

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

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

93. Jahrgang

1. August 1938

Heft 15

Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen.

Tagung des Technischen Ausschusses in Koblenz.

Der Technische Ausschuss des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen tagte im Jahre 1938 in Koblenz am 26./28. April unter dem Vorsitz des Präsidenten der Direktion der Kgl. Ungarischen Staatseisenbahnen, Herrn Ministerial-Sektionschef von Láner. Namens der Reichsbahndirektion Köln, in deren Bezirk die Tagung stattfand, begrüßte Herr Präsident Dr. Ing. Remy die Versammlung. Der Vorsitzende wies in seiner Begrüßungsansprache darauf hin, daß der Vertreter der ehemaligen Österreichischen Bundesbahnen dieses Mal als Vertreter des Reichsverkehrsministeriums, Abwicklungsstelle Österreich, an den Verhandlungen teilnimmt, nachdem der Wirtschaftskörper „Österreichische Bundesbahnen“ aufgelöst und die Führung des Betriebes der ehemaligen Österreichischen Bundesbahnen auf die Deutsche Reichsbahn übergegangen ist.

Da die ehemaligen Österreichischen Bundesbahnen den Vorsitz in einigen Fachausschüssen innehatten, wählte der Technische Ausschuss an deren Stelle die Abwicklungsstelle Österreich des Reichsverkehrsministeriums zur Vorsitzenden Verwaltung dieser Fachausschüsse; sie hat demnach den Vorsitz im Betriebsfachausschuß, Wagenübergangsfachausschuß und im Sonderausschuß zur Einführung und Vereinheitlichung der zweiteiligen Heizkupplung.

Über die Erforschung des Laufes der Lokomotiven berichtete im Technischen Ausschuss das Reichsbahn-Zentralamt München und legte eine Zeichnung und Beschreibung des Versuchswagens zur Ermittlung der Reibungszahl zwischen Rad und Schiene vor. Die Kosten des Wagens mit vollständiger Ausrüstung und allem Zubehör betragen einschließlich eines schätzungsweise ermittelten Betrages für den Einbau der Meßgeräte und für Unvorhergesehenes rund 55500 RM. Der Wagen soll Ende Oktober 1938 geliefert werden, so daß voraussichtlich bald mit den Versuchen wird begonnen werden können. Der Versuchswagen soll zur Erforschung des Reibungswertes zwischen Rad und Schiene dienen und weiterhin die Ermittlung der Querkräfte ermöglichen, die nötig sind, um den Spurkranz eines Rades bei verschiedenen Belastungen und Fahrgeschwindigkeiten auf die Schiene zu drücken (Entgleisungsversuche). Der Wagen hat drei Achsen und einen Gesamtachsstand von 7 m. Die beiden Laufachsen haben eine Spur von 1434 (statt 1425) mm. Das Gewicht des Wagens ist 20 t; durch Betonblöcke kann es auf 30 t erhöht werden. Der Wagen wird beim Versuch von einer Lokomotive gezogen. Die mittlere Achse, die sogenannte „Schwenkachse“ oder „Meßachse“, die keine Spurkränze hat, wird in einem besonderen „Schwenkgestell“ lotrecht und seitlich verschiebbar gelagert. Ihre Lager sind mit Bleibronze ausgegossen. Sie soll als reine Laufachse oder als gebremste Achse laufen. Versuche mit angetriebener Achse sind zunächst nicht beabsichtigt. Das Gestell kann um Winkel bis zu 5° nach rechts und links geschränkt werden. In der Meßstellung wird es fest mit dem Untergurt des Haupttrahmens verschraubt. Im Bereiche eines Ausschlages von 3° nach jeder Seite kann das Schwenkgestell in 25 jeweils um das Bogenmaß von 15 Min. voneinander abweichenden Stellungen festgelegt werden. Die Meßachse ist in ihren Lagern bis zu 30 mm nach

jeder Seite verschiebbar. Die Kraft, mit der sie sich unter dem Einfluß der Schränkung seitlich zu verschieben sucht, wird in jeder Fahrtrichtung von der Stirnfläche der Achse über ein Kugellager und eine Druckstelze auf eine Meßdose mit einem Meßbereich bis zu 7 t übertragen. Die Meßdosen liegen in einer Traghülse, die an einem mit dem Gehäuse der Schwenkachslager verschraubten Tragarm gelenkig aufgehängt ist und sich gleichzeitig mit der Schwenkachse in einer lotrechten Führung am Rahmen des Schwenkgestells auf- und abwärts verschieben kann. Eine zweite — federnde — Aufhängvorrichtung soll das Eigengewicht der Meßdose und ihrer Traghülse aufnehmen und so verhindern, daß sich die Traghülse bei entlasteter Meßdose in ihrer Führung eckt. Bei den Entgleisungsversuchen werden die Meßdosen durch Öldruckzylinder ersetzt, die auf die Achse einen Querdruk bis zu 30 t — entsprechend einem Öldruck von 180 atü — ausüben können. Die Schwenkachse kann durch eine Scheibenbremse stark abgebremst werden. Zwischen den Rädern sitzen fest auf der Achse zwei Bremscheiben. An einem Tragrahmen, der nach Art eines Pronyschen Zaumes auf der Meßachse gelagert ist, sind vier Bremsbackenpaare aufgehängt. Die Bremsbacken werden mit Öldruckzylindern betätigt. Die Drehzahlen der Meßachse und einer Laufachse werden durch Markenschreiber aufgezeichnet. Die Kraftschreiber, der Geschwindigkeitsschreiber und die Markenschreiber schreiben auf ein gemeinsames, über den Meßtisch im Meßhaus laufendes motorisch angetriebenes Papierband.

Über Fragen der Rundfunkstörungen durch Bahnanlagen war dem Technischen Ausschuss ein kurzer Zwischenbericht erstattet worden. Sobald alle Vorarbeiten erledigt sind, wird sich der Unterausschuß für gemeinsame Fragen der Fernmelde- und der Starkstromtechnik mit dieser Angelegenheit weiter beschäftigen.

Eine Umarbeitung der Bestimmungen in der Anlage C² des VPÜ wurde vom Ausschuss an den Wagenübergangsfachausschuß weitergegeben, der bevollmächtigt ist, in den kommenden gemeinsamen Verhandlungen mit dem Wagen-Unterausschuß und Wagen-Vollausschuß den Wortlaut der Bedingungen des gesamten VPÜ endgültig festzustellen.

Ein Antrag auf Studium der Frage der Vermeidung kurzer Zwischengeraden zwischen entgegengesetzt gerichteten Übergangsbögen, hier: zwischen zwei in gleichem Sinn gekrümmten Bögen führte zu neuen Bestimmungen des § 4⁶ der „Technischen Vereinbarungen über den Bau und den Betrieb der Hauptbahnen und Nebenbahnen (TV)“ und der „Grundzüge für den Bau und den Betrieb der Lokalbahnen (Grz)“; die Ziffer 5 im § 20 der TV und der Grz wurde aufgehoben, die bisherigen Ziffern 6 und 7 im § 20 der TV und der Grz wurden als Ziffern 5 und 6 bezeichnet.

Die neue Bestimmung des § 4 Ziffer 6 der Technischen Vereinbarungen und der Grundzüge lautet:

§ 4.

Richtungsverhältnisse.

* Bei Neubauten und Umbauten sollen in durchgehenden Hauptgleisen zwischen zwei im gleichen Sinn gekrümmten

Bögen kurze Zwischengerade zwischen den Übergangsbögen vermieden werden.

Es wird empfohlen, wenn möglich, einen Kreisbogen mit einheitlichem Halbmesser auszuführen oder zwischen den Kreisbögen einen einzigen Übergangsbogen oder zwei aneinanderstoßende Übergangsbögen einzulegen.

Kann eine kurze Zwischengerade nicht vermieden werden, dann soll sie zwischen den Übergangsbögen $\frac{V}{2}$ m lang sein, wobei V die größte Fahrgeschwindigkeit in km/h ist.

Zur Einführung der Zweilichtersignalisierung stellte der Ausschuß folgendes Gutachten auf:

1. Zur Signalisierung des Zugschlusses nur zwei Lichter anzuwenden, wird an sich im Vereinsgebiet für möglich und für die Betriebssicherheit auch für ausreichend erachtet.

2. Ein einheitliches Signalbild mit zwei Lichtern ist jedoch vorläufig noch nicht zu erreichen, da Regierungsvorschriften bestehen, die entweder verlangen, daß beide Lichter am Zugschluß von vorn sichtbar sein müssen oder daß nur ein Licht von vorn sichtbar sein und das zweite schräg unterhalb der oberen Laterne angebracht werden muß oder schließlich, daß keine Sichtbarkeit von vorn verlangt wird.

3. Es muß daher jeder Wagen, der nach den Bestimmungen des VPÜ/RIC übergangsfähig sein soll, an einer Stirnwand zwei obere Signalstützen haben, die so angebracht sein müssen, daß auf beiden Seiten des Zuges je ein Licht von vorn sichtbar ist. Außerdem sind noch an beiden Stirnwänden je zwei untere Signalstützen notwendig, die ein Anbringen der Laternen innerhalb der unteren Hälfte der Stirnwand ermöglichen.

4. Wenn die zwei oberen Signalstützen so hoch angebracht werden müssen, daß die Signale vom Erdboden aus nicht aufgesteckt werden können, müssen Aufstiegsritte und Handgriffe an der Wagenstirnwand vorhanden sein.

5. Bei neuen Wagen sollte, entgegen der Bestimmung in Ziffer 5 des § 99 der TV, der oberste Aufstiegsritt wegen der Gefahr bei elektrisch betriebenen Strecken nicht höher als 2000 mm liegen. Diese Notwendigkeit ergibt sich aus § 36 des neuen Entwurfs der TE-Bestimmungen.

Die vorgeschlagene Anordnung der Signalstützen ermöglicht, alle vorkommenden Signalbilder mit einem bis vier Lichtern zu decken.

In Ziffer 5 des § 99 der TV wurde demzufolge das jetzige Maß 2100 mm für die Höhenlage des obersten Aufstiegsrittes in 2000 mm geändert, um die Bestimmungen der TV mit dem Vorschlag in Ziffer 5 in Einklang zu bringen.

Ein Antrag auf Überprüfung der §§ 5 und 48 der TV, Bestimmungen über die Umgrenzung des lichten Raumes und über die Querschnittsmaße der Fahrzeuge ist noch in Arbeit. Er verfolgt einerseits den Zweck, Vorschriften aufzustellen, nach denen die Einschränkung bei Drehgestellwagen mit Rücksicht auf die Ausschläge des Fahrzeugs nach der Bogeninnenseite auch über den Drehzapfen hinaus berechnet werden soll, um zu vermeiden, daß bei gewissen Wagentypen ein Wagen zu breit gebaut wird, in Bogen mit $R > 250$ m also die Spielraumlinie überschreitet. Andererseits soll in Verfolg des Antrags untersucht werden, ob es möglich ist, Wagen in bestimmten Querschnitten breiter als die Begrenzungslinie zu bauen. Dem Technischen Ausschuß wird erst später hierüber berichtet werden können.

Ein Antrag auf Vervollkommnung der technischen Einrichtungen der Kühlwagen hinsichtlich der Ablaufvorrichtungen in den Sonderwagen, die das Abfließen des Blutes des geschlachteten Viehes ermöglichen, konnte noch nicht erledigt werden, da noch veterinärpolizeiliche Bestimmungen zu klären sind.

In der Frage des Entstehens von Wagenbränden (bei Güterwagen, die mit leicht brennbaren Stoffen hoch

beladen sind) in Tunneln auf elektrisch betriebenen Strecken hielt der Technische Ausschuß folgende Maßnahmen für ausreichend:

1. Möglichst hohe Lage der Fahrleitung, um den Sicherheitsabstand zwischen den spannungsführenden Teilen und der oberen Begrenzung der Ladung groß zu halten, in keinem Falle aber Unterschreitung des vorgeschriebenen Maßes für die tiefste Fahrdrachtlage.

2. Sehr sorgfältige Unterhaltung der Fahrleitung, damit Schäden an ihr vermieden werden.

3. Überwachung der Wagenladungen auf Innehaltung des Lademaßes bei der normalen Fahrgeschwindigkeit.

Als Maßnahmen zur Verhütung von Explosionen, die durch Unterbrechungsfunken an den Abfüllschlauchleitungen bei Tankwagen oder ortsfesten Tankanlagen an elektrisierten Strecken entstehen können, stellte der Technische Ausschuß folgende Empfehlungen auf:

Es empfiehlt sich, Abfüllanlagen von Tankwagen und die ortsfesten Tankeinrichtungen für flüssige Brennstoffe möglichst am Ende von Stumpfgleisen aufzustellen, die keine Streckenausrüstung für den elektrischen Zugbetrieb besitzen.

Gleichgültig, ob es sich um ein Gleis mit oder ohne elektrische Streckenausrüstung handelt, empfiehlt es sich, eine der folgenden Lösungen anzuwenden:

1. Herstellung einer gut leitenden Verbindung (Kupferkabel großen Querschnitts) zwischen den festen Leitungen der ortsfesten Tankanlage und den Schienen, auf denen sich der Tankwagen befindet, und Anwendung einer Haupterdleitung.

Diese Verbindungsleitung soll an den mit Wechselstrom betriebenen Strecken fest verlegt sein. An Strecken mit Gleichstrombetrieb soll die Verbindungsleitung abschaltbar sein und nur während der Dauer des Abfüllens benutzt werden.

2. Benutzung eines Abfüllschlauches mit einer Isoliermuffe zwischen den ortsfesten Tankleitungen und dem Tankwagen.

In beiden Fällen müssen die ortsfesten Leitungen und Tankbehälter gut geerdet sein (z. B. Wasserleitungserde). Besitzt das Stumpfgleis keine Streckenausrüstung für elektrischen Zugbetrieb, so kann man die Schienen des Stumpfgleises mit Isolierstößen ausrüsten (erforderlichenfalls kann man hierbei ein neutrales Gleisstück anordnen), um den Übergang von Strömen benachbarter Gleise zu vermeiden.

Als Maßnahmen zur Vermeidung von Zündungen durch Unterbrechungsfunken beim Auftrennen von Leitungen für brennbare Gase und Flüssigkeiten, die parallel zu elektrisierten Strecken verlaufen und Induktionsströme oder vagabundierende Ströme führen, empfahl der Technische Ausschuß folgende:

Zur Vermeidung von Funken bei Arbeiten an Rohrleitungen, die an elektrischen Bahnstrecken entlang verlegt sind und von induzierten oder vagabundierenden Strömen durchflossen werden, empfiehlt es sich, einzelne Stücke der Rohrleitung erst dann auszubauen, wenn die entstehende Lücke vorher durch eine gut leitende Kurzschlußverbindung überbrückt worden ist. Diese Empfehlung bezieht sich ganz allgemein auf Rohrleitungen, denn nicht allein bei Gasleitungen, sondern auch bei Leitungen für flüssige Brennstoffe ist die genannte Maßnahme zweckmäßig.

Für den Bau von Wagen zur Beförderung gasförmiger Stoffe wurden in § 100 und § 103 der TV neue Bestimmungen aufgestellt, die demnächst durch einen Nachtrag VIII zu den TV veröffentlicht werden. Die Nachträge können im Buchhandel durch den Verlag von Julius Springer, Berlin, bezogen werden.

Die Begrenzungslinien für Pufferteller auf Blatt 17 der TV wurden berichtigt. Die Berichtigung erscheint ebenfalls im Nachtrag VIII zu den TV.

Aus dem Arbeitsprogramm des IEV werden vom Technischen Ausschuß des Vereins folgende Fragen behandelt werden:

Prüfung der Bedingungen, die bei Einrichtung einer Erdung zu beobachten sind, damit das Potential der Schienen entweder absolut oder in Prozent auf ein befriedigendes Maß herabgesetzt wird;

Vorkehrungen zur Vermeidung von Unfällen bei Erdung der Fahrleitung an isolierten Schienenabschnitten.

Die Bearbeitung technischer Fragen, die sich aus der Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit ergeben, ist von den technischen Fachausschüssen in Angriff genommen. Ein Sonderfachausschuß wird die Bearbeitung zusammenfassen.

Ein Antrag, den Absatz 2 in Ziffer 5 des § 103 der TV:

Es wird empfohlen, über den Beklebeflächen
Regenleisten anzubringen

zu streichen, wurde abgelehnt. Da es sich nur um eine empfehlende Bestimmung handelt, ist keine Verwaltung genötigt, Regenleisten anzubringen. Andererseits sind bei

einigen Verwaltungen keine nachteiligen Erfahrungen mit den Regenleisten gemacht worden. Wenn die Flächen für die Übergangszettel dicht unter den Regenleisten liegen, so wird tatsächlich ein Lösen der Zettel durch Regenwasser verhütet. Auch ein früheres Verfaulen der Bretter unter den Leisten ist nicht überall festgestellt worden.

Die Überprüfung der Breitenmaße der Übergangsbrücken in den Bestimmungen der TV ist einem Unterausschuß zur Vorberatung übertragen worden, ebenso ein Antrag auf Schwachstromkabelschutz bei Gleich- und Wechselstrombahnen.

Schließlich erledigte der Ausschuß einige Angelegenheiten des Technischen Vereinsorgans. An Stelle des ausgeschiedenen Reichsbahnoberrats Graßl wurde Reichsbahnoberrat Tauschinger in den Beirat gewählt.

Die Tagung des Ausschusses im Jahre 1939 wird auf Einladung der Reichsbahndirektion Stuttgart in deren Bezirk stattfinden. Als Zeit ist Ende Mai in Aussicht genommen worden.

Das Ausfahren von Eisenbahnfahrzeugen aus nicht überhöhten Gleisbögen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Es ist eine weit verbreitete Ansicht, daß die aus einem Kreisgleisbogen unmittelbar in eine Gerade ausfahrenden Eisenbahnfahrzeuge sich kraft des ihnen noch innewohnenden „Drehschwungs“ oder ihrer „Drehträchtigkeit“ noch so lange im bisherigen Bogenlaufsinne weiterdrehen, bis das Innenrad der führenden Vorderachse an der Innenschiene anläuft, unter Umständen so hart, daß es nach innen entgleist. Der Drehschwung ist ein Teil der kinetischen Energie, die dem Fahrzeug beim Einfahren in den Gleisbogen mitgeteilt und beim Durchlaufen des Bogens aufrecht erhalten wird. Außer ihm besitzt das Fahrzeug stets die sehr viel größere kinetische Fortschrittsenergie. Tatsächlich unterliegt das aus einem Bogen ausfahrende Fahrzeug stets nicht nur der Wirkung seiner kinetischen Energie, sondern noch anderer Bewegungsursachen. Deren Wirkung soll unten untersucht werden.

