Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 65 (1947)
Heft: 46

Artikel: Achsdruck und Fahrgeschwindigkeit in Gleisbogen
Autor: Pflanz, Karl
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-55980

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 07.08.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Achsdruck und Fahrgeschwindigkeit in Gleisbogen

DK 625.2.032.2

Von Prof. Dr. sc. techn. KARL PFLANZ, Linz, Oesterreich

(Schluss von Seite 614)

B. Dynamischer Teil

Allgemein umfasst die Dynamik des Bogenlaufs (abgesehen von den Erscheinungen des Bogenein- und -auslaufs) alle jene störenden Bewegungen, die durch die Elastizität von Gleis und Fahrzeug, sowie durch Unstetigkeiten der Gleiskrümmung und der Ueberhöhung entstehen. Der gegenteilige Begriff «statischer Bogenlauf» setzt ja ausdrücklich Starrheit von Gleis und Fahrzeug sowie theoretisch reine Krümmung nach einem Kreisbogen voraus.

1. Gleichung von Dauner

Der Stossvorgang beim Anlaufen des Rades an die Schiene ist in der Literatur schon vielfach behandelt worden. Er ist in Wirklichkeit sehr kompliziert und noch keineswegs restlos geklärt. *Dauner* und *Hiller* haben sich bemüht, möglichst einfache und leicht zu überblickende Beziehungen für den Anlaufstoss aufzustellen [4], [5], wobei in erster Linie angestrebt wurde, eine für den praktischen Konstrukteur brauchbare Formel zu schaffen, die schon beim Fahrzeugentwurf gute Vergleichsmöglichkeiten einzelner Laufwerkformen bietet.

Die Gleichung von *Dauner* geht nach Bild 11 von der Annahme aus, dass das mit der Geschwindigkeit v laufende Fahrzeug gegen einen Gleisknick mit dem Ablenkungswinkel α stösst. Der Gleisknick habe die Länge k. Um das Fahrzeug nach rechts abzulenken, muss am anlaufenden Rad die *dynamische* Richtkraft P_m — auch *Massenrichtkraft* genannt — auftreten. Es sei schon an dieser Stelle bemerkt, dass unter P_m *nur* die aus der *Massenwirkung* kommende Richtkraft zu verstehen ist, die nicht mit den aus der Reibung stammenden Richtkräften P_1 bis P_4 verwechselt werden darf.

Würde man nun Gleis und Fahrzeug als völlig starr annehmen, so wäre die entstehende Beschleunigung quer zur Fahrrichtung unendlich gross und damit auch $P_m = \infty$. In Wirklichkeit biegt sich die angelaufene Schiene elastisch nach aussen, ebenso sind die Einzelteile des Fahrzeuges nicht völlig starr.

Weiter wird angenommen, dass sich die ursprünglich zwischen den Punkten A und C (Bild 12) gerade gedachte Schiene ausbiegt, also die Form der ausgezogenen Linie A-B-C annimmt. Dementsprechend tritt bei der halben Länge des Knickes im Punkt B die grösste Ausbiegung y_{max} auf. Im Punkt A wird die anlaufende Achse mit der Geschwindigkeit $v_1 = v \sin \alpha$ zur Seite geschoben. Im Punkt B ist y_{max} erreicht und $v_1 = 0$, während im Punkt C die dynamische Richtkraft P_m wieder zu Null geworden ist. *Dauner* vergleicht also den waagrecht liegenden Anlaufvorgang mit dem (senkrechten) freien Fall einer Masse M auf eine zunächst ungespannte Feder, wobei diese Masse mit der Geschwindigkeit v_1 auf die Feder auftrifft. Die grösste Federeindrückung y_{max} wird erreicht, wenn $v_1 = 0$, d. h. die fallende Masse zum Stillstand gekommen ist. Die sich hierauf wieder entspannende Feder bzw. hier die in ihre Ursprungslage zurückfedernde Schiene erteilt nun der Masse wieder eine Geschwindigkeit, deren Grösse am Ende des betrachteten Vorganges wieder v_1 ist. Der Richtungssinn hat sich aber umgekehrt. Die Gleichung von *Dauner* lautet:

$$P_m = v_1 \sin \alpha \sqrt{\frac{M_{red}}{c}} \qquad (11)$$

Hierin bedeuten: P_m die dynamische Richtkraft (Massenrichtkraft) in kg, v die Fahrgeschwindigkeit in m/s, α den Knickwinkel in °, M_{red} die auf den Anlaufpunkt A bezogene Fahrzeugmasse (reduzierte Masse) in kg s²/m, c die seitliche Elastizität der Schiene in m/kg.

