleibenden Bauarten in Frage. Viele Einzelteile sind hierfür geeignet. Für die Güterwagen wurde im Zusammenwirken mit dem österreichischen Normenausschuß ein Vereinheitlichungsbüro geschaffen, dessen Arbeiten soweit fortgeschritten sind, daß die ersten genormten Wagen versuchsweise hergestellt werden können. Was von der Normung der Güterwagen zu erwarten ist, kann man ermesen, wenn man hört, daß die Gesamtzahl von rund 40000 österreichischen Güterwagen sich z. Z. in 41 Hauptgruppen mit vielen, teilweise bis zu 80 Untergruppen teilt. Das Ziel der Normungsarbeiten sind dagegen nur 6 Hauptbauarten. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei den Personenwagen. Im Anschluß an die geplante Normung läßt sich dann auch noch der Austauschbau mit Vorteil einführen.

Die ganze Umstellungsarbeit, die z. Z. an den österreichischen Werkstätten vorgenommen wird, zeigt nach dem Vorstehenden deutlich die Anlehnung an das Vorgehen der Deutschen Reichsbahn, ein Beweis, wie die Arbeiten der Reichsbahn auch im Ausland bewertet werden. Bei den beschränkten Mitteln, die den Österreichischen Bundesbahnen zur Verfügung stehen, werden sich allerdings die Auswirkungen nicht so rasch zeigen können. Nach den bisherigen Ergebnissen scheint man indessen zu einer zuversichtlichen Auffassung durchaus berechtigt zu sein. R. D.

(Die Lok. 1927. Nr. 5 bis 7.)

Lokomotiven und Wagen.

2 D 2 — h 2 Lokomotiven der Northern Pacific- und der Kanadischen Nationalbahn.

Im Dezember 1926 hat die Northern Pacific-Bahn die erste von zwölf neuen 2D2—h2 Lokomotiven in Dienst gestellt und damit eine neue Achsanordnung geschaffen, die man in Amerika nach ihr als „Northern Type“ bezeichnet. Die Verwendung des zweiachsigen Schleppgestelles, das die Lima-Werke seinerzeit mit ihrer 1D2-Lokomotive der Boston- und Albany-Bahn*) eingeführt haben, hat damit über die 1E2- und 2C2-Lokomotive**) zur 2D2-Lokomotive geführt.

Die neuen 2D2-Lokomotiven sind nach den Angaben der Eigentumsbahn von der Amerikanischen Lokomotiv-Gesellschaft gebaut worden. Sie sollen im Rahmen der üblichen Fahrzeit Züge aus neun Stahlwagen über Steigungen von 22‰, solche von elf Stahlwagen über 18‰ befördern. Die Zugkraft soll ohne Hilfsmaschine 26100 kg, mit dieser 31270 kg betragen.

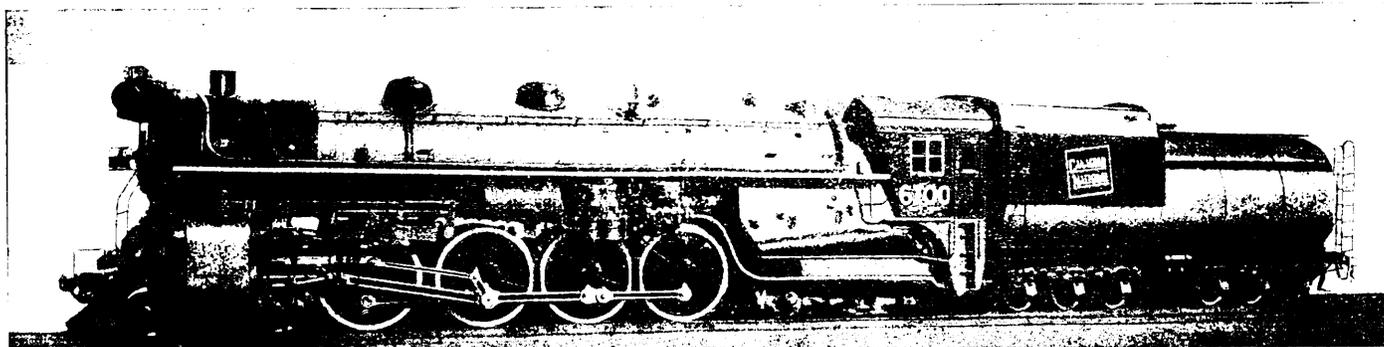


Abb. 1. 2 D 2—h 2 Lokomotive der Kanadischen Nationalbahn.