I. Gedachter Auslauf unter Wirkung der kinetischen Energie.

Zunächst wollen wir sehen, ob die kinetische Energie allein, also Drehschwung oder kinetische Rotationsenergie zusammen mit der kinetischen Fortschrittsenergie, zu dieser Bewegung der führenden Vorderachse führen kann, sehen absichtlich ab von den anderen Bewegungsursachen, sehen das Fahrzeug beim Auslauf als schwebend, frei und in sich starr an, frei von äußeren Zwangs- und Reibungseinwirkungen des Gleises und sonstigen äußeren Kräften und frei von der Wirkung innerer Spannungen. Das Fahrzeug soll eingliedrig und steifachsig sein.

In Abb. 1 ist ein solches auf die „Führungsbreite“ 0 zusammengeschrunpft gedachtes Fahrzeug schematisch durch einen dicken Strich dargestellt in zwei verschiedenen Augenblicken. Im Augenblick 0 soll es im „Beharrungszustand“, d. h. mit gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit ω um den Krümmungsmittelpunkt C, mit gleichbleibendem „Anlaufwinkel“ α und mit gleichbleibendem Abstand $a + m$ seines „Reibungsmittelpunkts“ M von der führenden Vorderachse einen kreisförmigen nicht überhöhten Gleisbogen vom Halbmesser R — von C bis M gerechnet — durch das Gleis geführt und gestützt, gerade eben durchlaufen haben, dessen Außenschieneninnenkante in Abb. 1 gezeichnet ist. M soll auf der Fahrzeuglängsachse um m hinter dem Fahrzeugschwerpunkt S und um $a + m$ hinter der führenden außen anlaufenden Vorderachse A liegen. Diese soll im dargestellten Augenblick 0 bei

Gleispunkt B von diesem Kreisbogen auf ein sich tangential daran anschließendes gerades Gleis übergehen. Ein Übergangsbogen soll weder hier noch später vorhanden sein.

Von diesem Augenblick an bewegt sich nach unserer Voraussetzung der Schwerpunkt S des nunmehr sich selbst überlassenen Fahrzeugs nicht mehr auf einem Kreisbogen um C_0 , sondern auf einer Geraden $S_0 S_1$ weiter, die sich tangential an den bisher durchlaufenen Bogen anschließt und senkrecht zu $R_s = C_0 S_0$ steht, und zwar mit der Fortschrittsgeschwindigkeit

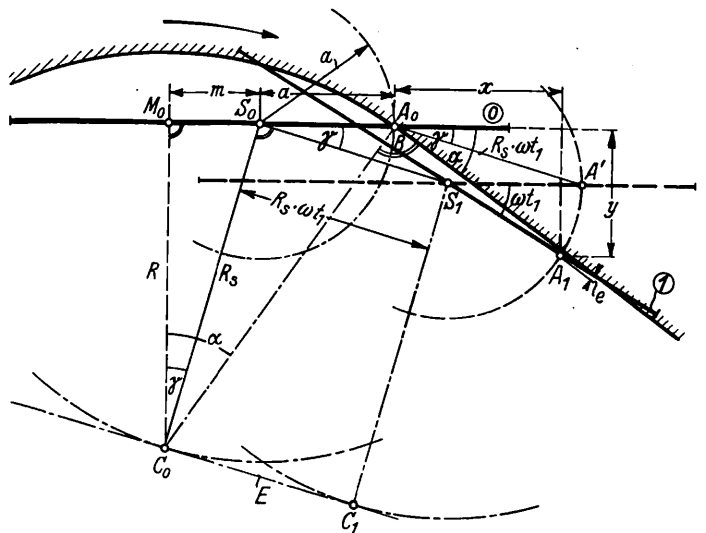


Abb. 1.

$R_s \cdot \omega$. Das ganze übrige mit Fortschritts- und Rotationsenergie geladene Fahrzeug macht kraft seiner Trägheit einmal diese geradlinige Bewegung in allen seinen Teilen mit und dreht sich außerdem um seinen Schwerpunkt S mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{v}{R_s}$ rechts herum. Alle Punkte des Fahrzeugs außer S beschreiben daher von nun an statt ihrer bisherigen Kreisbögen um C_0 verkürzte Zykliden über der in Fortschrittsrichtung durch C_0 gezogenen Grundlinie $C_0 E$, die sich tangential an die bisherigen Kreisbögen anschließen; die Bahn von A berührt also in diesem Augenblick die in A_0 sich tangential an den bisherigen Gleiskreisbogen anschließende Gleisgerade.

Außer für den Augenblick 0 des Auslaufbeginns ist in Abb. 1 das Fahrzeug in einem etwas späteren Augenblick 1 dargestellt, seine Bewegung von 0 bis 1 zerlegt in die Fortschrittsbewegung $R_s \cdot \omega t_1$ und die Drehbewegung ωt_1 um S; der Punkt A ist dabei von A_0 nach A_1 gelangt. Die Verkürzung der Zykloide, auf der er läuft, ist außerordentlich stark, nämlich $\frac{a}{R_s}$; seine Bahn, wie die aller anderen Fahrzeugpunkte, unterscheidet sich von einer Geraden nur außerordentlich wenig. Der Abstand e, den während des weiteren Auslaufs Punkt A von der geraden Anschlußschiene annimmt, bleibt außerordentlich klein. Das läßt sich auch rechnerisch leicht nachweisen an Hand der Abb. 1. In dieser bedeuten x und y die Ordinaten der Bahn von A, bezogen auf A_0 und die Richtung der Fahrzeuglängsachse im Augenblick 0. Wir lesen aus Abb. 1 ab:

$$\begin{aligned} x &= R_s \omega t_1 \cos \gamma - a (1 - \cos \omega t_1) \\ y &= R_s \omega t_1 \sin \gamma + a \sin \omega t_1 \end{aligned}$$

und

$$\frac{e}{\cos \alpha} = (y - x \operatorname{tg} \alpha).$$

Setzt man die Ausdrücke für x und y, $\sin \gamma = \frac{m}{R_s}$, $\cos \gamma = \frac{R}{R_s}$ und $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a+m}{R}$ in den Ausdruck für $\frac{e}{\cos \alpha}$ ein, so erhält man:

$$\frac{e}{\cos \alpha} = a \frac{a+m}{R} (1 - \cos \omega t_1) - a (\omega t_1 - \sin \omega t_1) \dots 1).$$

Das größte $\frac{e}{\cos \alpha}$ erhalten wir, indem wir die erste Ableitung von e nach ωt bilden und = 0 setzen. Danach tritt e_{\max} auf bei

$$\sin \omega t = \frac{2(a+m)R}{(a+m)^2 + R^2} \dots \dots \dots 2)$$

und hat bei Vernachlässigung des zweiten gegenüber dem ersten stets kleinen Gliedes der Gl. 1) den Ausdruck

$$\left(\frac{e}{\cos \alpha}\right)_{\max} \approx e_{\max} = \frac{2a^3}{1+a^2} \cdot a \dots \dots \dots 3).$$

e_{\max} ist stets außerordentlich klein, z. B. bei den großen Vollbahnwerten $\alpha = 0,025$ und $a = 3$ m nicht ganz $\frac{1}{10}$ mm, während das Querspiel σ des führenden Vorderradsatzes im Gleis auf Vollbahnen mindestens 10 mm ist.

Um in bequemer Weise noch genaueren Aufschluß über die Form der verkürzten Zykloide von A — wie auch jedes anderen Fahrzeugpunkts — zu erhalten, beziehen wir ihre Ordinaten x und y sowie ωt auf eine x-Achse in Richtung $S_0 S_1$ statt $S_0 A_0$, also auf eine um γ gegen diese gedrehte, und auf eine Lage von $A = A_2$ in dieser neuen x-Achse, entsprechend einem Auslaufaugenblick 2, zwischen 0 und 1 (s. Abb. 2).

Dann ergibt sich:

$$\begin{aligned} x &= R_s \omega t - a (1 - \cos \omega t) \\ y &= a \sin \omega t, \end{aligned}$$

die Bahnneigung

$$\frac{dy}{dx} = \frac{a \cos \omega t}{R_s - a \cdot \sin \omega t} = \pm \frac{\sqrt{a^2 - y^2}}{R_s - y},$$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{\max} = \pm \frac{a}{\sqrt{R_s^2 - a^2}} \quad \text{bei } y = \frac{a^2}{R_s}, \quad \sin \omega t = \frac{a}{R_s},$$

der Krümmungshalbmesser der Bahn:

$$\rho \approx \pm \frac{(R_s - y)^3}{a^2 - y \cdot R_s},$$

der Wendepunkt der Bahn mit $\rho = \infty$ bei $y = \frac{a^2}{R_s}$, $\sin \omega t = \frac{a}{R_s}$.

Bei $y = 0$ oder nahezu bei Auslaufbeginn, Augenblick 0, hat ρ

den Ausdruck $\rho_0 \approx \frac{R_s^3}{a^2}$; — mit $R_s = 180$ m und $a = 3$ m ist $\rho_0 \approx 364000$ m —, nimmt von da an bis zum bald darauf erreichten Wendepunkt zu bis auf ∞ und dann langsam wieder ab. Der hier in Frage kommende Teil der Bahn von A hat also eine außerordentlich kleine Krümmung und kann mit durchaus hinreichender Genauigkeit als Gerade in Richtung des Anschlußgleises angesehen werden. Der reine Drehschwung, zusammen mit der stets vorhandenen sehr viel größeren kinetischen Fortschrittsenergie des Fahrzeugs, ist mithin nicht in der Lage, beim Ausfahren das führende Vorderrad nennenswert von der Außenschiene abzulenken, etwa gar bei dem üblichen Gleisspiel das Innenrad dieses Radsatzes hart gegen die Innenschiene zu drängen. Der Drehschwung hat beim Ausfahren nur die Wirkung, daß alle Fahrzeugpunkte sich nicht geradlinig parallel zueinander verschieben tangential zum Kreisbogen, den der Fahrzeugschwerpunkt bisher beschrieben hat, sondern auf verkürzten Zykloiden, die sich tangential anschließen an die von diesen Punkten bisher beschriebenen Kreisbögen, also alle verschiedene Richtung haben. Diese Zykloiden aber sind so

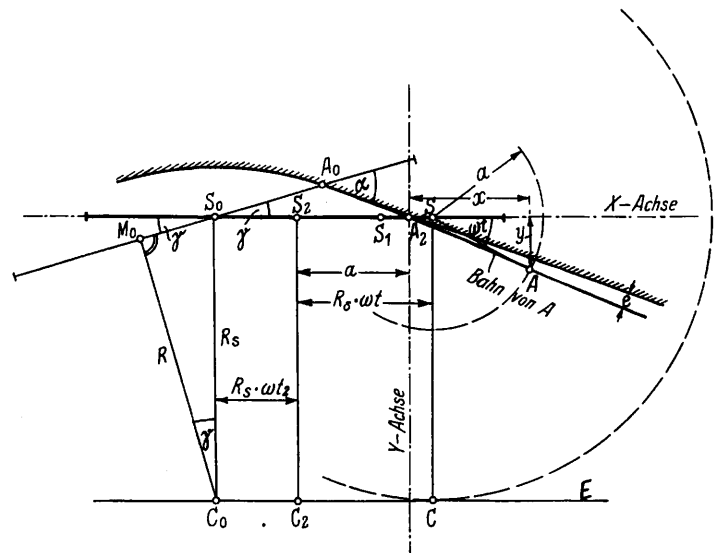


Abb. 2.

stark verkürzt, daß sie sich auf dem hier interessierenden Stück von Geraden so gut wie gar nicht unterscheiden. Der Reibungsmittelpunkt M beschreibt also nahezu eine Gerade in Richtung der Fahrzeuglängsachse im Augenblick des Auslaufbeginns. Die Vertreter der Drehschwungtheorie übersehen anscheinend, daß das Fahrzeug beim Ausfahren nicht nur Dreh- sondern auch noch eine sehr viel größere Fortschrittsenergie besitzt.

II. Wirklicher Auslauf.

Ist nun die bisher absichtlich außer acht gelassene aber stets vorhandene Kräfteeinwirkung des Gleises auf das Fahrzeug zusammen mit der beim Ausfahren infolge dieser Kräfteeinwirkung auftretenden Massenwirkung des Fahrzeugs und mit der betrachteten Wirkung der kinetischen Fortschritts- und Rotationsenergie des Fahrzeugs in der Lage, das führende Vorderrad nennenswert von der Außenschiene abzulenken? Kann — von der Kräfteeseite her gesehen — beim Auslauf die von der Außenschiene auf das führende linke Vorderrad ausübende nach innen gerichtete Richtkraft P_1 so stark und so lange negativ werden, daß die führende Vorderachse nach Durchquerung des Querspiels σ an der bisherigen Innenschiene zum Anlauf mit großer Richtkraft P_{11} kommt? Zur Beantwortung dieser Fragen ermitteln wir zunächst näherungsweise die ganze wirkliche „Auslaufbahn“ des

Fahrzeugs von dem Augenblick 0 des Übergangs von Fahrzeugpunkt A über Gleispunkt B ($t = 0$) an bis zu dem Augenblick e des Auslauf-Endes ($t = t_e$), in dem das ganze Fahrzeug sich mit seiner Längsachse gerade eben parallel zur Längsachse des geraden Anschlußgleises gestellt hat. Aus der Krümmung dieser Auslaufbahn ermitteln wir, unter Absehung von der nach den obigen Darlegungen außerordentlich geringen Krümmung der Bahnen aller Fahrzeugpunkte durch Drehschwung, den zugehörigen Trägheitswiderstand des Fahrzeugs und schließlich die Richtkraft P_1 . Die betrachteten Fahrzeuge sollen weder ziehen noch gebremst sein, und außer Tenderkuppelungskräften keine Seitenkräfte von anderen Fahrzeugen erfahren. Wir denken sie auf die Breite 0 zusammengeschrumpft. Sie sollen stets von links nach rechts aus einem Rechtsbogen ausfahren. Von der sehr kleinen Änderung der Richtung der quer zur Fahrzeuglängsachse gerichteten Beschleunigungen im Lauf des Ausfahrens sehen wir ab. Die Radreifen sollen als zylindrisch angesehen werden. Wenn nichts anderes gesagt, sollen alle Kräfte in kg, alle Längen in m, alle Zeiten in s ausgedrückt sein.

A. In sich starre Fahrzeuge.

A. a) Eingliedrig,

dadurch gekennzeichnet, daß alle Radsätze parallel in gemeinsamen Rahmen gelagert sind, einer oder mehrere querverschieblich sein können. Die Bahn solcher Fahrzeuge ist festgelegt durch diejenige zweier ihrer Punkte oder Querschnitte. Als ersten dieser Punkte nehmen wir den Punkt oder Querschnitt A des vorderen führenden Radsatzes. Ist der vorderste Radsatz seitenfest, so liegt A bei ihm, ist er genügend seitenverschieblich, liegt A beim ersten seitenfesten, also in der Regel dem zweiten, Radsatz. Die Bahn von Punkt A ist noch unbekannt; wir nehmen zunächst an, daß A während des ganzen Auslaufs an der geraden Anschlußaußenschiene an — und an ihr entlang laufe und prüfen später die Richtigkeit dieser Annahme nach. Dann ist die Bahn von A angenähert eine Gerade, die mit der Innenkante der etwas nach außen ausgebogenen Außenschiene zusammenfällt, nur angenähert, weil unter dem veränderlichen Führungsdruck Y des an ihr anliegenden Rades diese Schiene sich verschieden stark nach der Seite durchbiegt und dieses Rad bei Einpunktberührung verschieden weit auf sie aufsteigt; von diesen kleinen Abweichungen von der Geraden wollen wir absehen.

1. Hinterer Freilauf.

Das Fahrzeug kann entweder hinten völlig frei laufen oder hinten innen mit dem hintersten seitenfesten Radsatz noch an der Innenschiene anlaufen. Beim hinten frei laufenden Fahrzeug nehmen wir als zweiten Punkt, dessen Bahn wir bestimmen wollen, den Reibungsmittelpunkt M des Fahrzeugs, also denjenigen Punkt der Fahrzeuglängsachse, dessen Bahn diese Achse stets berührt (s. Abb. 3). Während des Auslaufs verschiebt sich M etwas gegenüber dem Fahrzeug, weil sich der quergerichtete noch unbekannte Trägheitswiderstand des Fahrzeugs dabei ändert, und zwar wandert M, wie wir unten sehen werden, zunächst etwas vorwärts, dann stärker rückwärts bis hinter seine Anfangslage beim Auslaufbeginn. Bei der Ermittlung der Auslaufbahn wollen wir einen mittleren während des ganzen Auslaufs gleichbleibenden Abstand des M von A oder „Richtarm“ $a + m_1$ annehmen. Der Abstand a des Schwerpunkts von A ändert sich natürlich nicht, sondern nur m.

Dann bestimmt sich die Auslaufbahn von M an Hand der schematischen Abb. 3 in folgender Weise. In dieser ist sie bezogen auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem, in dessen Nullpunkt sie mit $x = 0, y = 0$, zur Zeit $t = 0$ bei M_0 beginnt. Die X-Achse falle in die Richtung des Bahnbeginns, liege also

in Richtung der Fahrzeuglängsachse bei Auslaufbeginn. Nach Verlauf irgend einer Auslaufzeit $t \approx \frac{x}{v}$ sei der Reibungsmittelpunkt nach M gelangt; seine Bahntangente schließe hier mit der X-Achse den Winkel β ein; die Fahrzeuglängsachse fällt nach der Natur des Reibungsmittelpunkts stets mit der Bahntangente zusammen. Während der weiteren unendlich kleinen Zeit dt durchmesse der Reibungsmittelpunkt die Bahn $MM' = ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$, wobei β um $d\beta$ zunimmt. In ihrer in der X-Richtung liegenden Anfangsstellung schließt die Fahrzeuglängsachse mit dem geraden Anschlußgleis den „Anlaufwinkel“ $\alpha \approx \frac{a + m_1}{R}$ ein. Während dt rückt A auf der geraden Anschlußschiene nach A' vor um $AA' \approx \frac{ds}{\cos(\alpha - \beta)}$. Fällt man von A' das Lot A'G auf die Richtung der Fahrzeuglängsachse

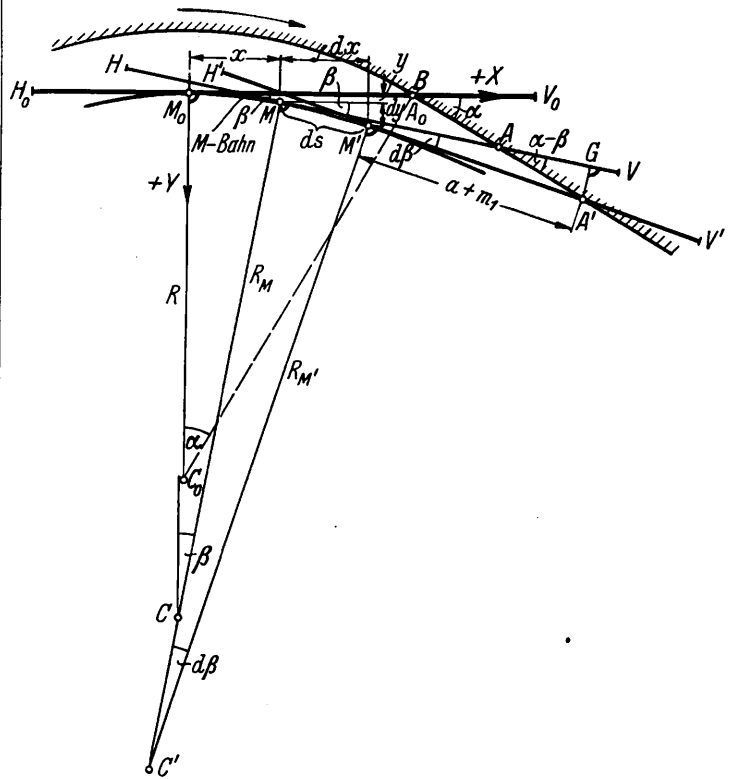


Abb. 3.