2. Anwendung der Gleichung von Dauner

a) Die Fahrgeschwindigkeit v ist in jedem Falle gegeben, ihre Behandlung bietet keinerlei Schwierigkeiten.

b) Knickwinkel α. Wie noch gezeigt werden wird, waren die Bestimmung der reduzierten Masse M_{red} und der Schienenelastizität c schon Gegenstand genauer theoretischer Behandlung und umfangreicher Versuche. Es ist auffallend, dass über den Knickwinkel α nur wenige und unsichere Annahmen bestehen. Die Darstellung in Bild 11 bezieht sich nur auf das gerade Gleis. Mindestens ebenso wichtig sind aber die Verhältnisse im Gleisbogen. Es ist daher nachstehend der Versuch unternommen, zwischen dem Knickwinkel α als Bestimmungsgrösse der Daunerschen Gleichung und den an einem Gleisbogen mit einfachen Mitteln messbaren Grössen eine einfache Beziehung aufzustellen.

Nach Bild 13 verformt sich ein zur Eckenbildung neigender Gleisbogen des Sollhalbmessers R meist zu Teilen eines grösseren Halbmessers R_1 und dazwischen liegenden Ecken. In Bild 14 sind derartige Teile (4 bis 2) (2 bis 6) mit den zugehörigen Sektoren dargestellt, wobei der Knickwinkel α von den Tangenten im Punkt 2 gebildet wird. Bild 15 ist zu entnehmen, dass die Unstetigkeit auch als Drehung des Dreiecks 2 - 7 - 0 in die Lage 2 - 8 - 0_2 aufgefasst werden kann, wobei diese Bezeichnungen mit jenen von Bild 14 übereinstimmen.

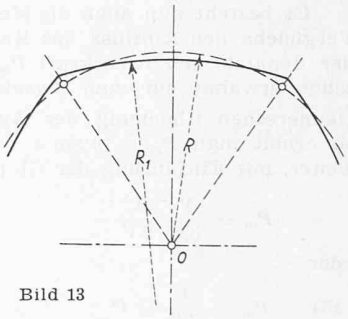

Bild 13

Bekanntlich wird gewöhnlich in der Oberbauerhaltung die Kontrolle der Bogenkrümmung durch Messen der Pfeilhöhen (meist über einer Sehne von 20 m Länge) vorgenommen, wobei sich nach Bild 16 im reinen Kreisbogen zwischen BA und BE theoretisch die konstante Pfeilhöhe h_r ergeben würde.

In Wirklichkeit weichen nun die gemessenen Pfeilhöhen je nach dem Erhaltungszustand des Bogens vom Sollwert h_r mehr oder weniger ab. Für die Güte des Bogens ist nun nicht

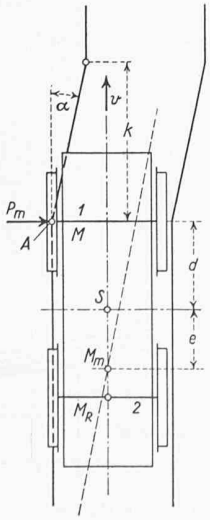

Bild 11

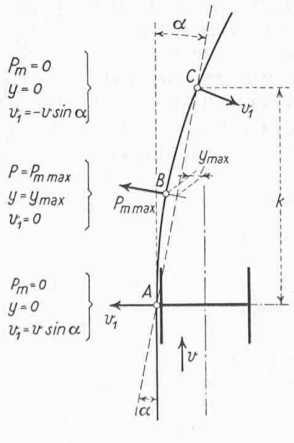

Bild 12

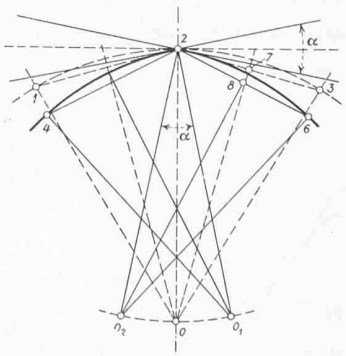

Bild 14

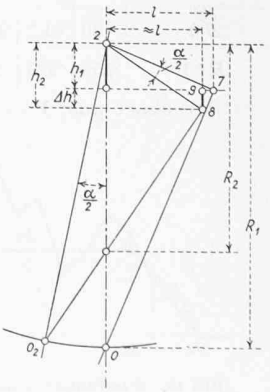

Bild 15

(wie manchmal angenommen wird) die grösste Abweichung h_1 vom Sollwert massgebend. Die für die Fahrzeugbewegung ungünstigste Stelle ist vielmehr dort zu suchen, wo die grösste *Pfeilhöhendifferenz* Δh auftritt, wo sich also der wirkliche Krümmungshalbmesser innerhalb einer kurzen Strecke rasch ändert. Nach *Schramm* [6] soll für besonders wichtige Strecken $\Delta h = 10$ mm angestrebt werden; im allgemeinen darf die Pfeilhöhendifferenz bezogen auf 20 m Sehnenlänge den Wert

(12) $\Delta h = 2500/V$

nicht überschreiten, wobei V in km/h einzusetzen ist und Δh in mm erhalten wird.