Der Kessel mit Kleinrohrüberhitzer besitzt eine außerordentlich große Feuerbüchse mit Verbrennungskammer. Es ist aber vorgesehen die Rostfläche die jetzt für die minderwertige Kohle über 10 m² beträgt, durch teilweises Abdecken später auf 8,8 m² zu verringern, sobald wieder bessere Kohle zur Verfügung steht. Der jetzige Kesseldruck von 14,8 at soll später auf 15,8 at erhöht werden. Die Zylinder sind aus Stahlguß, die Rahmen aus Vanadium-Stahl hergestellt. Das vordere Drehgestell ist aus Stahl in einem Stück gegossen und besitzt Innenlager. Das hintere Schleppgestell hat die von den einachsigen Schleppgestellen her bekannte Delta-Bauart mit Außenlagern. Seine vordere Achse ist seitenverschiebbar angeordnet, weil sie an der Führung der Lokomotive nicht beteiligt ist; die hintere Achse mit etwas größerem Raddurchmesser wird von der mit Heißdampf arbeitenden Hilfsmaschine angetrieben. Die vorderste Kuppelachse hat ebenfalls seitliches Spiel. Zur Vorwärmung des Speisewassers besitzen die Lokomotiven eine Elesco-Abdampf-Strahlpumpe.

Der Tender hat ein Fassungsvermögen von 56,7 m³ Wasser und 21,8 t Kohle. Er ruht, wie dies neuerdings in Amerika vielfach üblich ist, auf einem aus einem Stück hergestellten Stahlgußrahmen und läuft auf zwei dreiachsigen Drehgestellen.

Die Kanadische Nationalbahn hat ebenfalls 40 Stück solcher 2D2—h2 Lokomotiven in Auftrag gegeben (Abb. 1), 20 davon bei der Kanadischen Lokomotivgesellschaft in Kingston, die übrigen 20 bei den Lokomotivwerken in Montreal. Weitere zwölf Lokomotiven derselben Bauart baut die Amerikanische Lokomotivgesellschaft für die von derselben Bahn betriebene Grand Trunk Western Linie für den Verkehr zwischen Sarnia und Chicago.

*) Organ 1926, S. 48.

**) Organ 1926, S. 191 und 1927.

Die erste der Lokomotiven wurde anfangs Juni d. J. abgeliefert. Bemerkenswert an ihr ist vor allem die Verwendung von hochwertigem Siliziumstahl als Kesselbaustoff. Damit konnte der Kessel für einen Überdruck von 17,6 at gebaut werden ohne schwerer zu werden als ähnliche Kessel für 14 at Überdruck aus dem üblichen Baustoff. Im übrigen weicht der Kessel kaum von der in Amerika üblichen Form ab. Er hat eine geräumige Feuerbüchse mit Verbrennungskammer; zwei Nicholson-Wasserkammern sitzen in der Feuerbüchse, eine weitere in der Verbrennungskammer. Die Stehbolzen sind durchweg aus Stahl und teilweise beweglich. Der Kleinrohrüberhitzer besteht aus 162 Schlangen. Sämtliche Lokomotiven haben mechanische Rostbeschickung und einen Niederschlag-Speisewasservorwärmer, der quer vor der Rauchkammer angeordnet ist. Ein Teil der Lokomotiven hat Roststäbe aus Stahlguß, der andere solche aus Gußeisen.

Eine weitere Neuerung stellen die in Abb. 2 dargestellten Achslager der Treibachse vor. Sie haben nicht, wie die Kuppel-

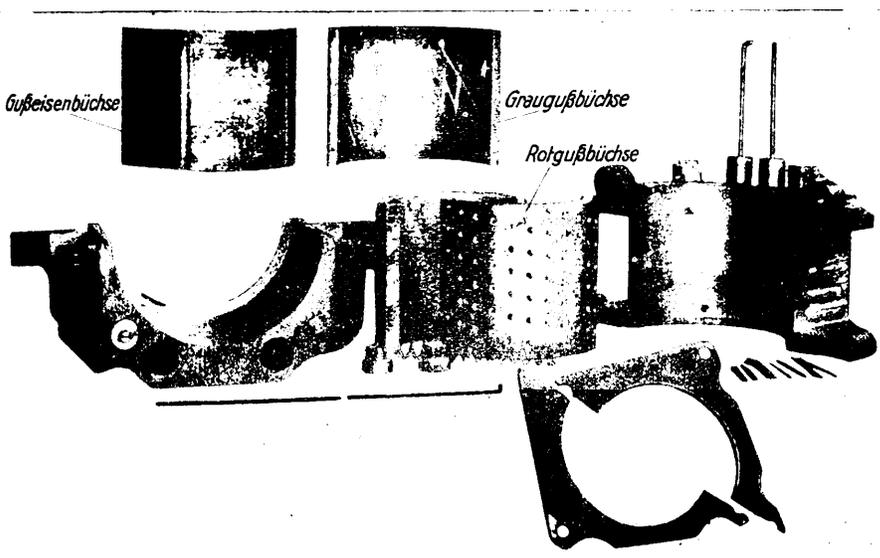


Abb. 2. Treibachslager.