MA zur Zeit t, so ist $A'G \approx ds \cdot \text{tg}(\alpha - \beta)$. Weiter lesen wir aus Abb. 3 ab:

$$d\beta = \frac{A'G}{a + m_1}. \quad \text{Somit ist } \frac{d\beta}{dx} = \frac{ds}{dx} \frac{\text{tg}(\alpha - \beta)}{a + m_1}.$$

Nun können wir, da die Bahn von M stets sehr flach ist und sehr wenig gegen die X-Richtung geneigt verläuft, $ds \approx dx$ setzen, weiter wegen der Kleinheit der Winkel $\text{tg}(\alpha - \beta) \approx \alpha - \beta$. Setzen wir schließlich in den Ausdruck für $\frac{d\beta}{dx}$ ein:

$$\beta = \frac{dy}{dx}, \quad \frac{d\beta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad \text{und} \quad \alpha = \frac{a + m_1}{R}, \quad \text{so erhalten wir die Differentialgleichung der Bahn von M:}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{1}{a + m_1} \cdot \frac{dy}{dx} - \frac{1}{R} = 0.$$

Setzen wir $\frac{dy}{dx} = p$ und $\frac{p}{a + m_1} - \frac{1}{R} = u$, also $dp = (a + m_1) \cdot du$, so erhalten wir die Lösung:

$$y = \frac{(a + m_1)^2}{R} \left[e^{-\frac{x}{a + m_1}} - 1 + \frac{x}{a + m_1} \right] \dots \dots 4)$$

und für den Krümmungshalbmesser R_M der Bahn von $M \approx \frac{1}{\frac{d^2 y}{d x^2}}$

den einfachen Ausdruck:

$$R_M = R \frac{x}{c^{a+m_1}} \approx R \frac{v \cdot t}{c^{a+m_1}} \dots \dots \dots 5).$$

$\frac{R_M}{R}$ ist also bei gleichem x um so größer, je kleiner $a + m_1$ ist.

R_M beginnt bei $x = 0$ mit $R_{M_0} = R$, ganz gleich, wie groß m_1 ist. Ist bei $x = a + m_1$, $t \approx \frac{a + m_1}{v}$ schon $\approx 2.72 R$ und steigt schnell auf $\approx \infty$. Die Bahn von M nähert sich sehr schnell der Geraden von A und fällt mit ihr bei $x = \infty$, $t = \infty$ ganz zusammen, wie die erste Ableitung von x nach Gl. 4):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d y}{d x} &= \frac{a + m_1}{R} \left(1 - e^{-\frac{x}{a+m_1}} \right) \\ &= \alpha \left(1 - e^{-\frac{x}{a+m_1}} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 6)$$

zusammen mit Gl. 4) für sehr großes x zeigt.

Damit ist die Bahn des ganzen Fahrzeugs festgelegt. Ein im beliebigen Abstand $+c$ hinter A gelegener Punkt C der Fahrzeuglängsachse hat, wie sich leicht nachweisen läßt, folgende Gleichungen seiner Bahn (x und y vom Beginn seiner Auslaufbahn an gerechnet):

$$y = \frac{a + m_1}{R} \left[e^{-\frac{x}{a+m_1}} - 1 + \frac{x}{c} \right] c \dots \dots \dots 7)$$

$$\frac{d y}{d x} = \frac{a + m_1}{R} \left[1 - \frac{c}{a + m_1} \cdot e^{-\frac{x}{a+m_1}} \right] \dots \dots \dots 8)$$

$$\frac{1}{\frac{d^2 y}{d x^2}} \approx R_C = R \frac{a + m_1}{c} \cdot c + \frac{x}{a+m_1} \approx R \frac{a + m_1}{c} \cdot \frac{v \cdot t}{c^{a+m_1}} \dots \dots 9)$$

Seine Bahn beginnt also unter dem Winkel $\frac{c}{R}$ gegen die Fahrzeuglängsachse.

y , $\frac{d y}{d x}$ und R_C ändern sich linear mit c bzw. $\frac{1}{c}$.

Die Bahnen beliebiger Fahrzeugpunkte sind mithin durch eine c -Funktion gekennzeichnet, schließen sich tangential mit schnell wachsendem Krümmungshalbmesser an ihre bisherigen Kreisbogenbahnen an und laufen in die Außenschienengerade ein. Die hier nicht berücksichtigte Änderung von m hat zur Folge, daß die Krümmung der Auslaufbahnen zunächst etwas schneller, dann etwas langsamer abnimmt, als die entwickelten Gleichungen angeben.

Bei Bestimmung der Querbeschleunigungen verschiedener Fahrzeugquerschnitte und der zugehörigen Massenwirkungen müssen wir möglichst die genauen Fahrzeugstellungen mit den genauen m -Werten zugrunde legen. Es interessieren vor allem die Querbeschleunigungen zu Beginn des Auslaufs, denn sie sind am größten, weil zu Beginn alle Querschnittsbahnen am schärfsten gekrümmt sind. Im Augenblick des Auslaufbeginns hat der Reibungsmittelpunkt M des Fahrzeugs noch den Abstand m' von seinem Schwerpunkt S , den er beim Durchfahren des Bogens hatte, denn das Fahrzeug hat sich aus seiner Endstellung des Bogenlaufs noch nicht herausbewegt. m' ist leicht zu bestimmen. Alle Punkte des Fahrzeugs sind infolge der Wirkung seiner kinetischen Energie, wie wir oben gesehen haben, bestrebt, angenähert auf Geraden sich zu bewegen, die sich tangential an ihre bisherigen Kreisbögen anschließen. Ihre Querbeschleunigungen bestimmen sich also aus der Abweichung der ermittelten Auslaufbahnen von diesen tangentialen Geraden. Im Augenblick 0 ($t = 0$) hat mithin der um m' hinter S liegende M -Querschnitt des Fahrzeugs nach Gl. 5) noch den Bahnhalbmesser R_S und die Quer-

beschleunigung $b_{M_0} = \frac{v^2}{R_S} = b_0$, fast genau so groß wie während des vorausgegangenen Bogenlaufs. Im Fahrzeugquerschnitt A dagegen springt die Querbeschleunigung im Augenblick des Auslaufbeginns von b_0 auf 0 . Durch diese beiden Beschleunigungswerte ist die Querbeschleunigung aller Fahrzeugquerschnitte festgelegt, denn diese muß sich bei der angenommenen Starrheit linear ändern, wie in Abb. 4 durch die Linie $F_0 G_0$ dargestellt. Die in Fahrtrichtung vor A liegenden Querschnitte werden also vom Augenblick des Auslaufbeginns an nach außen querbeschleunigt, nicht nach innen, wie beim Bogenlauf. Während des Bogenlaufs lag die Linie FG um b_0 unter der Nulllinie VH , gleichlaufend zu dieser; beim Auslaufbeginn dreht sie sich plötzlich dem Drehsinn des Bogenlaufs entgegen, in der Abbildung links herum, in die Lage $F_0 G_0$. Beim weiteren Auslauf nehmen alle Querbeschleunigungen bis auf die von A entsprechend der Zunahme der Krümmungshalbmesser der Bahnen ab bis auf 0 , dreht sich Linie $F_0 G_0$, im Sinne des Bogenlaufs rechts herum, in die Nulllinie VH hinein.

Der Winkel ε , den in Abb. 4 Linie \overline{FG} mit \overline{VH} einschließt, stellt die veränderliche positive oder negative Winkelbeschleunigung des Fahrzeugs um eine senkrechte durch A gehende Achse dar. Während des Bogenlaufs ist $\varepsilon = 0$; beim

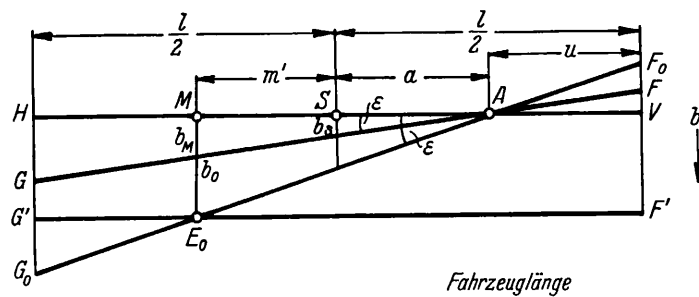


Abb. 4.

Übergang zum Auslauf springt es auf seinen größten negativen Wert $-\varepsilon_{\max} = \frac{v^2}{R} \frac{1}{a + m'} = \frac{M E_0}{M A}$ und wird während des Auslaufs stetig und schnell ≈ 0 , bleibt stets negativ. $-\varepsilon$ wächst mit zunehmendem b_M und abnehmendem $a + m$.

Die Änderungen der verschiedenen b -Ordinaten der Abb. 4 nach der Zeit stellen als $\frac{d b}{d t}$ die Querrucke dar, die die einzelnen

Querschnitte des Fahrzeugs beim Übergang vom Bogenlauf zum Auslauf und während des Auslaufs erfahren. Ohne Berücksichtigung der Elastizität von Fahrzeug und Gleis sind diese Rucke beim Übergang zum Auslauf für alle Querschnitte, bis auf den M -Querschnitt, unendlich groß, während des Auslaufs nach Gl. 9) gleich

sie steigen also außer mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit mit wachsendem c und stark mit abnehmendem Richtarm $a + m$ und nehmen während des Auslaufs wie die Krümmungen der Bahnen in allen Querschnitten stetig schnell bis auf 0 ab.

$$\frac{d b}{d t} = \frac{d \left(\frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{a + m} \cdot e^{-\frac{t \cdot v}{a+m}} \right)}{d t} = - \frac{v^3}{R} \cdot \frac{c}{(a + m)^2} \cdot e^{-\frac{v \cdot t}{a+m}} \dots 9a);$$

Stellen in Abb. 4 die Abstände der veränderlichen Geraden \overline{FG} von \overline{VH} nicht die Querbeschleunigungen b , sondern die auf die Längeneinheit des Fahrzeugs entfallenden quergerichteten

Trägheitswiderstände $b \cdot \frac{M}{l}$ dar, mit M als der Gesamtmasse und l als der Länge des Fahrzeugs, so ist der veränderliche Inhalt der zwischen \overline{FG} und \overline{VH} liegenden Fläche oder Flächen

nahezu gleich dem gesamten quergerichteten Trägheitswiderstand ΣS des Fahrzeugs, unter der im allgemeinen einigermaßen zutreffenden Voraussetzung, daß M sich ziemlich gleichmäßig über die Fahrzeuglänge l verteile. Die Summanden von ΣS greifen in den Schwerpunkten dieser Flächen an. Während des Bogen-Durchfahrens ist $\Sigma S = S'$ gleich dem Inhalt der Rechteckfläche $F' G' H V = l \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{M}{l} = \frac{v^2}{R} \cdot M$, der sogenannten „Fliehkraft“. Während des Auslaufs ist ΣS die Differenz der positiven, wie die Fliehkraft nach außen gerichteten, Kraft S_1 gleich dem Inhalt des Dreiecks GHA, und der negativen nach innen gerichteten Kraft S_2 gleich dem Inhalt des Dreiecks FVA. Danach haben S_1 und S_2 die Ausdrücke:

$$+ S_1 = b_M \cdot M \cdot \frac{\left(\frac{1}{2} + a\right)^2}{2(a+m)l} \dots \dots \dots 10)$$

und

$$- S_2 = b_M \cdot M \cdot \frac{\left(\frac{1}{2} - a\right)^2}{2(a+m)l} \dots \dots \dots 11)$$

und greifen an $\frac{2}{3} \left(\frac{1}{2} + a\right)$ hinter und $\frac{2}{3} \left(\frac{1}{2} - a\right)$ vor A. $\Sigma S = S_1 - S_2$ hat demnach den Ausdruck:

$$\Sigma S = S_1 - S_2 = b_M M \frac{a}{a+m} = M b_S \dots 12).$$

ΣS ist gleich der Querbeschleunigung b_S des Schwerpunktquerschnitts S mal der Gesamtmasse.

Das weit hinten angreifende, wie die Fliehkraft S' nach außen gerichtete S_1 und das weit vorn angreifende nach innen gerichtete S_2 suchen beide das Fahrzeug im bisherigen Bogenlaufsinne weiter zu drehen. Sie haben zusammen ein von der Trägheit des Fahrzeugs herrührendes Moment, das sich der Winkelverzögerung seiner Drehung beim Übergang aus dem Bogen in die Gerade widersetzt. Dies wirklich auftretende Moment von S_1 und S_2 sucht das führende Vorderaußenrad von der Außenschiene abzuziehen und verringert auf jeden Fall die Richtkraft P_1 , welche die Außenschiene auf das führende Vorderaußenrad ausübt; und zwar um so mehr, je größer das rechtsdrehende Moment von S_1 und S_2 in bezug auf den Reibungsmittelpunkt des Fahrzeugs ist. Der Zeit nach ist dies Moment und sein Einfluß auf P_1 am größten zu Beginn des Auslaufs, weil sowohl S_1 als S_2 verhältnismäßig $\frac{b_M}{a+m}$ ist und zu Beginn des Auslaufs b_M am größten $= \frac{v^2}{R}$ und m am kleinsten $= m'$ ist. Beim Übergang

vom Durchlaufen zum Auslaufen tritt wegen des unvermittelten Übergangs vom Gleiskreisbogen auf die Gerade plötzlich das größte Moment von S_1 und S_2 an die Stelle der bisherigen Fliehkraft S' , fällt mithin P_1 plötzlich stark ab und steigt im weiteren Verlauf des Ausfahrens mit sinkendem Moment wieder auf seinen rein statischen Wert an. Im übrigen ist das Moment von S_1 und S_2 in bezug auf M um so größer, je größer der vordere Überhang des Fahrzeugs $u = \left(\frac{1}{2} - a\right)$ über die führende Vorderachse ist und je kleiner m , der Abstand des Reibungsmittelpunkts vom Schwerpunkt, ist, also bei genügend seitenverschieblicher Vorderachse größer als bei seitenfester.

In Wirklichkeit widersetzt sich nicht nur die „Quer“- sondern auch die „Längs“-Trägheit des Fahrzeugs, d. h. seine längs vor- und rückwärts gerichtete Trägheit der Winkelverzögerung des Fahrzeugs, doch ist deren Beitrag fast immer so klein, daß sie vernachlässigt werden kann.

Wie groß nun die Richtkraft P_1 unter Wirkung der Trägheitswiderstände S' , S_1 und S_2 , der Gleitreibungswiderstände fQ' an den Radaufstandspunkten und etwaiger anderer äußerer Kräfte wird, zeigt bequem, anschaulich und hinreichend genau das Minimumverfahren*). Es sei zahlenmäßig verfolgt an einer C-Lokomotive.

C-Lokomotive ohne Tender.

Das Verfahren ist in Abb. 5a dargestellt für eine vollspurige C-Lokomotive mit drei steif und unverschieblich im Rahmen gelagerten Achsen ohne Tender. Die Lokomotive habe ein Gesamtgewicht von 51 t, das sich im Ruhezustand gleichmäßig auf die sechs Räder mit $6 Q'$ verteile, und fahre aus einem nicht überhöhten Bogen von 180 m Halbmesser mit $V = 45 \text{ km/h}$ unmittelbar in eine Gerade. Dem entspricht $b_0 = 0,87 \text{ m s}^{-2}$, f , die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rädern und Schienen, sei zunächst gleichbleibend zu 0,2 angenommen, a sei gleich 1,75 m, der Gesamttrastand $n = 3,5 \text{ m}$. Die übrigen Längenmaße gehen aus Abb. 5 a hervor. Mit diesen Zahlen-

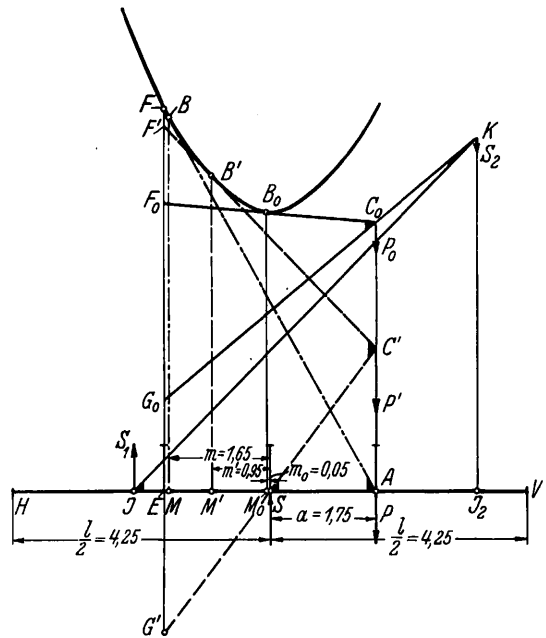


Abb. 5a.

werten erhalten wir für das Durchfahren des Bogens die Fliehkraft $S' = 0,87 \cdot \frac{51000}{9,81} \approx 4500 \text{ kg} = 2,65 f Q'$. Führt man diese Kraft, am Schwerpunkt S der Lokomotive angreifend, in das Minimumverfahren ein, erhält man aus dem Linienzuge $G'SC'B'F'EG'$ die zugehörige Richtkraft des Vorderaußenrades zu $P_1' = 2 \frac{F'G'}{AE} = 4,75 f Q' = 8100 \text{ kg}$ und mit Hilfe des Lotes

$B'M'$ auf die Fahrzeuglängsachse den zugehörigen Abstand $m' = +0,95 \text{ m}$. Bei diesem m' läuft die unverschiebliche Hinterachse bei einem Seitenspiel $\sigma = 21 \text{ mm}$ im Bogen noch frei, denn $0,95 \text{ m}$ ist kleiner als $\frac{\sigma}{n} \cdot R = \frac{21}{3500} \cdot 180 = 1,08 \text{ m}$.

Im Augenblick des Ausfahrbeginns ist b_M noch $= b_0 = \frac{v^2}{R} = 0,87 \text{ m s}^{-2}$, mithin nach Gl. 10) und 11) $+ S_{10} = 3520 \text{ kg} = 2,07 f Q'$ und $- S_{20} = 612 \text{ kg} = 0,36 f Q'$, 4,0 m hinter und 1,67 m vor A angreifend. Führt man diese Kräfte in das Minimumverfahren ein, so erhält man aus dem Linienzug

$I_1 K C_0 B_0 F_0 G_0$ die Richtkraft $P_{10} = 2 \frac{F_0 G_0}{AE} = 1,85 f Q' =$

*) Heumann, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1913, S. 104, und 1928, S. 481.

= 3150 kg = $P_{1\min}$ und mit Hilfe des Lots $B_0 M_0$ den zugehörigen Abstand $m_0 = 0,05$ m. Diesem Wert von m strebt das Fahrzeug zu Beginn des Auslaufs zunächst zu. Tatsächlich sinkt m aber nicht so weit, denn während sich gleich nach Beginn des Auslaufs die Lokomotive zur Verkleinerung von m rechts herum dreht, sinkt schon b_M , sinken mit ihm $+S_1$, $-S_2$ und stellt sich ein diesem kleineren S entsprechendes m größer als m_0 ein. Beim weiteren Auslauf sinken b_M , S_1 , S_2 , wie gesagt stetig und schnell auf ≈ 0 . Für $S_1, S_2 = 0$ erhalten

wir aus dem Linienzuge $ABFE$ die Richtkraft $P_1 = 2 \frac{EF}{AE} =$

= 3,57 f Q' = 6070 kg und mit Hilfe des Lots $\overline{BM} m = 1,65$ m, mit dem die Lokomotive hinten frei läuft, da sie sich schon in der Geraden befindet. Hiernach würde während des Auslaufs P_1 wieder stetig von seinem Mindestwert 3150 kg zu Beginn auf 6070 kg am Schluß des Auslaufs zunehmen und dann plötzlich auf 0 sinken. Dieser unwahrscheinliche Verlauf setzt voraus ein gleichbleibendes f . In Wirklichkeit nimmt f ab mit zunehmender Verringerung der Ablenkung des Fahrzeugs aus seiner Rollrichtung oder mit abnehmender Krümmung $\frac{1}{R_M}$

der Bahn von M . Somit wird in Wirklichkeit während des Auslaufs P_1 nicht bis auf 6070 kg sondern nur bis auf einen kleineren Wert ansteigen und dann allmählich auf 0 abnehmen.

P_1 wird bei dem betrachteten Fahrzeug also nicht negativ, sondern bleibt auch im „ungünstigsten“ Augenblick des Auslaufbeginns noch ziemlich groß. Die Massenträgheit zusammen mit der Gleiseinwirkung kann bei guter Gleislage nicht zu negativem P_1 oder gar zu Vorderinnenanlauf führen. Immerhin schwankt P_1 ziemlich stark, sinkt vor allem beim Übergang zum Auslauf plötzlich stark, was für die Beanspruchung der Bauteile und die Ruhe der Fahrt ungünstig ist.

Ganz ähnlich verhält sich P_1 bei zwei-, vier- und mehrachsigen Fahrzeugen dieser Art. Ist die Vorderachse dieser hinreichend verschieblich, reicht der vordere Überhang bis zur zweiten Achse, so schwankt P_1 noch stärker, wie sich ebenfalls leicht durch das Minimumverfahren nachweisen läßt.

Die Schwankungen von P_1 und die ihnen entsprechende Rucke lassen sich mildern durch Verkleinerung des vorderen Überhangs u der Lokomotive (s. oben) und durch Einschaltung eines Übergangsbogens zwischen Kreisbogen und Gerader.

Das alles gilt natürlich nur für gute Gleislage. Ist das Bogengleis nach außen verdrückt, geht es also nicht unmittelbar in die Gerade über, sondern über einen durch die Verdrückung entstandenen u. U. sehr scharfen Gegenbogen, so kann natürlich die Vorderachse in diesem zu hartem vermeintlichem Innenanlauf kommen, der in Wirklichkeit ein Außenanlauf am Anfang eines Gegenbogens ist!

C-Lokomotive mit Tender.

Der Tender übe durch seine Kupplung eine aus Keilwirkung und Reibung oder eine von beiden herrührende quergerichtete Kraft $\pm T$ auf das Hinterende der Lokomotive aus, deren Richtung verschieden ist je nach der Stellung und Relativbewegungsrichtung der einander zugekehrten Enden der beiden Fahrzeuge. T drückt die Richtkraft P_1 der Lokomotive dann am stärksten herunter, wenn schon während des Durchfahrens der Lokomotive durch den Bogen ihr Hinterende weiter innen steht als das Vorderende des Tenders und wenn während des folgenden Ausfahrens der Lokomotive ihr Hinterende sich noch weiter nach innen bewegt. Dieser praktisch mögliche Fall sei an Hand des Minimumverfahrens für die oben betrachtete C-Lokomotive in Abb. 5 b verfolgt. T sei = 2000 kg = 1,175 f Q'. Schon im Bogen dreht T zusammen mit der am Schwerpunkt der Lokomotive angreifenden Fliehkraft S' diese

so weit rechts herum, daß ihre seitenfeste und mit vollen Spurrändern versehene Hinterachse außen anläuft und damit ihr $(a + m)$ geometrisch festgelegt wird zu $\frac{n}{2}$. Dem entsprechen die Punkte M und B in Abb. 5 b; und für das Bogendurchfahren der Lokomotive erhalten wir aus dem Linienzuge $ST'G'CLB$ die positive Richtkraft der Vorderachse: $+P'_1 = 2 \frac{LG'}{AE} = 3,12 f Q' = 5300$ kg und die ebenso gerichtete Richtkraft der außen anlaufenden Hinterachse: $+P'_3 = 2 \frac{C'N}{AE} = 0,715 f Q' = 1210$ kg. Der Außenanlauf der Hinterachse verhindert starkes Absinken von P_1 . Das wird besonders

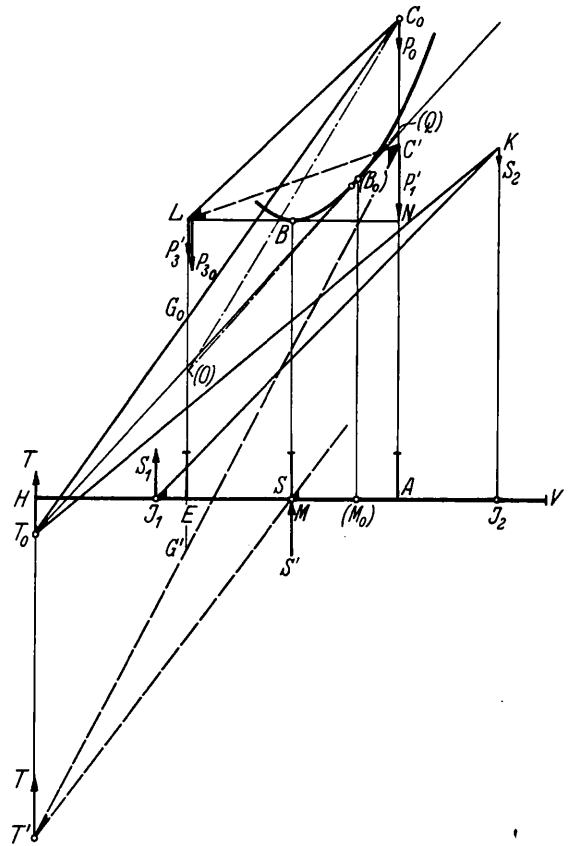


Abb. 5 b.

deutlich für den Augenblick des Ausfahrbeginns. Für ihn erhalten wir aus dem Linienzug $I_1 K T_0 C_0 LN$ die positive Richtkraft $+P_{10} = 2 \frac{L G_0}{AE} = 0,915 f Q' = 1560$ kg, bei unveränderter

Lage von M , und $+P_{30} = 2 \frac{C_0 N}{AE} = 1,91 f Q' \approx 3250$ kg; durch

das ansehnliche $+P_{30}$ wird erreicht, daß P_1 einen merklichen positiven Wert behält. Damit trotz Außenanlaufs der Hinterachse P_1 sicher negativ wird, müßte $+T$ so groß = T_0 sein, daß in Abb. 5 b die Momentensummenlinie $T_0 G_0 C_0$ links von Punkt L vorbeigeht; das dürfte sehr selten vorkommen.

Völlig sicher ist aber dieser durch $+P_{10} = 1560$ kg und $+P_{30} = 3250$ kg gekennzeichnete Gleichgewichtszustand zu Beginn des Ausfahrens nicht. Möglich ist nämlich auch der durch den Linienzug $I_1 K T_0 C_0 (0) (B_0) (Q)$ gekennzeichnete Gleichgewichtszustand, bei dem die führende Vorderachse nicht außen sondern innen anläuft, die Lage von M durch Vorderanlauf des Fahrzeugs innen und Hintenanlauf außen geometrisch festgelegt ist auf (M_0) . Durch (B_0) senkrecht über

(M_0) ist die Berührende (0) (B_0) (Q) festgelegt und damit die Größe der Richtkräfte $P_3 = 2 \frac{C_0(Q)}{A E} = 1,03 f Q' = 1750 \text{ kg}$ und

$$P_{11} = -2 \frac{(0) G_0}{A E} = 0,53 f Q' = -900 \text{ kg.}$$

In diese Lage könnte die Lokomotive aber nur kommen durch irgend ein von irgend einer groben Unregelmäßigkeit oder Störung herrührendes äußeres Kräfte moment, das sie momentan so scharf rechts herum drehte, daß sie vorne zum Innenanlauf käme. Selbst dann würde also das Vorderinnenrad nur mit der kleinen Richtkraft $P_{11} = -900 \text{ kg}$ am Innenrad festgehalten, die bei guter Gleislage niemals zu einer Entgleisung führen kann.

Im weiteren Verlauf des Ausfahrens steigt natürlich auch hier $+P_1$ zunächst wiederum etwas und fällt dann allmählich auf 0 ab. So dürfte selbst in diesem Falle bei guter Gleislage ein größeres negatives P_{11} kaum vorkommen können.

Nun ist noch die Richtigkeit der dieser ganzen Ermittlung von P_1 zugrunde liegenden Annahme nachzuprüfen, daß während des ganzen Ausfahrens der Punkt A an der geraden Außenschiene entlang läuft. Unter dieser vorläufig gemachten Annahme ergebe die Rechnung ein positives P_1 , was fast stets der Fall ist; unsere vorläufige Annahme ist dann richtig, wenn zur allein möglichen Ablenkung des Punkts A von dieser geraden Bahn nach innen, d. h. zur Ablösung des anlaufenden Rades von der Außenschiene, ein größeres P_1 nötig wäre, denn die Außenschiene, die diese Kraft P_1 zu liefern hat, kann auf ein sich von ihr ablösendes Rad niemals eine größere, sondern nur eine kleinere Richtkraft ausüben als auf ein stetig anlaufendes. Nun würde eine solche Ablösung vom Augenblick des Auslaufbeginns an bedeuten, daß der Querschnitt A des Fahrzeugs nach innen querbeschleunigt wird, etwa mit $+\Delta b$, und daß das ganze Fahrzeug im Sinne des Bogenlaufs winkelbeschleunigt wird, etwa mit $+\Delta \epsilon$ (s. Abb. 4), und zwar von A, dem Angriffspunkt von P_1 , aus. Dazu wäre ein zusätzliches ΔP_1 nötig. Zur Ablösung wäre somit stets eine Vergrößerung von P_1 nötig; die Annahme ständigen Außenanlaufs von A ist richtig. Ergibt die Rechnung bei Annahme von Außenanlauf von A ausnahmsweise ein negatives P_1 , so löst sich das Vorderaußenrad tatsächlich von der Außenschiene ab und jene Annahme sowie die darauf aufgebaute Rechnung sind nicht richtig. Zu dieser Ablösung mit der notwendigen Winkelbeschleunigung ist aber auch hier ein positives ΔP_1 erforderlich, das das negative P_1 verkleinert; durch Massenwirkung wird auch hier die Ablösungsbewegung gedämpft, so daß schon ein großes negatives P_1 von ziemlich langer Dauer erforderlich ist, damit das Vorderrad nach Durchmessung des Querspiels σ zum Anlauf an die Innenschiene kommt — immer gute Gleislage vorausgesetzt!

Das quergerichtete Kippmoment von ΣS um die Gleisoberkante verändert natürlich die Raddrücke der nicht quer ausgeglichenen Radsätze.

2. Hinterer Anlauf.

Die hier zu untersuchenden Fahrzeuge sollen nicht nur vorne außen bei A mit P_1 , sondern außerdem noch hinten innen bei J, um n hinter A gelegen, mit $P_{n/i}$ anlaufen. Beim Durchfahren des Gleiskreisbogens vom Halbmesser R liegt bekanntlich ihr Reibungsmittelpunkt M um $\frac{n}{2} + \sigma \cdot \frac{R}{n}$ hinter A, wenn σ das Seitenspiel der Radsätze im Gleisbogen bedeutet, und stets weiter vorne, als wenn das gleiche Fahrzeug bei entsprechend größerem σ hinten frei liefe. Die Auslaufbahn des Fahrzeugs ist hier geometrisch festgelegt durch die gerade Bahn von A und die Kreisbogenbahn von J. Wie sieht die Bahn eines beliebigen um $a + m_i$ hinter A liegenden, aber

nicht mit J zusammenfallenden Fahrzeugquerschnitts oder -punkts M_i aus?

Sie sei wieder bezogen auf ein Koordinatensystem, dessen X-Achse mit der Fahrzeuglängsachse in dem in Abb. 6 dargestellten Augenblick des Auslaufbeginns zusammenfällt, dessen +Y-Achse senkrecht dazu nach unten liegt und dessen Nullpunkt mit dem Beginn der Auslaufbahn von M_i zusammenfällt. Während der ganzen Dauer des Hinteninnenanlaufs wird der vordere Anlaufquerschnitt A mit $b = 0$, der hintere um n hinter A liegende Anlaufquerschnitt J mit $b_i = +\frac{v^2}{R}$ querbeschleunigt, also der um $m_i + a$ hinter A liegende M_i -Querschnitt mit $b_{M_i} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{m_i + a}{n}$. Bezeichnet R_{M_i} wieder den

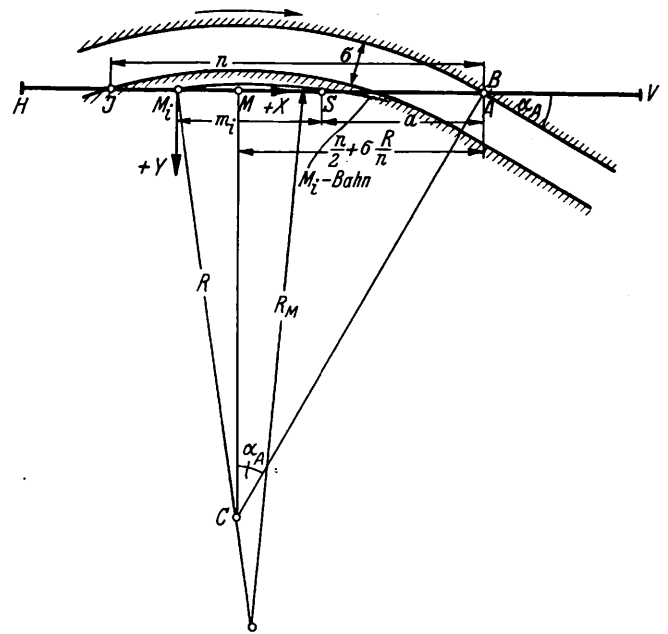


Abb. 6.

momentanen Krümmungshalbmesser der Bahn des M_i -Querschnitts während des Auslaufs mit Hinteninnenanlauf, so ist b_{M_i} auch $= \frac{v^2}{R_{M_i}}$; setzt man beide Ausdrücke für b_{M_i} gleich, erhält man:

$$\frac{v^2}{R_{M_i}} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{m_i + a}{n}$$

oder

$$R_{M_i} = R \cdot \frac{n}{m_i + a} \dots \dots \dots 13),$$

also unabhängig von x ! Die Auslaufbahn des bisher beliebigen Querschnitts M_i ist ein Kreisbogen, der sich tangential an den Durchlaufkreisbogen anschließt und der um so stärker gekrümmt ist, je weiter M_i hinter A liegt.

Auch hier ist $R_{M_i} \approx \frac{1}{\frac{d^2 y}{d x^2}}$ oder $\frac{d^2 y}{d x^2} \sim \frac{m_i + a}{n} \cdot \frac{1}{R}$ oder

die Neigung der M_i -Bahn an der beliebigen Stelle x gegen die X-Achse oder Ausgangsstellung der Fahrzeuglängsachse:

$$\frac{d y}{d x} = \frac{m_i + a}{n} \cdot \frac{1}{R} \int_0^x d x + C_1 = \frac{m_i + a}{n} \cdot \frac{x}{R} + C_1;$$

C_1 , die Neigung der Bahn in der Ausgangsstellung — oder $x = 0$ — ist nach Abb. 6

$$= - \frac{(m_i + a) - \left(\frac{n}{2} + \frac{\sigma}{n} \cdot R \right)}{R};$$

somit ist

$$\frac{dy}{dx} = \frac{m_1 + a}{n} \cdot \frac{x}{R} - \frac{m_1 + a}{R} + \frac{n}{2R} + \frac{\sigma}{n} \dots 14)$$

und

$$y = \frac{m_1 + a}{n \cdot R} \int x \cdot dx + \left(\frac{n}{2R} + \frac{\sigma}{n} - \frac{m_1 + a}{R} \right) \int dx + C_2.$$

Für $x = 0$ ist $y = 0$, also ist $C_2 = 0$ und

$$y = \frac{m_1 + a}{n} \cdot \frac{x^2}{2R} + x \cdot \left(\frac{n}{2R} + \frac{\sigma}{n} - \frac{m_1 + a}{R} \right) \dots 15).$$

Nun sei M_1 diejenige unten genauer bestimmte Lage des Reibungsmittelpunkts, die dieser bei hinterem Freilauf des gleichen Fahrzeugs einnimmt; dann erreichen diese Kreisbahn von M_1 und der Hinteninnenanlauf ihr Ende, sobald die Fahrzeuglängsachse sie berührt, d. h. sobald die Neigung δ der Fahrzeuglängsachse gegen die X-Achse gleich $\frac{dy}{dx}$ der Gl. 14) wird.