Eindringens ebenfalls geteilte Büchse aus Rotguß. Während sich diese Büchse also in der Richtung des Achsschenkel-Umfanges drehen kann, wird sie in achsialer Richtung einerseits durch einen am Lagergehäuse angegossenen Bund, auf der anderen Seite durch eine aufgeschraubte Stahlplatte geführt. Zur Schmierung dienen je zwei Fettgehäuse am Ober- und Unter- teil des Lagergehäuses; das Fett wird durch Kanäle zu den

Schmiernuten im Innern des Graugußgehäuses geführt und von dort durch eine große Zahl von 6 mm starken, außen versenkten Bohrungen auch über das Innere der Rotgußbüchse verteilt. Im oberen Teil fließt das Fett von selbst nach, im unteren wird es durch Kolben unter Federdruck nachgepreßt. Derartige Achslager sind schon seit längerer Zeit versuchsweise an einigen anderen Lokomotiven der Bahn im Betrieb und scheinen sich dabei so bewährt zu haben, daß ihre Verwendung für die sämtlichen 52 neuen Lokomotiven beschlossen wurde. Eine Lokomotive hat damit 65 000 km zurückgelegt, ohne daß die Abnutzung 0,25 mm überschritten hätte, bei einer zweiten ergab sich nach einer Fahrtleistung von 40 000 km nur eine Abnutzung von etwa 0,1 mm. Selbst wenn die Lager zwischen zwei Hauptausbesserungen einmal neue Büchsen erhalten müßten, so wären diese leicht in den Betriebswerken einzubauen. Die neue Lagerausführung verhindert auch ein Schlagen der Triebachslager und erleichtert damit die Unterhaltung der Stangenlager. Der Verbrauch an Fett für die Schmierung soll sehr gering sein.

Das vordere Drehgestell besteht wie bei der oben beschriebenen Lokomotive aus einem einzigen Stahlgußstück, besitzt jedoch Außenlager. Auch diese Anordnung wurde zunächst an einigen anderen Lokomotiven erprobt*) und soll sich dabei sehr gut bewährt haben. Die Außenlager sind in ähnlicher Weise wie die Triebachslager als Umlauflager durchgebildet. Unter jedem Achslager sitzt eine Blattfeder; eine dritte Blattfeder verbindet jederseits diese beiden Federn als Ausgleichhebel. Das Schleppestell hat Innenlager, jedoch ebenfalls in der Ausführung als Umlauflager. Seine vorderen Räder haben 870 mm Durchmesser, die hinteren einen solchen von 1219 mm. Auf diese arbeitet bei 10 Lokomotiven eine Hilfsmaschine, bei den übrigen Lokomotiven ist auf einen späteren Einbau Rücksicht genommen.

Die Zylinder sind aus Gußeisen mit Laufbüchsen aus Hunt-Spiller-Eisen; aus demselben Werkstoff bestehen die Kolbenringe. Die Treibstangen haben ebenfalls Umlauf-Kurbellager; dieselbe Ausführung zeigen die Lager der anderen am Treibzapfen angreifenden Stangen. Die Hauptrahmen sind teils aus Vanadium-, teils aus Nickelstahl, wie überhaupt beim Bau dieser Lokomotiven hochwertiger Stahl in weitem Umfang zur Verwendung gelangt ist. Beispielsweise sind auch die Treibachsen, Zapfen und Stangen durchweg aus Nickelstahl.

Der Führerstand ist nur kurz, der Armaturstützen daher vor ihm angeordnet. Die linke Seite des letzteren trägt Anschlüsse für Heißdampf, rechts sind solche für Naßdampf. Luftpumpe, Speisewasserpumpe, Rostbesicker und Lichtmaschine arbeiten mit Heißdampf, für die Dampfheizung, den Bläser, den Sichtöler und einige kleinere Hilfseinrichtungen dient Naßdampf.