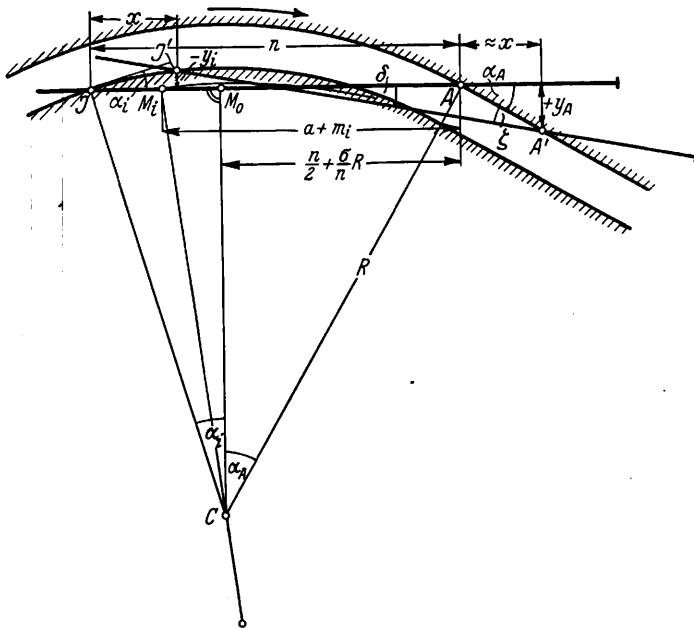


Abb. 7.

δ hat nach Abb. 7 den Ausdruck:

$$\delta = \frac{+y_A + (-x_1)}{n}$$

oder mit den aus Abb. 7 ablesbaren Beziehungen:

$$y_A = \alpha_A \cdot x, \quad \alpha_A = \frac{\frac{n}{2} + \frac{\sigma}{n} \cdot R}{R}$$

$$y_I \approx \frac{x^2}{2R} - \alpha_I \cdot x, \quad \alpha_I = \frac{\frac{n}{2} - \frac{\sigma}{n} \cdot R}{R}$$

$$\delta = \frac{x}{R} - \frac{x^2}{2R \cdot n}.$$

Setzt man diesen Ausdruck gleich dem für $\frac{dy}{dx}$ nach Gl. 14),

so erhält man dasjenige $x = x_1$, bei dem der Hinteninnenanlauf aufhört, der Hintenfreilauf beginnt, zu

$$x_1 = n - (a + m_1) \pm \sqrt{(a + m_1)^2 - 2R\sigma} \dots 16).$$

$a + m_1$ muß mindestens gleich $\frac{n}{2} + \sigma \frac{R}{n}$ sein, damit im Bogen überhaupt Innenanlauf auftritt, weil, wie schon oben gesagt, beim gleichen hinten freilaufenden Fahrzeug der Reibungsmittelpunkt stets weiter hinten liegt als beim hinten anlaufenden. Praktische Bedeutung haben natürlich nur die positiven

x_1 -Werte. Für das kleinstmögliche $(a + m_1) = \frac{n}{2} + \sigma \frac{R}{n}$ ergibt

sich $x_1 = 0$, d. h. verschwindet der Kreisast des Hinteninnenanlaufs ganz, löst sich die im Bogen innen anlaufende Hinterachse schon bei Auslaufbeginn von der Innenschiene ab. Im übrigen wächst x_1 mit zunehmendem $a + m_1$.

In diesem Augenblick des Übergangs zur Freilaufbahn hat die Fahrzeuglängsachse gegen die Längsrichtung des geraden Anschlußgleises die Neigung

$$\zeta = \alpha_A - \delta = \frac{n}{2R} + \frac{\sigma}{n} - \frac{x_1}{R} + \frac{x_1^2}{2Rn},$$

nach Gl. 16):

$$\zeta = \frac{a + m_1}{R} \cdot \frac{(a + m_1) \mp \sqrt{(a + m_1)^2 - 2R\sigma}}{n} \dots 17).$$

Läßt man die X-Achse des Koordinatensystems der nunmehr beginnenden Freilaufbahn des Punktes M_1 mit der um δ gegen die Ausgangsstellung geneigten Fahrzeuglängsachse zusammenfallen und rechnet man die x und y dieser Freilaufbahn von ihrem Beginn an, so gelten die Gl. 4), 5), 6) sinngemäß auch für diesen Bahnast. Sie lauten daher, wenn wir wieder ein mittleres gleichbleibendes $m = m_1$ für diesen Ast einsetzen:

$$y = \zeta \cdot (a + m_1) \left(e^{-\frac{x}{a + m_1}} - 1 + \frac{x}{a + m_1} \right) \dots 4a)$$

$$\frac{dy}{dx} = \zeta \cdot \left(1 - e^{-\frac{x}{a + m_1}} \right) \dots 6a)$$

$$R_M = \frac{a + m_1}{\zeta} \cdot e^{\frac{x}{a + m_1}} \dots 5a)$$

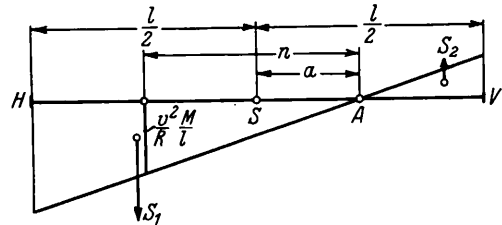


Abb. 8.

Der Freilaufast der M_1 -Auslaufbahn beginnt also mit

$$R_{2M} = R \frac{n}{(a + m_1) \mp \sqrt{(a + m_1)^2 - 2R\sigma}} \dots 5b).$$

Nun ist noch die Lage von M_1 zu bestimmen. Da während des ganzen Auslaufabschnitts mit Hinteninnenanlauf die Krümmungshalbmesser der Bahnen aller Fahrzeugquerschnitte und die zugehörigen Querbeschleunigungen nahezu unverändert bleiben, bleiben während desselben auch die Tragheitswiderstände S_1 und S_2 nahezu unverändert. Sie haben die Ausdrücke (s. Abb. 8):

$$S_1 = \frac{M}{l} \frac{v^2}{R} \left(\frac{l}{2} + a \right)^2$$

und

$$S_2 = \frac{M}{l} \frac{v^2}{R} \left(\frac{l}{2} - a \right)^2$$

und greifen am Fahrzeug an $\left(\frac{l}{2} + a \right) \cdot \frac{2}{3}$ hinter A und $\left(\frac{l}{2} - a \right) \cdot \frac{2}{3}$ vor A. Führt man diese Kräfte in das Minimumverfahren ein, so erhält man genau wie oben (Abb. 5a) die zugehörige Richtkraft P_1 und den Abstand $m_1 + a$ des Reibungsmittelpunkts M_1 von A, auf den $m + a$ während des Hinteninnenanlaufs vom

Anfangswert $m_0 + a = \frac{n}{2} + \frac{\sigma}{n} R$ anwächst. Sobald M diese Lage M_i erreicht hat, wird $P_{ni} = 0$, hört der Hinteninnenanlauf auf, beginnt der Hintenfreilauf.

Auch hier sinkt P_1 beim Übergang zum Auslauf plötzlich auf einen niedrigeren aber immerhin noch ansehnlichen Wert und nimmt während des Hinteninnenanlaufs und des folgenden Hintenfreilaufs zunächst wieder zu. P_{ni} nimmt während des Hinteninnenanlaufs allmählich auf 0 ab. Diese Kräfte sind in ihrem ganzen Verlauf leicht mit Hilfe des Minimumverfahrens zu bestimmen.

3. Helmholtz- oder Baldwin-Gestell.

Ein voranlaufendes Helmholtz- oder Baldwin-Gestell läuft fast stets sowohl im Bogen als beim Auslauf aus diesem in die Gerade mit beiden Achsen außen an. Durch die Auslaufbahn dieser beiden Führungspunkte A und E auf Gerader und Kreisbogen ist die Bahn des ganzen Gestells festgelegt. Für einen im beliebigen Abstand c hinter A auf der Gestell-längsachse gelegenen Punkt C gelten die Gl. 13) bis 15) für Hinteninnenanlauf mit $\sigma = 0$ und c statt a + m_i. Sie lauten also:

$$R_C = R \frac{n}{c} \dots \dots \dots 18),$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{R} \left[\left(\frac{n}{2} - c \right) + x \frac{c}{n} \right] \dots \dots \dots 19)$$

und

$$y = \frac{x}{R} \left(\frac{n}{2} - c \right) + \frac{x^2}{2R} \cdot \frac{c}{n} \dots \dots \dots 20).$$

Die Auslaufbahn von C ist daher ein sich tangential an seine Durchlaufbahn anschließender Kreisbogen und läuft schon nach $x = n$ bzw. $t = \frac{n}{v}$ in die Außenschienengerade ein.

Sie ist also noch viel kürzer als die des entsprechenden Punktes M_i beim hinten innen anlaufenden Fahrzeug und hat im Unterschied von dieser während ihrer ganzen Dauer den gleichen Krümmungshalbmesser, der, umgekehrt verhältnisgleich c, bei Vorrücken des Punktes C von E nach A von $R_C = R$ bis auf $R_C = \infty$ zunimmt. Die Querbesehleunigung von A verhält sich wie oben. Die Querbesehleunigung von C fällt im Augenblick des Auslaufbeginns plötzlich von $\frac{v^2}{R}$ auf $\frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{n}$, behält diesen Wert bis zum Auslaufende während der Zeit $t = \frac{n}{v}$ bei und fällt dann plötzlich auf 0.

Ein amerikanisches Laufdrehgestell, das sich leicht drehen kann gegenüber dem Hauptgestell, verhält sich wie ein steifachsiges Fahrzeug, läuft meistens hinten frei. Die Massenwirkungen dieser Drehgestelle sind stets verhältnis-mäßig klein.

A. b) Mehrgliedrige in sich starre Fahrzeuge,

d. h. solche, deren Glieder in sich starr und gelenkig, aber unelastisch miteinander verbunden sind.

1. Hauptgestell mit vorderem seitlich unverschieblichem Drehgestell.

Wird das Hauptgestell eines mehrgliedrigen Fahrzeugs vorne nicht unmittelbar durch das Gleis geführt, sondern mittelbar, durch den Drehzapfen D eines mehrachsigen voranlaufenden Drehgestells, das seinerseits unmittelbar durch das Gleis geführt wird, und können die beiden Gestelle sich in D wohl gegeneinander verdrehen, aber nicht gegeneinander seitlich verschieben, so tritt für das Hauptgestell die Bahn von D an die Stelle derjenigen von A der bisher betrachteten eingliedrigen Fahrzeuge. Die Auslaufbahn des Hauptgestells ist dann

festgelegt durch diejenige des Punktes D und seines Reibungsmittelpunktes M, bzw. M_i . Sie beginnt, sobald die führende Drehgestellvorderachse den Punkt B der Außenschiene überschreitet. Von diesem Augenblick an gelten für die Auslaufbahn von D die Gl. 18) bis 20), wenn ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell, und die Gl. 7) bis 9), wenn ein amerikanisches Gestell führt. Bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-

Gestell läuft die Bahn von D nach der sehr kurzen Zeit $\frac{nD}{v}$ — mit nD als dem Drehgestellradstand — bei Führung durch ein amerikanisches Laufgestell läuft sie streng genommen erst nach unendlich langer, nahezu nach ziemlich kurzer Zeit in die Außenschienengerade über. Die Gleichungen der Bahn des Punktes M bzw. M_i sind unten im Anhang zu Teil B aufgestellt, hier noch nicht verständlich.

Die Trägheitswiderstände des Fahrzeugs können für die wichtigsten Auslaufpunkte auch ohne genaue Kenntnis der Bahngleichungen bestimmt werden. Im Gegensatz zum Verlauf beim eingliedrigen Fahrzeug fällt hier die Querbesehleunigung b_D des vorderen Führungspunktes D des Hauptgestells im Augenblick des Auslaufbeginns ($t = 0$), nicht plötzlich von $\frac{v^2}{R}$ auf 0. Bei Führung durch ein vorderes Helmholtz- oder Baldwin-Gestell fällt vielmehr b_D im Augenblick des Auslaufbeginns plötzlich von $\frac{v^2}{R}$ auf $\frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{nD}$, behält diesen Wert

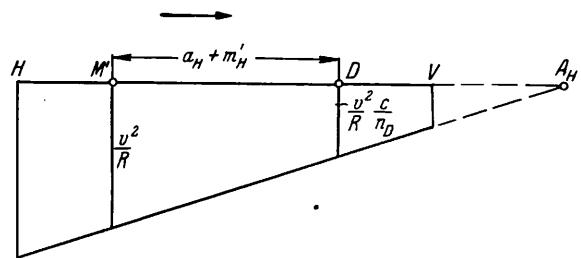


Abb. 9.

während der kurzen darauffolgenden Zeit $t = \frac{nD}{v}$ bei und springt dann endgültig auf 0. Bei Führung durch ein amerikanisches Gestell dagegen fällt b_D bei $t = 0$ nach Gl. 9) plötzlich von $\frac{v^2}{R}$ auf $\frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{a + m'}$, — mit a und m' für das Dreh-

gestell — und nimmt beim weiteren Auslauf stetig und schnell auf ≈ 0 ab. $a + m'$ ist hier stets kleiner als nD . Demgemäß springt der Nullpunkt der Querbesehleunigungen des Hauptgestells bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-

Gestell bei $t = 0$ in einen um $\frac{nD}{nD - c} (a_H + m_H')$ vor dem

Reibungsmittelpunkt M' des Hauptgestells beim Durchfahren des Kreisbogens gelegenen Punkt A_H der Fahrzeuglängsachse (s. Abb. 9) — wenn $a_H + m_H'$ hier den Abstand DM' des Hauptgestells bedeutet — bleibt hier während $t = \frac{nD}{v}$ liegen

und springt dann hinein in den Punkt D, wo er bis zum Schluß des Ausfahrens liegen bleibt. Bei Führung durch ein amerikanisches Gestell dagegen springt der Nullpunkt der Quer-

besehleunigungen bei $t = 0$ in einen um $\frac{a + m'}{a + m' - c} (a_H + m_H')$

vor M' gelegenen Punkt der Fahrzeuglängsachse und verschiebt sich von hier sofort stetig und schnell rückwärts bis dicht an Punkt D heran, den er streng genommen erst in unendlich langer Zeit erreicht. Danach lassen sich S_1, S_2 für den Beginn des Auslaufs und das zugehörige P_1 sinngemäß wie oben bestimmen. Das vordere Drehgestell bewirkt also, daß im kritischen Augenblick des Auslaufbeginns der

Nullpunkt der Querbesehleunigung vorgeschoben wird, die Winkelverzögerung ε , das sich dieser widersetzen Moment der quergerichteten Trägheitswiderstände S_1 und S_2 (siehe oben) kleiner werden und daß P_1 weniger stark absinkt, daß im ganzen das Ausfahren sanfter vor sich geht, als beim Fahrzeug ohne vorderes Drehgestell.

2. Brücken-Hauptgestell mit vorderem und hinterem Drehgestell mit unverschieblichem Drehzapfen.

Wird das Hauptgestell eines Fahrzeugs lediglich als Brücke mittelbar durch ein vorderes und ein hinteres mehrachsiges Drehgestell mit nicht seitenverschieblichem Drehzapfen geführt, wie z. B. Garrat-Dampf-, elektrische Lokomotiven und gewisse Wagen, so wird seine Bahn festgelegt durch die seiner beiden Drehgestelldrehzapfen D_1 und D_2 . Sobald die Vorderachse des vorderen Drehgestells den Gleispunkt B überschreitet, beginnt die Auslaufbahn von Punkt D_1 nach Gl. 7) bis 9) oder 13) bis 17), 4a) bis 6a), während D_2 sich auf dem Gleiskreisbogen weiter bewegt. Sobald die Vorderachse des hinteren Drehgestells den Gleispunkt B überschreitet, beginnt die Auslaufbahn von Punkt D_2 nach den gleichen Gleichungen. In diesem Augenblick ist D_1 bereits ganz oder fast ganz je nach der Bauart des vorderen Drehgestells und dem Verhältnis seines Radstandes n_D zum Drehzapfenabstand in die Anschlußgerade eingelaufen. Danach sind die Querbesehleunigungen von D_1 und D_2 , die Lage der Besehleunigungsnullpunkte, ε , S_1 , S_2 , die Querrucke und P_1 des Ausfahrens leicht zu bestimmen, die auch hier sehr günstig durch die Drehgestellführung beeinflusst werden.

B. In sich elastische Fahrzeuge.

Ist die innere Reibung der Tragfedern und die Reibung zwischen Achsbuchsgleitbacken und -führungen nicht groß, so kann schon ein eingliedriges Fahrzeug nicht mehr als in sich starr angesehen werden, sondern dreht sich beim Einfahren in einen Gleisbogen mit großem v der gefederte Fahrzeugteil infolge seiner Trägheit nicht so schnell in den Bogen hinein wie der ungefederte durch das gekrümmte Gleis unmittelbar geführte und hineingezwangene, sondern bleibt zunächst etwas hinter ihm zurück. Er dreht sich dabei gegenüber dem ungefederten Teil nach außen um eine wagerechte in Fahrzeuglängsrichtung liegende Achse, die mit X—X bezeichnet sei, unter zusätzlicher Zusammendrückung der äußeren und fast ebenso großer Dehnung der inneren Tragfedern, kehrt bei einem gewissen Spannkraftunterschied der äußeren und inneren Tragfedern die Richtung dieser seiner Relativdrehung um, schwingt nach innen, macht noch eine, bei sehr kleiner Reibung noch einige weitere Schwingungen und kommt endlich im Bogen bei sehr guter Gleislage und bei ausreichender Gleisbogenlänge zur relativen Ruhe gegenüber dem ungefederten Teil, und zwar in einer äußeren Schräglage, die der Fliehkraft des gefederten Teils entspricht, gekennzeichnet durch die zusätzliche Tragfederzusammendrückung und -dehnung $\pm z_0$. Dieser Fall der relativen Ruhelage bei $\pm z_0$ sei als „Regelfall“ bezeichnet, wenn er auch tatsächlich infolge von Unregelmäßigkeiten nicht oft erreicht wird. In dieser Lage durchfährt unter den obigen Voraussetzungen der gefederte Teil den Bogen. Vom Augenblick des Auslaufbeginns an sinkt nun ganz ähnlich wie beim in sich starren Fahrzeug sein quer nach außen gerichteter Trägheitwiderstand. Sobald er so tief gesunken ist, daß der $\pm z_0$ entsprechende Tragfederdruckunterschied abzüglich Reibung und Gewichtswirkung (s. unten) das Übergewicht über ihn bekommt, beginnt der gefederte Teil aus seiner $\pm z_0$ - äußeren Schräglage nach innen um die X—X-Achse zurückzuschwingen, und zwar über seine Mittellage hinaus bis in eine größte innere Schräglage, gekennzeichnet durch $\pm z_1$, kehrt hier um und kommt nach einem oder einigen

weiteren schwächeren Ausschlägen zur relativen Ruhe, in der Nähe der Mittellage.

Ist die Länge des Kreisgleisbogens oder genauer die Zeit, in der er durchfahren wird, so klein, daß die beim Einfahren in ihn eingeleiteten Schwingungen des gefederten Teils in dieser Zeit nicht ausklingen können bis in die seiner Fliehkraft entsprechende relative Ruhelage, so kann diejenige Tragfederzusammendrückung und -dehnung, von der aus beim Ausfahren das Rückschwingen des gefederten Teils beginnt, größer oder kleiner als $\pm z_0$ sein. Je mehr sie $\pm z_0$ übersteigt, desto stärker werden die Ausfahrtschwingungen mit ihren Massewirkungen. Auf jeden Fall können diese Ausfahrtschwingungen, namentlich die erste Rückschwingung von außen nach innen, den quergerichteten Trägheitswiderstand des Fahrzeugs und seine Richtkräfte stark beeinflussen.

Das Einfahren solcher Fahrzeuge in Bögen habe ich in der Arbeit „Das Einfahren von Lokomotiven in Gleisbögen*“ untersucht. Die Ansätze dieser Untersuchung, die hier in ihren Grundzügen als bekannt vorausgesetzt wird, lassen sich auf die vorliegende Aufgabe sinngemäß übertragen. Hier sei allein der durch Zurückschwingen aus $\pm z_0$ gekennzeichnete „Regel“-Fall betrachtet, woraus sich leicht die Behandlung anderer, auch des Gegenbogenlaufs, ergibt. Wir fassen die wirklichen Besehleunigungen und Trägheitswiderstände des Fahrzeugs auf als zusammengesetzt aus den Besehleunigungen und Trägheitswiderständen des ganzen als in sich starr angesehenen Fahrzeugs und aus den Sonderbesehleunigungen und -trägheitswiderständen des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten. Jene sind bekannt, diese sind erst zu ermitteln.

Für die Winkelbesehleunigung ε_x dieser Relativdrehung des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten oder des „Wankens“ eines eingliedrigen Fahrzeugs oder des Hauptgestells eines mehrgliedrigen beim Ausfahren erhalten wir folgende allgemeine Differentialgleichung. Die X—X-Achse dieser Winkelbesehleunigung liegt in der Fahrzeuglängsachse in der Höhe der Achsmitten, um r über S. O., s. meine Arbeit von 1936. Es bezeichne:

- h die Höhenlage des Schwerpunkts des gefederten Teils über der X—X-Achse;
- M die Masse des gefederten Teils,
- I_x sein Trägheitsmoment um seine waagerechte Längs-Schwerachse,
- n die Zahl der nicht quer ausgeglichenen Radsätze des Fahrzeugs,
- o den Abstand der Tragfedermitten von der Fahrzeuglängsachse,
- p die Tragfederkonstante, bei den Federn aller Räder gleich angenommen,
- Q die in Mittelruhelage des gefederten und ungefederten Teils auf eine Achsbuchse entfallende Last,
- η den Beiwert der auf Q bezogenen inneren Reibung der Tragfedern (s. meine Arbeiten 1936),
- ϑ den Beiwert der auf Q bezogenen Gleitbackenreibung**),
- t die Zeit, vom Rückschwingbeginn an gerechnet,
- $\pm z$ die zusätzliche Zusammendrückung der äußeren und ebenso groß angenommene Dehnung der inneren Tragfedern zur beliebigen Zeit t,
- + b_s die nach innen gerichtete Querbesehleunigung, die der Schwerpunkt S des gefederten Teils zur Zeit t haben würde, wenn dieser Teil in relativer Ruhe zum ungefederten wäre.

* Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936. 1. Mai und 15. August.

** Diese Gleitbackenreibung ist schwer allgemein zu bestimmen. Nicht nur bei ziehenden, sondern auch bei den hier vorliegenden weder ziehenden noch gebremsten Radsätzen wird sie in erster Linie vom Achsdruck, also auch von Q abhängen.

Berücksichtigen wir das kleine statische Moment $2 n Q \cdot h \frac{z}{o}$ des Eigengewichts des gefederten Teils $2 n Q$ bei dessen $\pm z$ entsprechender Schrägstellung und das Moment der Gleitbackenreibung $2 n Q \cdot \vartheta$ in bezug auf die X-X-Achse, so ist nach der schematischen Abb. 10 und der Gl. 3) meiner Arbeit von 1936 während des ersten Zurückschwingens aus der $\pm z_0$ -Anfangslage die von außen nach innen positiv gerechnete Winkelbeschleunigung

$$+\epsilon_x = -\frac{b_s}{h} \cdot \frac{M h^2}{M h^2 + I_x} + z 2 n o \frac{p - Q \cdot \frac{h}{o^2}}{M h^2 + I_x} - 2 n o Q \frac{\eta + \vartheta}{M h^2 + I_x} = \frac{d^2 z}{d t^2} \cdot \frac{1}{o} \dots \dots \dots 21a).$$

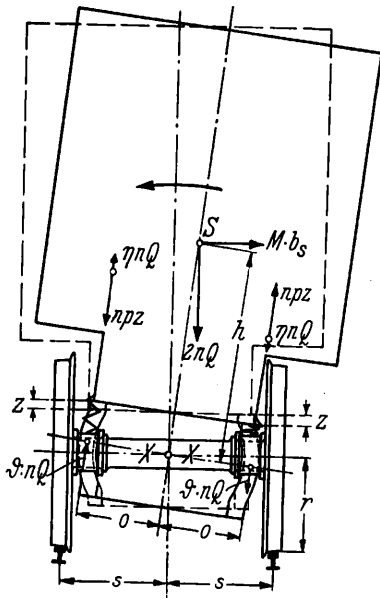


Abb. 10.

Ist b_s als $f(t)$ so bekannt, daß diese Differentialgleichung lösbar ist, kann daraus z und $\epsilon_x = -\frac{d^2 z}{d t^2} \cdot \frac{1}{o}$ ermittelt werden.

Das ist die eine innere Relativschwingbewegung in sich elastischer Fahrzeuge, die schon bei eingliedrigen Fahrzeugen auftritt. Eine zweite kann auftreten bei mehrgliedrigen aus Hauptgestell und einem oder mehreren gegen dieses gegen Federkraft seitlich verschieblichen Drehgestellen bestehenden Fahrzeugen; hier schwingt beim Ausfahren das Hauptgestell infolge Änderung seines querverrichteten Trägheitswider-

standes gegenüber den Drehgestellen um eine senkrechte sich stark verschiebende Achse. Zunächst betrachten wir

B. a) Eingliedrige Fahrzeuge

mit der ersten Relativbewegung. Sie sollen hinten frei laufen, dann ist nach Gl. 9) mit $c = a$

$$b_s = \frac{v^2}{R_M} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m} e^{-\frac{v t}{a+m}}$$

Darin rechnet aber t von Beginn des Ausfahrens an, fällt also nur dann mit dem t der Gl. 21a) zusammen, wenn das Rückschwingen des gefederten Teils schon genau im Augenblick des Auslaufbeginns anfängt: fängt es erst um c später an als der Auslauf, so ist $t + c$ statt t in den Ausdruck für b_s einzusetzen. c wird unten genauer bestimmt. Der Abstand m des Reibungsmittelpunkts vom Schwerpunkt ist auch hier veränderlich. Zur Ermittlung von z und ϵ_x als $f(t)$ setzen wir wieder einen konstanten Mittelwert m_1 von m ein. Mit diesem Ausdruck für b_s nimmt die obige Differentialgleichung für z folgende Form an:

$$\frac{d^2 z}{d t^2} + z 2 n o^2 \frac{p - Q \cdot \frac{h}{o^2}}{M h^2 + I_x} - 2 n o^2 Q \frac{\eta + \vartheta}{M h^2 + I_x} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m_1} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M h}{M h^2 + I_x} \cdot e^{-\frac{v(t+c)}{a+m_1}}$$

oder, anders geschrieben:

$$\frac{d^2 z}{d t^2} + \frac{2 o^2 n p}{M h^2 + I_x} \left(1 - \frac{Q}{h} \cdot \frac{h}{o^2} \right) \left\{ z - \frac{\frac{Q}{p} (\eta + \vartheta)}{1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2}} \right\} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m_1} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M h^2}{M h^2 + I_x} \cdot e^{-\frac{v(t+c)}{a+m_1}} \dots 21),$$

deren Lösung unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen: $z = z_0$ und $\frac{dz}{dt} = 0$ bei $t = 0$ für den wichtigsten Fall $c = 0$ lautet:

$$z = \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} + \cos t \sqrt{A} \left\{ z_0 - \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} - \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \right\} + \sin t \sqrt{A} \left\{ \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot \frac{v}{(m_1+a)\sqrt{A}} \right\} + \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot e^{-\frac{v}{a+m_1} \cdot t} \dots 22)$$

und $e_x = -\frac{d^2 z}{d t^2} \cdot \frac{1}{o}$,

$$\epsilon_x = \frac{\cos t \sqrt{A}}{o} \left\{ z_0 - \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} - \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \right\} \cdot A + \frac{\sin t \sqrt{A}}{o} \left\{ \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot \frac{v \cdot \sqrt{A}}{(m_1+a)} \right\} - \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot \frac{1}{o} \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2 \cdot e^{-\frac{v}{a+m_1} \cdot t} \dots 23)$$

mit

$$A = \frac{2 o^2 \cdot n p}{M h^2 + I_x} \left(1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2} \right)$$

und

$$B = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m_1} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M h^2}{M h^2 + I_x}$$

z und ϵ_x setzen sich zusammen aus den Ordinaten einer Sinuslinie der Schwingungsdauer $2\pi \cdot \sqrt{\frac{1}{A}}$ und den stetig und schnell abnehmenden einer e-Funktion der Zeit. Vor allem interessiert der Verlauf von ϵ_x über der Zeit; er ist dargestellt in Abb. 11.

Das Schwingen des gefederten Teils mit positivem ϵ_x beginnt im Augenblick c des Auslaufs, in dem das Moment der mit $\pm z_0$ zusätzlich gespannten und gedehnten Tragfedern abzüglich des statischen Moments des Gewichts des gefederten Teils und des Moments der inneren Tragfeder- und Gleitbackenreibung gleich dem Moment des sinkenden querverrichteten Trägheitswiderstandes des noch in relativer Ruhe zum unge-

federten Teil befindlichen gefederten Teils in bezug auf die X-X-Achse geworden ist, d. h. sobald:

$$2 n o p \left\{ z_0 \left(1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2} \right) - \frac{Q}{p} (\eta + \vartheta) \right\} \geq \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m} \cdot e^{-\frac{v}{a+m} c} M h$$

geworden ist, wie sich auch aus Gl. 21) bei Nullsetzung von t und $\frac{d^2 z}{d t^2}$ und mit $z = z_0$ ergibt. c ist demnach gleich

$$c = \frac{a+m}{v} \ln \frac{\frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m} M h}{2 n o p \left\{ z_0 \left(1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2} \right) - \frac{Q}{p} (\eta + \vartheta) \right\}} \dots 24).$$

c wird unendlich, d. h. der gefederte Teil schwingt überhaupt nicht aus seiner $\pm z_0$ -Ruhelage zurück, wenn

$$z_{0\infty} \leq \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} \dots \dots \dots 25)$$

ist.

c wird = 0, d. h. der gefederte Teil beginnt sich bereits im Augenblick des Auslaufbeginns gegenüber dem ungefederten zu drehen, wenn

$$2 n o p \left\{ z_0 \left(1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2} \right) - \frac{Q}{p} (\eta + \vartheta) \right\} \geq \frac{v^2}{R} \cdot \frac{a}{a+m} M h$$

oder

$$z_{00} \geq \frac{\frac{1}{Q} \frac{v^2}{R} \frac{a}{a+m} \frac{M h}{2 n o} + \eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} \dots \dots \dots 26)$$

ist.

Bei $c > 0$ d. h. Rückschwingbeginn erst nach Ausfahrbeginn kann natürlich ϵ_x nur mit 0 beginnen: bei $c = 0$ dagegen kann ϵ_x mit einem kleinen positiven Wert beginnen, s. Abb. 11. Es hat nach Gl. 23) mit $t = 0$ den Ausdruck:

$$\epsilon_{x_0} = \frac{A}{o} \left\{ z_0 - \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} \right\} - \frac{B'}{o} \dots \dots \dots 27)$$

$$t_1 \approx \frac{1}{\sqrt{A}} \arcsin \frac{\frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot \frac{v}{(a+m_1) \cdot \sqrt{A}}}{\sqrt{\frac{B^2}{\left\{A + \left(\frac{v}{a+m}\right)^2\right\}^2} \cdot \frac{v^2}{(m+a)^2 A} + \left\{z_0 - \frac{\eta + \vartheta}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} - \frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2}\right\}^2}} \dots \dots \dots 28).$$

Aus dem Aufbau der Gl. 22) und 23) für z und ϵ_x ohne das letzte Glied, das wie gesagt bei $t = t_1$ vernachlässigt werden kann, ergibt sich, daß bei t_1 auch $-\epsilon_x$ seinen Höchstwert annimmt.

Etwas weitere Schwingungen des gefederten Teils seien nicht verfolgt, obwohl das mit Hilfe der abgeleiteten Beziehungen ohne weiteres möglich ist. Wegen der Reibung der

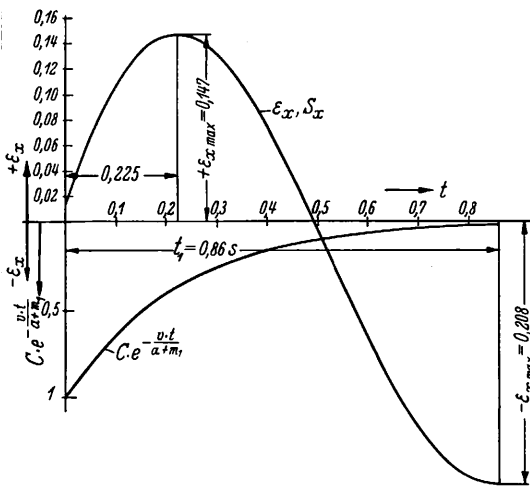


Abb. 11.

Tragfedern und Gleitbacken müssen auf ihnen die Beschleunigungen und zugehörigen Massenwirkungen stark abnehmen.

Die Tragfederzusammendrückung z_0 zu Beginn des Ausfahrens bestimmen wir in folgender Weise. Gleichgewicht beim Durchfahren des Gleisbogens verlangt die Erfüllung folgender Gleichung des Moments der am gefederten Teil in Querebenen liegenden Kräfte um die XX-Achse, s. Abb. 10 oben — mit der Fliehkraft des gefederten Teils S statt M_{bS} und z_0 statt z —:

$$S h + 2 n Q z_0 \frac{h}{o} = 2 n o p \left\{ z_0 \pm (\eta + \vartheta) \frac{Q}{p} \right\}.$$

Das zweite Glied in der Klammer: $(\eta + \vartheta) \frac{Q}{p}$ kann positiv und negativ sein; bei einiger Dauer des Durchfahrens, die

mit dem B-Wert für $t = 0$: $B' = \frac{v^2}{R} \frac{a}{a+m'} \frac{o}{h} \frac{M h^2}{M h^2 + I_x}$. z_0 wird unten bestimmt.

Im weiteren Verlauf der betrachteten ersten Schwingbewegung steigt ϵ_x schnell auf seinen positiven Höchstwert

+ ϵ_{xmax} , den man aus Gl. 23) erhält, indem man $\frac{d\epsilon_x}{dt} = 0$ setzt, sinkt dann schnell auf 0 und wird stark negativ, d. h. die nach innen gerichtete Schwingbewegung wird stark verzögert. In einem gewissen Zeitpunkt t_1 kehrt der gefederte Teil seine nach

innen gerichtete Bewegungsrichtung um, ist $\frac{dz}{dt} = 0$. In diesem

Zeitpunkt ist $\frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot e^{-\frac{v}{a+m_1} \cdot t_1}$ stets schon so klein,

daß es vernachlässigt werden kann. Somit ergibt sich nach Gl. 22) t_1 zu:

$$\frac{B}{A + \left(\frac{v}{a+m_1}\right)^2} \cdot \frac{v}{(a+m_1) \cdot \sqrt{A}}$$

hier angenommen ist, dürfte es angenähert Null sein; somit erhalten wir mit $S = M \cdot \frac{v^2}{R}$ und $2 n Q = M g$:

$$z_0 = \frac{v^2}{R} \frac{1}{g} \frac{h}{o} \cdot \frac{1}{\frac{p}{Q} - \frac{h}{o^2}} \dots \dots \dots 29).$$

Setzen wir diesen Ausdruck gleich 25), so erhalten wir diejenige Querbeschleunigung $\frac{v^2}{R}$, die nötig ist, damit der gefederte Teil überhaupt zurückschwingt, zu

$$\left(\frac{v^2}{R}\right)_0 \geq (\eta + \vartheta) g \frac{o}{h} \dots \dots \dots 30),$$

also um so größer, je größer die Reibung und die Federbasis $2o$ und je tiefer der Schwerpunkt des gefederten Teils über der XX-Achse liegt. Bei Außenfederung regelspuriger Fahrzeuge, mittlerem $\eta + \vartheta \approx 0,07$ und mittlerem h ist dieser Mindestwert von $\frac{v^2}{R}$ etwa 0,7, also keineswegs klein!

Bei kleinerem $\frac{v^2}{R}$ verhält sich das Fahrzeug wie ein in sich starres.

Denjenigen Wert, den $\frac{v^2}{R}$ mindestens haben muß, wenn der gefederte Teil schon im Augenblick des Auslaufbeginns zurückschwingt, $c = 0$ sein soll, erhalten wir aus Gleichsetzung von 29) und 26) zu:

$$\left(\frac{v^2}{R}\right)_0 \geq (\eta + \vartheta) \cdot g \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{a+m'}{m'} \dots \dots \dots 31),$$

also um so größer, je weiter der Führungsquerschnitt A vor dem Schwerpunkt liegt.