Der Tender der Bauart Vanderbilt ruht auf zwei dreiachsigen Stahlgußdrehgestellen. Wie neuerdings in Amerika vielfach üblich, ist der Anstrich der Lokomotiven nicht mehr einfach schwarz, sondern zu Werbezwecken in gefälligeren Farben, im vorliegenden Fall in der Hauptsache grauschwarz gehalten.

Die Hauptabmessungen der beiden 2D2 Lokomotivbauarten sind im folgenden zusammengestellt:

	2D2 Northern Pacific	2D2 Kanad. Nat.	
Kesselüberdruck	14,8 (15,8)	17,6	at
Zylinderdurchmesser	711	648	mm
Kolbenhub	762	762	„
Kesselmitte über SO.	3150	—	„
Kesseldurchmesser, außen, größter	2388	2286	„
Feuerbüchse: Länge	4115	3204	„
„ Weite	2597	2445	„
Heizröhre: Anzahl	33	27 und 15	Stek.
„ Durchmesser	89	57 und 89	mm
Rauchröhre: Anzahl	182	162	Stek.
„ Durchmesser	89	89	mm
Rohrlänge	6401	6553	„
Heizfläche der Feuerbüchse mit Verbrennungskammer	40,0	29,3	m ²

*) Organ 1927, S. 19.

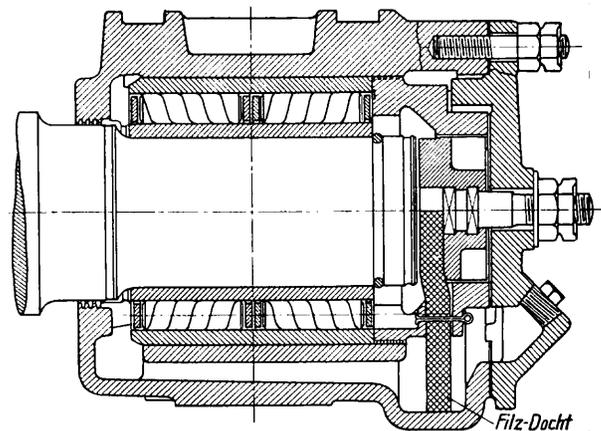
	2D2 Northern Pacific	2D2 Kanad. Nat.	
Heizfläche der Wasserrohre und Wasserkammern	5,0	10,9	m ²
Heizfläche der Rohre	383,0	355,0	„
„ des Überhitzers	185,0	158,0	„
„ — im ganzen — H.	613,0	553,2	„
Rostfläche R	10,7	7,85	„
Durchmesser der Treibräder	1854	1854	mm
„ „ Laufräder des vorderen Drehgestells	914	870	„
Durchmesser der Laufräder des Schleppestells vorn/hinten	914/1162	870/1219	„
Achsstand der Kuppelachsen	6172	5944	„
Ganzer Achstand der Lokomotive	14376	13360	„
Ganzer Achstand der Lokomotive einschl. Tender	27432	24994	„
Reibungsgewicht G ₁ mit/ohne Hilfsmaschine	118,0	105,0/104,3	t
Achsdruck des vorderen Dreh- gestells mit/ohne Hilfsmaschine	28,20	29,5/29,5	„
Achsdruck des hinteren Schlep- gestells mit/ohne Hilfsmaschine	47,2	41,3/37,6	„
Dienstgewicht der Lokomotive G mit/ohne Hilfsmaschine	193,4	175,8/171,4	„
Dienstgewicht des Tenders	142,0	117,8	„
Vorrat an Wasser	56,7	51,0	m ³
„ „ Brennstoff	21,8	18,2	t
H:R	57,2	70,5	„
H:G	3,17	3,15/3,23	m ² /t
H:G ₁	5,2	5,27/5,30	„

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 21 und 27.)

R. D.

Hyatt-Rollenlager.

Auf die ausgedehnten Versuche mit Rollenlagern, die in Nordamerika neuerdings an Eisenbahnwagen vorgenommen werden und die ganz brauchbare Ergebnisse zu zeitigen scheinen, ist schon früher hingewiesen worden*). Die Textabbildung zeigt noch eines der verwendeten Lager, das Hyatt-Rollenlager, in



Hyatt-Rollenlager.

seiner neuesten Ausführungsform. Im Gegensatz zum Timken-Lager sind hier nicht zwei kegelförmig angeordnete Reihen von Rollen verwendet, sondern die Rollen laufen parallel zur Achse. Gegen die Radseite zu wird das Auslaufen von Öl bzw. Fett durch eine Labyrinth-Dichtung verhindert. Das Seitenspiel der Achse kann durch eine besondere Schraube im Achsbüchsenende und durch Einlegen von Paßblechen genau geregelt werden. Zur Schmierung der Achsen-Stirnseite beim Anlaufen an das durch die erwähnte Schraube eingestellte Zwischenstück ist ein besonderer Filzdocht vorgesehen.