Nach Kenntnis von ϵ_x können wir leicht den wirklichen querverrichteten Trägheitswiderstand ΣS des ganzen Fahrzeugs bestimmen. Bezeichnet $\pm S_x$ den $\pm \epsilon_x$ zugehörigen querverrichteten relativen Trägheitswiderstand des gefederten Teils, der also herrührt von der Relativedrehung oder dem Wanken des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten, so ist

$$\Sigma S = S_1 - S_2 \pm S_x.$$

S_x erhalten wir aus der Überlegung, daß der Schwerpunkt des gefederten Teils von der Masse M gegenüber dem ungefederten mit $\epsilon_x h$ querbeschleunigt wird, zu

$$\pm S_x = \pm \epsilon_x h M \dots \dots \dots 32).$$

S_x wächst mit zunehmendem h und abnehmender Federbasis 2o. S_x ist bei positivem ϵ_x als positiv nach außen und bei negativem ϵ_x als negativ nach innen gerichtet und greift im Schwerpunktquerschnitt des gefederten Teils, der meistens mit dem Schwerpunktquerschnitt des ganzen Fahrzeugs ziemlich genau zusammenfällt, an. Die Änderung von ΣS durch S_x überträgt sich auf die Richtkraft P_1 . Dabei ist zu beachten, daß im Lauf des Ausfahrens die Gleitziffer f mit zunehmender Verflachung der Auslaufbahn von M abnimmt und mit ihm auch P_1 , schon ohne Rücksicht auf S_x . Solange zu Beginn der Schwingbewegung S_x positiv ist, verhindert es, daß P_1 plötzlich so stark absinkt wie beim starren Fahrzeug. Sobald im weiteren Verlauf des Ausfahrens S_x negativ wird, verringert es dagegen P_1 und kann dies beim Durchgang von ϵ_x durch seinen negativen Höchstwert. im Augenblick t_1 der stärksten Verzögerung des nach innen zurückschwingenden gefederten Teils, unter ungünstigen Umständen sogar leicht negativ werden lassen, da f in diesem Augenblick schon sehr klein sein kann. Sobald aber unter Wirkung dieses leicht negativen P_1 die Vorderachse sich tatsächlich von der Außenschiene abzulösen beginnt, steigt sofort wieder f und sinkt sofort das negative S_x auf 0 zu, so daß die Vorderachse nicht zum Innenanlauf kommt. Die Relativdrehung des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil kann also unter ungünstigen Umständen wohl zu leicht negativem P_1 aber kaum zu Vorder-Innenanlauf führen.

Das Auftreten von S_x bewirkt weiter eine Änderung der Lastverteilung auf die äußeren und inneren nicht querausgeglichenen Räder des Fahrzeugs, und zwar werden durch positives S_x die äußeren Räder zusätzlich belastet.

Alle diese Einflüsse seien zahlenmäßig an dem Beispiel der C-Lokomotive verfolgt.

C-Lokomotive.

Sie habe ein gefedertes Gewicht von $6 Q = 6 \cdot 6800 = 40800$ kg bei einem Gesamtgewicht von 51000 kg, mithin ein $M = \frac{40800}{9,81} = 4150$ kg $s^2 m^{-1}$, nach überschlägiger Berechnung ein $J_x = 3700$ kg $s^2 m$; weiter sei $a = 1,75$ m, $h = 1,3$ m, $o = 0,55$ m (Innenfederung), $r = 0,675$ m, $\frac{v^2}{R}$ auch hier $= 0,87$ m s^{-2} , $p = 150000$ kg m^{-1} , $\eta + \vartheta = 0,07$, entsprechend mittleren Reibungsverhältnissen der leerfahrenden Lokomotive. Dann ist die Konstante

$$A = \frac{2 n o^2 \cdot p}{M h^2 + I_x} \left(1 - \frac{Q}{p} \cdot \frac{h}{o^2} \right) = 20,5 s^{-2}$$

und für den Augenblick des Auslaufbeginns mit $m' = 0,95$ m

$$B' = \frac{v^2 \cdot o}{R \cdot h} \cdot \frac{M h^2}{M h^2 + I_x} \cdot \frac{a}{a + m'} = 0,156 m s^{-2}.$$

Das m_1 während der betrachteten ersten Schwingbewegung von außen nach innen schätzen wir zu 1,0 m, dann ist das zugehörige $B = 0,153$ m s^{-2} . z_0 ist nach Gl. 29) $= 11,7$ mm.

Nach Gl. 31) muß $\frac{v^2}{R} \geq 0,825$ m s^{-2} sein, damit der gefederte Teil schon im Augenblick des Auslaufbeginns seine Schwingbewegung beginnt; da $\frac{v^2}{R} = 0,87$ m s^{-2} ist, ist dies der Fall.

Nach Gl. 23) ist mit diesen Werten von m_1 , B , A und z_0

$$\epsilon_x = 0,153 \cos 4,52 t + 0,138 \sin 4,52 t - 0,14 e^{-4,55 t};$$

t_1 , die ganze Zeitdauer der ersten Schwingbewegung von außen nach innen, ist nach G. 28) $t_1 = 0,86$ s. Am Endpunkt dieser

Bewegung tritt auf -- $\epsilon_{x \max} = 0,208 s^{-2}$. In Abb. 11 (oben) ist ϵ_x über t während der Dauer t_1 aufgetragen. Danach beginnt $+\epsilon_x$ mit etwa $0,01 s^{-2}$, tritt $+\epsilon_{x \max} = 0,147 s^{-2}$ auf schon bei $t = t_a = 0,22$ s und sinkt ϵ_x dann schnell auf $-\epsilon_{x \max} = 0,208 s^{-2}$ bei $t = t_1 = 0,86$ s. Außerdem ist in Abb. 11 noch der dritte Summand von ϵ_x , nämlich $0,14 e^{-4,55 t}$ über t , von der Nulllinie nach unten aufgetragen. Diese Linie zeigt, daß bei $t_1 = 0,86$ s dieser Summand tatsächlich so klein ist, daß er zur Festlegung von t_1 [Gl. 28)] vernachlässigt werden kann.

Der relative Trägheitswiderstand $S_x = \epsilon_x h M$ hat demnach die Werte:

$$+ S_{x \max} = 800 \text{ kg} = 0,47 f Q' \text{ bei } f = 0,2, \text{ auftretend bei } t_a = 0,22 \text{ s und}$$

$$- S_{x \max} = 1125 \text{ kg} = 0,66 f Q' \text{ bei } f = 0,2, \text{ auftretend bei } t_1 = 0,86 \text{ s;}$$

im Augenblick $t = 0$ des Schwing- und Ausfahrbeginns sind ϵ_x und S_x so klein, daß ihr Einfluß vernachlässigt werden kann.

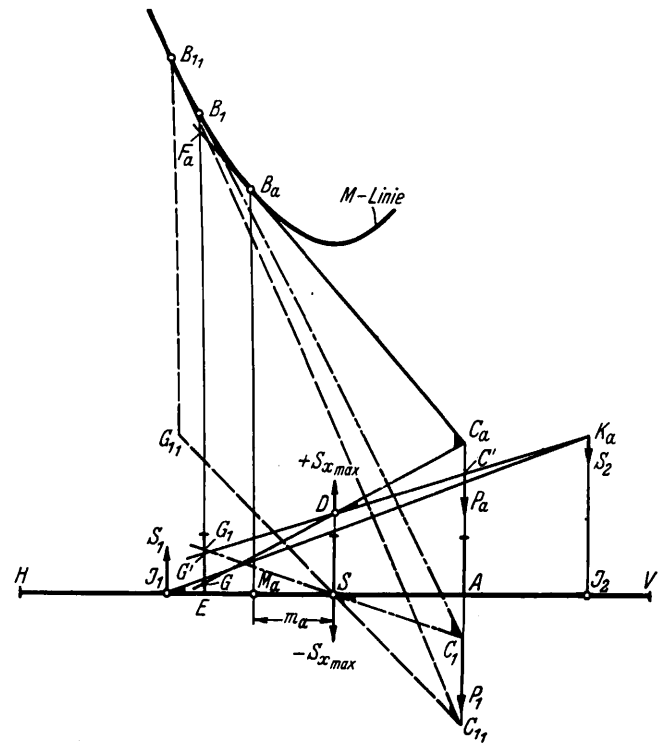


Abb. 12.

Für den Augenblick t_a des Auftretens von $+S_{x \max}$ schätzen wir $m = m_a = 1,2$ m, dann ist in ihm nach Gl. 5)

$$b_M = \frac{v^2}{R} \cdot e^{-\nu \cdot \frac{t}{a + m_a}} = 0,338 m s^{-2},$$

mithin nach Gl. 10) und 11) mit M als der Masse des ganzen Fahrzeugs $S_1 = 1260$ kg $= 0,74 f Q'$ bei $f = 0,2$ und $S_2 = 220$ kg $= 0,13 f Q'$ bei $f = 0,2$, beide nur klein. Sie greifen an den gleichen Punkten an wie beim starren Fahrzeug. Führt man $+S_{x \max}$, $+S_1$, $-S_2$ in das in Abb. 12 dargestellte Minimumverfahren ein, so erhält man aus dem Linienzuge $J_1 K_a D C_a B_a F_a$ die zugehörige Richtkraft am führenden Vorderaußenrad

$$P_{1a} = \frac{F_a G}{E A} = 3,4 f Q' = 5800 \text{ kg und } m_a = \overline{S M_a} \approx 1,2 \text{ m.}$$

Würde das Fahrzeug in sich starr, $S_x = 0$, sein, so würde $P_{1a} = 3,2 f Q' = 5450$ kg, also nur wenig kleiner sein, wie sich aus Abb. 12 ergibt, wenn man von Punkt C' eine dort nicht gezeichnete Berührende an die M-Linie legt.

Im Augenblick t_1 ist $e^{-\frac{\nu t_1}{a + m_1}}$ und mit ihm b_M , S_1 , S_2 so klein geworden, daß diese Kräfte vernachlässigt werden

können. Dann tritt nur noch $-S_{x\max} = 0,66 f Q'$ mit $f = 0,2$ als nach innen gerichteter Trägheitswiderstand am Fahrzeug auf. Führen wir seine Momentenlinie als SC_1 in Abb. 12 ein, so erhalten wir aus dem Linienzuge $SC_1 B_1 G_1$ die zugehörige Richtkraft $P_{11} = 3,26 f Q' = 5540 \text{ kg}$ mit $f = 0,2$ statt $3,57 f Q'$ oder 6070 kg mit $f = 0,2$ beim in sich starren Fahrzeug. Diese Werte von P_{11} setzen ein $f = 0,2$ voraus, das bei $t_1 = 0,86 \text{ s}$ nicht mehr vorhanden sein dürfte; denn in diesem Augenblick ist der Krümmungshalbmesser R_M der Auslaufbahn von M nach Gl. 5) schon 4250 m , läuft das Fahrzeug schon fast geradeaus in seiner Rollrichtung. Somit dürften die wirklichen P_{11} viel kleiner sein. Nimmt man ein $f_1 = \frac{0,2}{3}$ also $-S_{x\max} \approx 2 f_1 Q'$

an, so erhält man aus dem zugehörigen Linienzug $SC_{11} B_{11} G_{11}$ der Abb. 12: $P_{11} = 1450 \text{ kg}$ für das in sich elastische und wie oben $P_{11} = 2025 \text{ kg}$ für das in sich starre Fahrzeug, also immer noch einen nicht ganz kleinen positiven Wert von P_{11} . Damit $P_{11} = 0$ würde, müßte nach Abb. 12 f_1 verschwindend klein werden.

Bei größerem Verhältnis der gefederten zur Gesamtmasse, höherer Schwerpunktlage, kleinerer Federbasis $2 o$, größerem $\frac{v^2}{R}$ und kleinerer Tragfeder- und Gleitbackenreibung kann der Einfluß der Relativbewegung des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil erheblich größer werden, P_{11} weiter herunter ziehen. (Schluß folgt.)

Rundschau.

Allgemeines.

Neuere Eisenbahnen in der Türkei.

Das türkische Eisenbahnnetz ist in den Jahren 1927 bis 1935 durch zwei wichtige Strecken, eine Nord- und eine Südlinie ergänzt worden. Beide haben Normalspur. Die Ausführung war einer schwedisch-dänischen Gesellschaft übertragen*). Die Nordlinie verbindet das Schwarze Meer mit dem schon bestehenden Bahnhof Irmak in der Nähe der Landeshauptstadt Ankara; die Südlinie schafft eine Verbindung zwischen dem Mittelmeer durch Anschluß an den an der Bagdadlinie liegenden Bahnhof Fevzipasa und den südöstlichen Landesteilen mit den reichen Kupferminen daselbst.

Die Aufgabe der Gesellschaft bestand außer der eigentlichen Bauausführung in den allgemeinen und besonderen Vorarbeiten mit den zugehörigen örtlichen Vermessungen und Absteckungen, einer in dem zum großen Teil sehr gebirgigen Gelände, an sich schon schwierigen Arbeit, die dadurch noch besonders erschwert wurde, daß die erforderlichen Karten durch Geländeaufnahmen erst angefertigt werden mußten. Sämtliche Entwürfe unterlagen der Genehmigung des türkischen Ministers der öffentlichen Arbeiten. Zu den Obliegenheiten der Gesellschaft gehörte außerdem die Fürsorge für das Personal auf ärztlichem Gebiet, da sowohl mit Unfällen als auch mit Krankheiten bei einer so ausgedehnten und schwierigen Bauausführung gerechnet werden mußte. Längs der Neubaustrecken wurden daher eine Anzahl einfacher Krankenhäuser mit geschultem Personal und Zubehör errichtet. Bei Aufstellung der Sonderentwürfe für Brücken, Durchlässe usw. wurden nach Möglichkeit Einheitsentwürfe zugrunde gelegt und entsprechend der Örtlichkeit und Stützweite abgeändert. Bemerkenswert ist, daß obwohl unter den Ingenieuren der Gesellschaft sich kein Deutscher befand, der Berechnung der Brücken die bei der Deutschen Reichsbahn maßgebenden Vorschriften zugrunde gelegt wurden.

Erhebliche Schwierigkeiten sowohl beim Entwurf der größeren Brücken als auch beim Schutz der Böschungen gegen Wasserangriff bot der sehr erhebliche Höhenunterschied zwischen Niedrig- und Hochwasser der Flüsse, besonders da zuverlässige Angaben hierüber vielfach nicht zu erhalten waren.

Zu den zahlreichen Tunneln ist zu bemerken, daß ein Teil derselben in offenem Gelände liegt, also nur als Schutz der Bahnstrecke gegen Überschüttung durch Rutschflächen dient. Ungewöhnlich schwierig und natürlich auch kostspielig war vielfach die Herstellung der Zufahrtsstraßen für Baumaterial. Zahlreiche Holzbrücken wurden zu diesem Zweck gebaut; selbst die Herstellung von Tunneln für diese Straßen erwies sich manchmal als notwendig.

Soweit zugänglich, sind für die gewölbten Brücken und Tunnel die beim Bau gewonnenen Steine benutzt; fehlten diese, so wurden Bögen und Mauern aus bewehrtem Beton hergestellt. Ferner sind eiserne Fachwerkträger und I-Träger mit Betonumhüllung als Überbauten verwendet.

*) Die Ausführungen sind einer von den ausführenden Gesellschaften Nydquist & Holm, Schweden, J. Saabye & O. Lerche sowie Kampsax, Dänemark, anlässlich der Beendigung des Baues herausgegebenen reich bebilderten Denkschrift (französisch u. schwedisch) entnommen.

Von besonderem Interesse ist die Ausführung einiger größerer Brücken, von denen die beiden bemerkenswertesten nachstehend eingehender geschildert werden:

Euphrat-Brücke (Abb. 1).

Bei Aufstellung des Entwurfs für diese Brücke hatte man mit einem Höhenunterschied von 7 m zwischen Hoch- und Niedrigwasser gerechnet. Im April 1929 trat bei der Schneeschmelze jedoch Hochwasser ein, welches die Höhe von 11,7 m über Niedrigwasser erreichte und mehrere Ortschaften am Fluß sowie eine hölzerne Brücke fortschwemmte. Nach Fallen des Wassers zeigte sich, daß die Breite des Flußbettes bei normalem Wasserstand sich um 30 m vergrößert hatte. Dementsprechend wurden drei neue Entwürfe für die Brücke aufgestellt, zwei mit eisernen Überbauten und einer mit Bögen aus bewehrtem Beton. Letzterer wurde als der billigste vom Minister zur Ausführung bestimmt, zumal sämtliches Material, abgesehen vom Eisen, im Lande selbst gewonnen werden konnte. Die Brücke besteht aus vier Bögen von 50 m Lichtweite und vier Bögen von 25 m Lichtweite, die in die Pfeiler und Endwiderlager eingefügt sind. Die zum Tragen

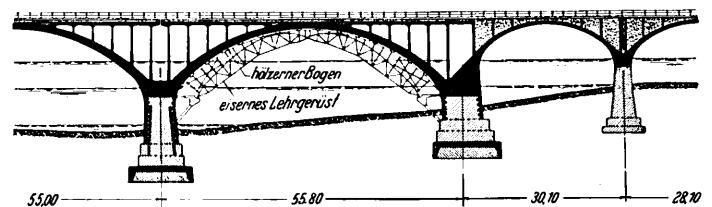


Abb. 1.

des Oberbaues dienende Platte aus bewehrtem Beton ist auf die großen Gewölbe mittels Querwänden aus Beton abgestützt, die jedoch so schmal ausgeführt sind, daß sie weder die vorgesehenen Formänderungen der Gewölbe noch die Längenausdehnung der Betonplatte behindern. Die kleinen Gewölbe tragen Stirnwände, die durch Zwischenwände miteinander verbunden und mit senkrechten Schlitzen zur Aufnahme ihrer Längenausdehnung versehen sind. Der Zwischenraum zwischen den Stirnwänden ist mit Bodenmassen ausgefüllt, auf denen die Oberbaubettung aufgebracht ist. Die Gründung der Pfeiler für die kleineren Bögen konnte bei Niedrigwasser in offener Baugrube unter Auspumpen des Wassers ausgeführt werden. Dagegen mußten die im Flußbett liegenden Pfeiler der großen Bögen unter Anwendung von Druckluft hergestellt werden, die jedoch nicht mehr als 2 at Überdruck hatte. Die eingeborenen Arbeiter gewöhnten sich schnell an diese Ausführung. Bei den erheblichen Abmessungen der Senkkästen für die großen Pfeiler (12.12.3,20 m) hätte es sehr bedeutende Schwierigkeiten gemacht, sie in sonst üblicher Weise auf dem Wasserwege zur Baustelle zu fahren. Es wurden daher stattdessen im Flußbett an der Stelle jedes Pfeilers künstliche Inseln von je 17 m Länge und Breite geschüttet, auf ihnen die Senkkästen hergestellt und abgesenkt.

Besonders bemerkenswert ist die Ausbildung der Lehrgerüste für die großen Gewölbe. Der Beschaffung von Holz von ge-

nügender Stärke und Beschaffenheit standen, zumal bei den schwierigen Beförderungsverhältnissen auf den Zugangsstraßen, außerordentliche Schwierigkeiten entgegen. Man verwendete daher ein eisernes Lehrgerüst, welches bereits zur Herstellung einer Brücke mit Bögen von kleinerer Lichtweite bei größerer Pfeilhöhe gedient hatte, in der Weise, daß dies Lehrgerüst zu einem Dreigelenkbogen umgearbeitet und den großen Bögen der Euphratbrücke angepaßt wurde. Auf dieses eiserne Lehrgerüst, dessen Tragfähigkeit allein nicht genügt hätte, wurde noch ein Lehrgerüst aus Holz von bester Beschaffenheit gelegt, auf dem dann die Schalung für das Gewölbe ruhte. Das eiserne und hölzerne Lehrgerüst wurden in kräftiger Weise miteinander verbunden und die Verbindungsstellen noch mit Zementmörtel vergossen.

Ungewöhnlich war auch die Entfernung der Lehrgerüste unter den fertigen Gewölben. Statt wie meist üblich das Lehrgerüst abzusenken, blieb dieses zunächst unberührt, und es wurde das Gewölbe angehoben, um es vom Lehrgerüst zu trennen. Zu diesem Zweck wurde zunächst im Gewölbescheitel eine Lücke von 90 cm freigelassen, so daß das Gewölbe in diesem Zustande aus zwei völlig getrennten Teilen bestand. Einen Monat nach Fertigstellung der Gewölbebetonierung wurden in die Lücke zwei hydraulische Pressen mit Druckmessern eingesetzt, und zwar 18 cm unterhalb der Mittellinie des Gewölbes. Eine Erhöhung des Wasserdrucks hatte zur Folge, daß die Lücke sich um 16 mm erweiterte und um 17 mm anhub, wodurch das Gewölbe sich völlig vom Lehrgerüst loslöste. In die erweiterte Lücke wurden dann drei Klötze aus vorher fertiggestelltem bewehrtem Beton eingesetzt und mit beiden Gewölbehälften vermauert. Der Druck der hydraulischen Pressen wurde dann aufgehoben und letztere aus der Lücke entfernt. Die zwischen den Betonklötzen verbleibenden Zwischenräume wurden ausbetoniert, wobei die Bewehrungseisen für die Betonierung aus den beiden Scheitelhälften des Gewölbes hervorragen. Das Lehrgerüst wurde nunmehr entfernt. Die Vorteile dieses Vorganges bestehen darin, daß die mit der sonst üblichen Entfernung des Lehrgerüsts verbundene Senkung und Formänderung des Gewölbes, die für die Beanspruchung desselben durchaus ungünstig wirken, in Fortfall kommen. Außerdem tritt keine Schrumpfung des Gewölbebetons ein, da die Betonierung bei Verbindung der beiden Gewölbehälften bereits einen Monat alt war. Die durch Hebung der Gewölbehälften verursachten Zusatzspannungen wirken den sonstigen Beanspruchungen entgegen, also günstig. Schließlich kann auch die Entfernung des Lehrgerüsts ohne Stöße und sonstige Erschütterungen bewerkstelligt werden.

„Bowstring“-Brücke (Abb. 2).

Bei einer Brücke über den Soganlfluß, bei der die verfügbare Bauhöhe sehr beschränkt war, wurde für die Hauptöffnung von 51 m Stützweite ein Bogen nach der sogenannten „Bowstring“-Bauweise gewählt. Hierbei wurde an einen über der Fahrbahn liegenden Bogen aus bewehrtem Beton mit Zugband die Fahrbahn mittels einbetonierter Hängeeisen aufgehängt. Die „Bowstring“-Bauweise ist vielfach abfällig beurteilt. Wenn trotzdem diese Bauweise hier gewählt wurde, so geschah dies in der Überzeugung, daß den an anderen Orten bei der „Bowstring“-Bauweise aufgetretenen Mängeln durch geeignete Maßnahmen vorgebeugt werden könne. Diese Maßnahmen waren folgende:

1. Der Bogen ruht an beiden Enden auf Gußstahlaufslagern, von denen eines fest, das andere beweglich ist.
2. Die Fahrbahn aus bewehrtem Beton wurde so elastisch wie möglich ausgeführt, um ohne Schwierigkeiten den Formänderungen des Bogens und der Hängeeisen folgen zu können.
3. Das Zugband, welches einen möglichst geringen Querschnitt erhalten hat, ist mit der Fahrbahn nicht verbunden. In Rücksicht auf die Beförderungsschwierigkeiten geschah die Anlieferung des Zugbandes in Einzellängen von 6 m.
4. Es wurde vorübergehend ein Scheitelgelenk im Bogen angeordnet, und zwar 10 cm unterhalb der Mittellinie des Gewölbes, so daß die Maximalbeanspruchungen am Gewölberücken und an der Gewölbeunterfläche die gleichen waren. Durch das vorübergehende Gelenk, welches erst nach Entfernung des Lehrgerüsts vermauert wurde, vermied man die ungünstige Verlängerung des Zugbandes sowie teilweise auch die Nachteile der Betonschrumpfung.
5. Von den Hängeeisen nimmt ein Teil die durch Eigengewicht hervorgerufene Beanspruchung auf, während für Auf-

nahme der Verkehrslast und des Winddruckes andere Hängeeisen vorgesehen sind. Sowohl die Zugbänder als auch die Hängeeisen wurden erst nach Entfernung des Lehrgerüsts mit Beton umhüllt. Vor Ausführung der Umhüllung wurde die Fahrbahn vorübergehend mit einer Lage von Kies mit einem Gewicht von 5 t/m belastet, was ungefähr der Hälfte der künftigen Verkehrslast entspricht. Die Folge davon war, daß, wenn lediglich das Eigengewicht der Brücke wirkte, die durch die Kiesbelastung ausgedehnten Hängeeisen und die Betonumhüllung sich zusammenzogen. Die etwa durch die Verkehrslast hervorgerufenen Risse im Umhüllungsbeton schließen sich nach Vorbeifahrt eines Zuges wieder, indem die durch die Verkehrslast ausgedehnten Eisen sich wieder zusammenziehen.

Irgendwelche Mängel sind bei der mit den erwähnten Verbesserungen hergestellten „Bowstring“-Hauptöffnung nicht aufgetreten. Dagegen haben sich in den Seitenöffnungen dieser Brücke, die mit Gerberbalken aus bewehrtem Beton überdeckt sind, an den Konsolen, auf denen die Zwischenträger ruhen, einige Risse gezeigt, die auf ungenügende Bewehrung durch Eisen an den Konsolen zurückgeführt werden.



Abb. 2.

An sonstigen Unregelmäßigkeiten sind bei den ausgedehnten Brückenanlagen nur zwei zu verzeichnen. Bei einer Brücke wurde durch plötzlich eintretendes Hochwasser das auf die Flußsohle abgestützte Lehrgerüst eines Gewölbes fortgeschwemmt. Bei einer anderen Brücke riß längere Zeit nach Inbetriebnahme der Strecke ein durch Wolkenbruch verursachtes Hochwasser einen Pfeiler mit anschließenden Gewölbeteilen um; eine Anzahl Baumstämme war durch die Flut gegen die Brückenöffnungen geworfen und der Wasserabfluß hierdurch behindert worden; Stauung des Wassers und Strudelbildung scheinen den Unfall verursacht zu haben.

Der Oberbau ist teils mit eisernen, teils mit imprägnierten hölzernen Schwellen verlegt; letztere sind im Lande selbst gewonnen. Das übrige Oberbaumaterial ist teils von deutschen, teils von französischen Firmen geliefert. Als Gleisverbindungen dienen lediglich einfache Weichen mit einer Neigung 1:9.

Die kleineren Bahnhöfe einschließlich ihrer Hochbauten sind größtenteils nach einem einheitlichen Muster angelegt, Bahnsteiglänge 600 m. Wasserversorgung erfolgt meist durch in der Nähe liegende Quellen.

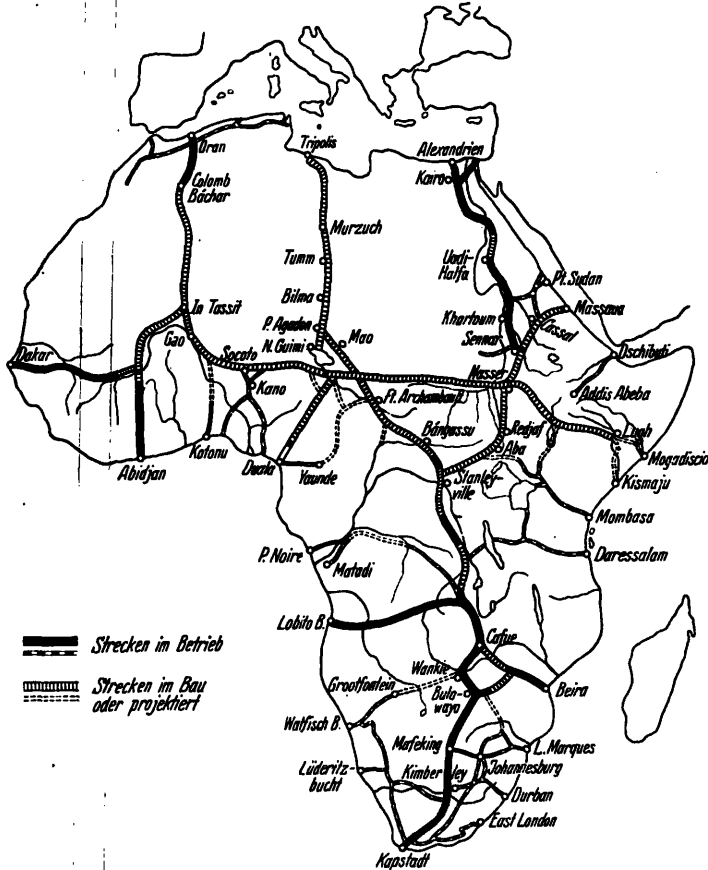
Str.

Afrikanische Eisenbahnfragen.

Das Eisenbahnnetz des afrikanischen Festlandes*) beträgt rund 68 600 km. Davon sind rund 6 600 km in den Spurweiten 60, 61, 75 und 76 cm ausgeführt. Diese Bahnen werden künftig entweder auf größere Spurweite umgebaut oder durch Autostraßen ersetzt. Weitere 7 400 km haben die europäische Normalspur von 1 435 mm und der weitaus überwiegende Teil, nämlich rund 54 600 km, die Spurweiten 91, 95, 100 cm oder die Kapspur von 1 067 mm. Die angenähert 1 m betragenden Spurweiten machen somit 88 v. H. des Gesamtnetzes aus. Die fast ausschließliche Verwendung dieser Spurweiten ist im billigeren Bahnbau und Bahnbetrieb begründet. Regelspurbahnen, auf welchen schwere

*) Siehe auch Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, S. 300.

und schnellfahrende Züge verkehren, müssen mit Krümmungshalbmessern ausgeführt werden, die nicht unter 300 m betragen dürfen, während bei Spurweiten von etwa 1 m die kleinsten Gleisbogen mit 200 bis 150 m verlegt werden können. In gebirgigem Gelände stellen sich die Anlagekosten einer Regelspurbahn auf das Doppelte und mehr der Kosten einer etwa meterspurigen Bahn. Der Einwand, daß Schmalspurbahnen nur verhältnismäßig geringe Höchstgeschwindigkeiten zulassen, hat für afrikanische Verhältnisse wenig Bedeutung. Die Südafrikanische Union ohne die beiden Rhodesien und das südwestafrikanische Mandatsgebiet besitzt annähernd 18000 km Eisenbahnen mit der Kapspur und bewältigt einen ansehnlichen Verkehr. Auf der Hauptstrecke Kapstadt—Viktoria-Fälle wird eine Höchstgeschwindigkeit von 90 km/h und eine Reisegeschwindigkeit von 40 bis 50 km/h erreicht.



Plan eines afrikanischen Eisenbahnnetzes.

Bei Einsatz von Triebwagen lassen sich 60 km/h Reisegeschwindigkeit erzielen und es ist sehr fraglich, ob noch höhere Geschwindigkeiten wirtschaftlich wären, wo doch der Luftverkehr stetig an Bedeutung zunimmt. Eine der südafrikanischen Strecken mit dem stärksten Güterverkehr ist die 587 km lange Bahn von Lourenço Marques nach Johannesburg. Über 300 km dieser Strecke, die in den Drakensbergen 1966 m Seehöhe ersteigt, sind ausgesprochene Gebirgsbahn. Trotzdem in Transvaal über 700000 Weiße leben und das Land eine hochentwickelte Industrie besitzt, könnte die Bahn das Doppelte ihrer tatsächlichen Leistung bewältigen. Erst bei einem Güterumschlag von jährlich 1,3 Millionen Tonnen landwärts und 2,4 Millionen Tonnen seewärts wäre etwa die Grenze der Leistung erreicht.

Es ist im vorstehenden begründet, daß die Spurweite künftiger afrikanischer Bahnen im allgemeinen die Kapspur sein wird, wobei der Bau folgende Bedingungen zu erfüllen hätte: Größte Steigung 20 v. T., kleinster Krümmungshalbmesser 150 m, Schienengewicht etwa 36 kg/m, 1500 Stahlschwellen je Kilometer, Tiefe der Schotterlage 35 cm. Infolge der gebietsweise bereits ausgeführten Spurweiten von 1 m und darunter (Kenia, Tanganjika, Französisch Westafrika) und der europäischen Regelspur (Marokko, Algerien, Unterägypten) wäre es ein vergebliches Unterfangen eine Vereinheitlichung der afrikanischen Spurweiten an-

streben zu wollen. Die Kapspur ist jedoch in Südafrika, im Kongogebiet, in Französisch Äquatorafrika und im Sudan bereits weit und ausschließlich verbreitet. Franzosen, Belgier und Portugiesen haben sich zudem bereits für die Kapspur entschieden, so für die neuen Strecken Lobito—Kátanga, Bukama—Kasai, Pointe Nôire—Brazzaville und für die umgebauten Strecken Matadi—Léopoldville, Boma—Tshela, Laureço Marques—Marracuene usw. Die vor Jahren viel erörterten großen transafrikanischen Verkehrsadern Kap—Kairo, Duala—Daressalam u. a. werden heute nicht mehr unter dem Gesichtspunkt von notwendigen Durchgangslinien betrachtet, sondern als zwischenkoloniale Verbindungsbahnen und als Zusammenschweißung bereits bestehender Einzelnetze und Stichbahnen. Es ist heute nicht mehr Aufgabe jeder einzelnen Kolonie ihre Produkte auf ihrem eigenen Gebiet an den Ozean zu verfrachten, sondern der Warenaustausch zwischen den Kolonien beginnt sich bereits zu entwickeln und die Erschließung des inneren Afrikas verlangt Verkehrswege durch das Gebiet von benachbarten Ländern. Ein Beispiel dafür ist die bestehende Ost-Westverbindung Beira—Katanga—Benguella. Andere Hauptverkehrsadern sind bereits vermessen und ihr Bau tritt mehr und mehr in den Bereich der Wahrscheinlichkeit.

Die Geschichte der französischen Transsaharabahn ist bekannt. Von etwa zehn Entwürfen hat sich das Office des Etudes du Chemin de fer transaharien für die in der nebenstehenden Karte angegebenen Streckenführung entschieden. Sie knüpft an den gegenwärtigen Endpunkt der Bahn Oran—Colomb Béchar an und verläuft über Tessalit nach In Tassit (2400 km von Oran), darunter eine Wüstenstrecke von 500 km ohne jede Spur von Wasser. Hier gabelt sie sich. Der wesentliche Ast verläuft im Tal des Niger und erreicht in Karimania die Dahomeybahn. Eine Abzweigung der Nigerbahn führt zwischen Timbuktu und Ségu an die Elfenbeinküste bei Abidjan. Von dieser Strecke sind 300 km in Betrieb. Der östliche Ast führt an den Tschad-See. Von diesem nach Duala in Kamerun bestehen zwei Bahnprojekte, die kürzere aber gebirgige Strecke über Niomako und eine um 250 km längere über Mokolo nach Yaounde, heutiger Endpunkt der Bahn Duala—Yaounde. Im Kongostaat ist die Kongo-Nilbahn geplant von Stanleyville an das Nördufer des Albertsees mit einer Abzweigung von Medje nach Rédjaf und über Nasser nach Senar im ägyptischen Sudan. Eine weitere Bahn ist bereits vermessen von Stanleyville südlich über Kindu (von Kindu bis Kongolo ist die Strecke schon im Betrieb) nach Bukama. In Südafrika plant man eine Verbindung von Grootfontein mit Kesi bei Victoria Falls an der Rhodesischen Bahn, die dem Kohlenbecken von Wankie einen Weg zum atlantischen Ozean eröffnen würde. Des weiteren harren in Südafrika der Ausführung die Strecken Kafue—Sindia (305 km) und Blinkwater—Umtali (250 km), die allerdings dem Verkehr auf der Strecke Bulowayo—Mafeking schweren Abbruch tun würden, da sie die Güterbewegung auf den Rhodesischen Bahnen nach Beira und Lourenço Marques leiten würden. Eine Bahn durch die lybische Sahara von Tripolis nach dem Tschad-See wäre in sehr günstigem Gelände nur etwa 2300 km lang; die wasserlosen Strecken würden im Höchstfalle nur 150 km betragen gegen die 500 km der geplanten französischen Saharabahn. Eine natürliche Ergänzung und Verlängerung der lybischen Saharabahn wäre die Verbindung des Tschad-Sees über Fort Archambault nach Stanleyville. Eine Bahn vom Tschad-See an den Weißen Nil ist ein alter französischer Traum, dessen Verwirklichung jetzt durch England eng zusammenhängt mit dem Projekt der Erschließung der „Sudd Region“ (rund 40000 qkm). Die Italiener tragen sich mit der Absicht diese afrikanische Querbahn, die westlich in Dakar endigt, von Nasser über Kaffa nach Kismaju (rund 2120 km) einerseits und von Nasser über Argodat nach Massaua fortzusetzen, wobei Asmara südlich liegen bleiben würde und schließlich noch über Addis Abeba an die bestehende Bahn nach Dschibuti anzuschließen.

So läßt sich in großen Zügen bereits ein künftiges zusammenhängendes afrikanisches Eisenbahnnetz erkennen, das besonders auch mit Rücksicht auf die allenthalben entstehenden Landstraßen planmäßig angelegt werden muß, um einen wirtschaftlichen Erfolg zu gewährleisten.

Schn.

Riv. tecn. Ferr. ital. 1937.

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

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