R. D.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 27.)

*) Organ 1927, S. 229.

Boec-Schmierung für Lokomotivzylinder.

Zur Schmierung der Lokomotivzylinder wird im allgemeinen das Schmieröl unter Vermittlung von mechanischen oder hydrostatischen Pumpen oder Pressen dem Dampf schon vor dem Eintritt in den Zylinder zugeführt. Bei dieser Art der Schmierung wird indessen ein Teil des Öles an allen vom Dampf berührten Flächen, also auch dort, wo eine Schmierung nicht erforderlich ist, in den Zuleitungsrohren, den Wandungen der Zylinderkanäle usw. abgesetzt.

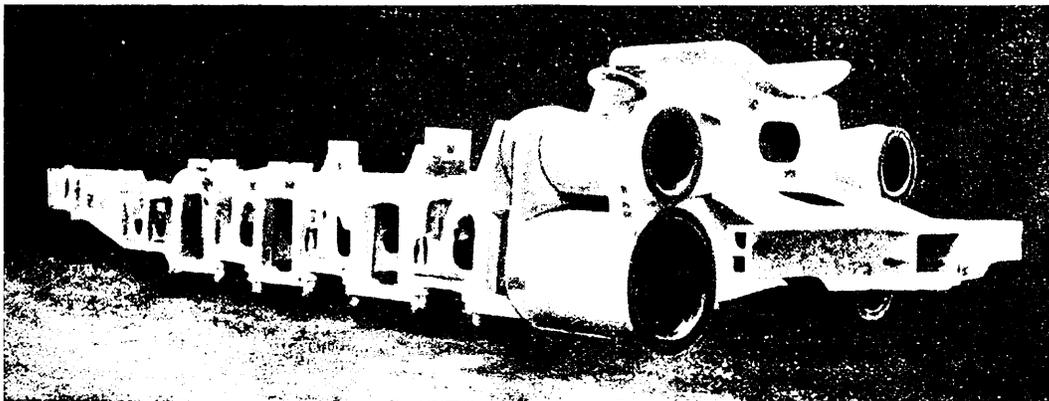
Die Baltimore Oil Engine Co. bringt eine neue Art der Schmierung auf den Markt, bei welcher das Öl unmittelbar an die zu schmierenden Zylinderwandungen gebracht wird. Am hinteren Zylinderdeckel, oberhalb der Stopfbuchse, sitzt ein Zerstäuberventil, durch welches das Öl in Form eines gegen die Zylindermitte gerichteten Kegels, gegen die Zylinderlauffläche gespritzt wird. Je nach dem gewünschten Grad der Schmierung

die Schieber sollen durch den Abdampf noch genügend Öl erhalten haben.

(Railw. Age 1927, I. Halbj., Nr. 27.)

Ein bemerkenswertes Lokomotiv-Gußstück.

In Amerika hat man schon seit einigen Jahren vollständige Lokomotivrahmen aus einem Gußstück hergestellt*, aber bei einer neuerlichen Ausführung für eine D-Verschiebelokomotive mit Schlepptender sind auch die Zylinder mit Schieberkammern sowie der Rauchkammersattel mit angegossen (siehe Abb.). Der Vorteil liegt darin, daß im Gegensatz zum bisherigen Aufbau des Lokomotivrahmens das bei der betreffenden Lokomotivgattung öfters beobachtete Losewerden der Verbindung zwischen den Zylindern und dem Rahmen nicht mehr eintreten kann. Man schätzt die dadurch herbeigeführte Ersparnis an Unterhaltungskosten einer Lokomotive dabei auf 1600 RM. im Jahr. Als weiterer



Aus einem Stück mit den Zylindern gegossener Lokomotivrahmen.

gelangt jeweils nach 30, 40 oder 100 Umdrehungen ein Ölstrahl in den Zylinder und zwar in dem Augenblick, wo der Kolben am vorderen Zylinderende steht und sich damit dem Einspritzvorgang nicht hindernd in den Weg stellt. Die zugehörige Schmierpresse wird von der Steuerung aus angetrieben und sitzt in der Nähe des Zylinders. Sie besitzt Dampfheizung für das Schmieröl; es hat sich aber gezeigt, daß eine besondere Erwärmung des Öles bei dem hohen Preßdruck von 140 at nicht erforderlich ist, zumal auch noch das Zerstäuberventil in dem heißen Zylinderdeckel sitzt. Vor Beginn der Fahrt kann der Zylinder von Hand vorgeschmiert werden.

Bei einer 1 D 1-Lokomotive, an welcher die Schmierung eingebaut ist, wurden die Zylinder nach sechsmonatlicher Laufzeit untersucht. Die Wandungen sollen dabei mit einer dünnen Schicht sauberen Öles bedeckt und nicht, wie sonst vielfach beobachtet wird, mit einer Schmutzkruste überzogen gewesen sein. Auch

Vorteil ergibt sich eine Gewichtsverminderung von über 2 t gegenüber der Regelausführung.

Ferner ist auch der Rahmen des Tenders dieser Verschiebelokomotive mit dem unteren Teil des Wasserkastens aus einem Stück gegossen, wodurch der Schwerpunkt des Wasserinhaltes im Tender um 300 mm tiefer zu liegen kommt und der Fassungsraum bei gleicher Baulänge vergrößert wird. Weiterhin fallen alle Nietverbindungen im unteren Teil des Tenderwasserkastens fort, die die Ursache zu größeren Ausbesserungsarbeiten bilden können. Um überhaupt jede Nietung zu vermeiden, sind außerdem die Platten des oberen Teiles des Wasserkastens angeschweißt.— Das Dienstgewicht der Lokomotive beträgt etwa 110,5 t, die Zugkraft 25 000 k.

(Railw. Eng. Mai 1927.)

Bttgr.

*) Organ 1927, H. 1, S. 20.

Buchbesprechungen.

Dr. E. Randzio, Stollenbau, Berlin 1927, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, 290 Seiten mit 290 Abbildungen, Preis gebunden 24.— RM.

Das Buch behandelt nach seinem Untertitel den „Vortrieb und Ausbau von Stollen und Tunneln kleiner Querschnitte, insbesondere solcher für Wasser-Ab- und -Zuleitung, einschließlich der Druckstollen“. Für den Eisenbahningenieur ist es hauptsächlich von besonderem Werte beim Bau von Wasserkraftwerken elektrischer Bahnen. Es stellt aber auch ausführlich den Bau von Vortriebsstollen für Eisenbahntunnel dar, auch die Sickerstollen in Rutschungsgebieten sind kurz behandelt.

Der Verfasser, der auf dem Gebiete des Tunnelbaues und der Ingenieurgeologie auch über Deutschlands Grenzen hinaus rühmlich bekannt ist, hat mit dem vorliegenden Buche ein grundlegendes Werk geschaffen. In sieben Abschnitten ist der Stollenbau bis zu den neuesten Ausführungsweisen dargestellt, ein achter Abschnitt enthält ein bezeichnendes Beispiel für die Ausbesserung schadhafter Stollen. Das Buch ist in vorbildlicher Weise auf der Darstellung tatsächlicher Erfahrungen aufgebaut. Eine Zahlentafel über die Bohrzeiten enthält Angaben von 302

Baustellen, eine Tafel über die Vorgänge beim Bohren und Sprengen bringt Erfahrungswerte von 273 Baustellen, die Zeiten für Laden, Schießen, Lüften und Schüttern sind von 48 neueren und neuesten Tunnelbauten zusammengestellt. Wer Aufklärung über die Ausnutzung von Schuttermaschinen, über den Schildvortrieb und über Spritzbetonmaschinen sucht, wird von dem Buche vortrefflich beraten sein. Sieben größere Stollenbauten sind ausführlich im Zusammenhange dargestellt, und endlich leitet ein reiches Literaturverzeichnis zu den Ursprungsquellen des Schrifttums.

Dem außerordentlich wertvollen Buche ist auch in den Kreisen der Eisenbahningenieure die weiteste Verbreitung zu wünschen. Die Darstellung ist so klar und flüssig, daß sie auch das erste Eindringen erleichtert, die Ausstattung des Buches ist mustergültig.

Ein Wunsch wäre allenfalls noch vorzubringen, der leicht in der Form eines besonderen Heftes erfüllbar wäre: nämlich daß der Verfasser noch die Hilfseinrichtungen (Bauplatzeinrichtung am Tunnelmunde und Nebenanlagen), ferner die Arbeiterverhältnisse (Bedarf an Arbeitskräften, Lohnverhältnisse, Schutz-

maßnahmen, Wohlfahrtseinrichtungen und Unfälle) gelegentlich zusammenfassend darstellen und damit das vorliegende Buch ergänzen möchte.
Dr. Bl.

Dr. Ing. W. Gehler, Erläuterungen mit Beispielen zu den Eisenbetonbestimmungen 1925. Vierte Auflage. Berlin 1927. Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn. Preis geheftet 6.—RM.

Die dritte Auflage dieses vortrefflichen, für Bauleiter geradezu unentbehrlichen Büchleins war binnen Jahresfrist vergriffen. In der vorliegenden vierten Auflage sind insbesondere die Erläuterungen über den Aufbau des Mörtels, über die Kornbeschaffenheit der Zuschlagstoffe und über die Sicherheit der Bauteile dem neuesten Stande angepaßt. Ein Anhang bringt erstmalig einen Auszug aus den Leitsätzen des Deutschen Betonvereins für die Baukontrolle im Eisenbetonbau. Im übrigen sei auf die Besprechung der dritten Auflage in Heft 5 1927 des „Organs“ verwiesen.
Dr. Bl.

Dr. Ing. Neesen, Lokomotivausbesserungswerke. Berlin 1926. Verlag der verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der deutschen Reichsbahn. Vertrieb außerhalb der Reichsbahn durch den Beuthverlag, Berlin. Preis geb. 9.—RM.

Die aus der Erfahrung gewonnenen Leitgedanken, wie die Lokomotivausbesserungswerke der deutschen Reichsbahn für neuzeitliche Betriebsführung gebaut und ausgestattet werden sollen, sind zum ersten Male zusammenhängend in einem Buche dargestellt worden.

Das Gesamtbild ist auf 147 Seiten geschickt entworfen: vieles konnte naturgemäß nur in Richtlinien angedeutet werden. Wie weit jedoch nach Art der fließenden Fertigung das Zerlegen der Ausbesserungsarbeiten in bereits erprobte Arbeitsgänge getrieben werden kann, wie die Richthallen, die Einzelwerkstätten, die Stoffabteilungen beschaffen, die Arbeiterkopfzahlen bemessen sein müssen und in welchen Wechselbeziehungen alles wirken müsse, damit die gleichzeitig geführten Teilarbeiten und somit die Arbeitsgänge selbst auf das kürzeste Zeitmaß gebracht werden, ist in den Hauptpunkten dargelegt. Sorgfältig werden auch die Kernfragen erörtert, welche Zusammenhänge zwischen Werkstatteleistung und Lokomotivzuteilung bestehen und welchen Einfluß der immer mehr aufkommende Austauschbau auf die Werkleistung hat. Bewährtes bieten ferner die Betrachtungen über die Einzelwerkstätten und ihre Ausstattung mit Werkzeugmaschinen und mechanischen Hilfsmitteln sowie über die Energieversorgung. Die Werkzeugfrage ist ihrer Wichtigkeit entsprechend sehr eingehend behandelt. Die Gliederung des Stoffes umfaßt:

- A. Die Arbeitsverfahren in den Lokomotivausbesserungswerken,
- B. Werkstattformen,

- C. Lage und Größenbemessung der Werke,
- D. Einzelwerkstätten, ihr Arbeitsanfall, ihre Arbeitsweise, Ausrüstung und Größe,
- E. Werkzeugversorgung,
- F. Kran- und Beförderungsanlagen,
- G. Kraft-, Gas-, Wasser- und Heizungsversorgung,
- H. Wohlfahrtsanlagen,
- I. Werkzeugliste.

Am wertvollsten für jeden Betriebsleiter sind die Buchabschnitte, die bestimmte Zahlen, Maßbezeichnungen und Formeln bringen, mit deren Hilfe leicht für jedes Werk wirtschaftliche Vergleiche gezogen werden können. Dasselbe ist auch von den sehr lehrreichen zeichnerischen Darstellungen (Arbeitsdiagrammen) zu sagen, die für zwei Arbeitsgänge angegeben sind. Auch in der vorliegenden kurzen Fassung, die den vielgestaltigen Stoff vorwiegend in Leitsätzen bietet, wird das Lehrbuch jedem Werkstattbeamten Anregung und Nutzen bieten, der niedrige Preis von 9.—RM wird zur weitesten Verbreitung beitragen.
Dr. Ing. Pfaff.

Gemeinfaßliche Darstellung der gesamten Schweißtechnik. Von Oberregierungsrat a. D. Bardtke, Werkdirektor des Reichsbahn-Ausbesserungswerkes Wittenberge. 280 Seiten mit 250 Textabbildungen. Preis gebunden RM 12.50. für VDI-Mitglieder RM 11.25, 1927. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.)

Das vorliegende Buch bringt kurz zusammengefaßt eine Übersicht über die verschiedenen Schweißverfahren, ihre Geräte und Anwendungsgebiete. Auch für den nicht theoretisch gebildeten Schweißer verständlich, erörtert es in gemeinfaßlicher Darstellung die wichtigsten Eigenschaften der Metalle, der Gase, des elektrischen Stromes, der Aluminothermie u. a. m. Den Kern des Buches bilden naturgemäß Ausführungen über Geräte und Maschinen sowie die Anleitungen zur Vorbereitung und Ausführung der Schweißung. Mitteilungen über ausgeführte Prüfungen, eine Anleitung zu einfachen Werkstattversuchen und metallographischen Untersuchungen sowie wirtschaftliche Vergleiche zwischen den einzelnen Schweißverfahren und der Nietung, Hartlötung usw. bilden wertvolle Ergänzungen. Ein besonderer Abschnitt ist der Unfallverhütung gewidmet.

Dem Buch kommt der Niederschlag des Erfahrungsaustausches sehr zustatten, der dem Verfasser durch seine Zusammenarbeit mit den bedeutendsten Fachleuten des neuen Gebietes im Fachausschuß für Schweißtechnik beim VDI zur Verfügung stand, und die eigenen Erfahrungen des Verfassers in der ihm unterstellten Schweißtechnischen Versuchsanstalt der Reichsbahn erweitert, die alle Neuerungen des Gebietes prüft und an den meisten Forschungsarbeiten des Fachausschusses beteiligt gewesen ist.
Ue.

Verschiedenes.

Am 9. Januar fand im Sitzungssaal der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Berlin eine Feier statt, die dem Gedenken und der Ehrung von Männern galt, die in früherer Zeit Träger der Gestaltung und des Fortschritts des Deutschen Eisenbahnwesens waren. Bei der jetzt vorliegenden einheitlichen Organisation der Deutschen Reichsbahn sollte — das war der Grundgedanke der Veranstaltung — die Beziehung zur Entwicklung dieses Unternehmens aufrecht erhalten werden, wie sie von den ersten Anfängen in der Form von Privatgesellschaften über den langjährigen Bestand der Ländereisenbahnen schließlich zur „Deutschen Reichsbahn“ führte.

Die Ehrung galt vor allem dem früheren preußischen Eisenbahnminister, Exzellenz von Breitenbach, dessen Verdienste Generaldirektor Dr. Dorpmüller mit warmen Worten feierte. Dr. von Breitenbach war von 1906 bis 1918 Minister der öffentlichen Arbeiten in Preußen. Das bleibende und größte Verdienst seiner Ministertätigkeit ist, ein großzügiges zehnjähriges Bauprogramm für den Ausbau des preußischen Staatsbahnnetzes aufgestellt zu haben. Im Vertrauen auf die kommende Weiterentwicklung des deutschen Verkehrslebens hat er dieses Bau-

programm durchgeführt, wobei er gleichzeitig für eine ständige, dem Verkehrsbedürfnis vorausseilende Vermehrung und Verbesserung des Wagen- und Lokomotivparks, sowie für eine zweckmäßige Ausnutzung der elektrischen Kraft im Eisenbahnverkehr eintrat. Eine Büste Breitenbachs wurde im großen Sitzungssaal des Hauptvorstandes der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bei der Feier enthüllt.

Am Beginn des Jahres 1928 blickte die amtliche Eisenbahnzeitschrift „Archiv für Eisenbahnwesen“ auf ein 50 jähriges Bestehen zurück. Dem altverdienten Schriftleiter dieses Fachblattes, Exzellenz von der Leyen, der 48 Jahre die Schriftleitung, früher als Vortragender Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten und später im Ruhestand geführt hat, wurden ebenfalls ehrende und anerkennende Worte gewidmet.

Noch eines Seniors wurde bei der Feier mit ehrenden Worten gedacht, des Wirklichen Geheimen Rates, Exzellenz Dr. Stieger, der das 85. Lebensjahr erreichte und an dessen Namen sich die Reform der deutschen Personen- und Gepäcktarife und das deutsche Güterwagenübereinkommen, durch das der Deutsche Staatsbahnwagenverband geschaffen wurde, knüpft.