Allgemein gilt für die Pfeilhöhe die Beziehung $h = l^2/(2R)$, wobei l die halbe Sehnenlänge und R den Krümmungshalbmesser bedeutet. Nach Bild 15 ist nun $\Delta h = h_1 - h_2 \sim l \sin \alpha/2$, oder mit Rücksicht auf die Kleinheit von α

$$(13) \qquad \sin \alpha = \frac{2\,(h_2 - h_1)}{l} = \frac{2\,\Delta h}{l}$$

d. h. es kann bei angenommener Sehnenlänge und gemessenem Δh ein Knickwinkel ermittelt werden, der annähernd dem Winkel α von Bild 11 entspricht. Die Gl. (12) und (13) lassen sich für $l = 10\,000$ mm zu dem Ausdruck vereinigen

(14) $\sin \alpha = 1/2\,V$

In Bild 17 ist der somit erhaltene Zusammenhang zwischen der Fahrgeschwindigkeit und dem gedachten noch zulässigen Knickwinkel dargestellt. Man ersieht, dass er bei den heute meist gefahrenen Geschwindigkeiten etwa zwischen 30′ und 10′ liegt.

Es besteht nun auch die Möglichkeit, auf dem Wege des Vergleichs den Einfluss des Knickwinkels α auf die Grösse der dynamischen Richtkraft P_m zu ermitteln. Wird — wie schon erwähnt nur zum Zwecke des Vergleichs — in der Daunerschen Gleichung der Ausdruck $\sqrt{M_{red}/c} = 1$ gesetzt, so erhält man $P_m = v \sin \alpha$ oder $P_m = (V/3{,}6) \sin \alpha$, und weiter, mit Einführung der Gl. (14), den Ausdruck

$$P_m = \frac{V}{3{,}6}\,\frac{1}{2\,V}$$

oder

$$(15) \qquad P_m = \frac{1}{7{,}2} = C$$

Gl. (15) besagt, dass für ein und dasselbe Fahrzeug die dynamische Richtkraft dann eine konstante Grösse ist bzw. einen bestimmten Betrag nicht überschreitet, wenn in den Gleisbogen die höchstzulässige *Pfeilhöhendifferenz* nach Gl. (12) *eingehalten wird.*

Um die Bedeutung dieser Werte noch besonders hervorzuheben, sind sie in Tabelle 1 zusammengestellt.

Tabelle 1

V	50	60	70	80	90	100	110	120	km/h
Δh	50	41,7	35,7	31,3	27,8	25	22,7	20,8	mm
R *)	156	225	306	400	505	625	756	900	m

*) Berechnet aus: $V = K\sqrt{R}$ mit $K = 4$

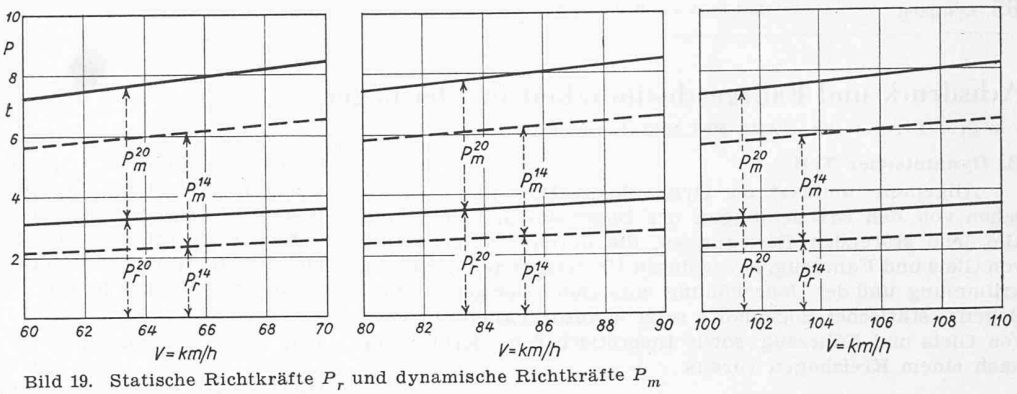

Bild 19. Statische Richtkräfte P_r und dynamische Richtkräfte P_m

Die zugehörigen Krümmungshalbmesser sind in Bild 17 eingetragen.

c) Die reduzierte Fahrzeugmasse M_{red} oder, allgemein ausgedrückt, das Massenträgheitsmoment des Fahrzeuges bezogen auf seine senkrechte Schwerpunktaxe, ist eine Bestimmungsgrösse, die in allen Arbeiten über Dynamik des Bogenlaufs vorkommt. Die genaue rechnerische Ermittlung ist sehr zeitraubend und umständlich; der Ersatz des Fahrzeuges durch ein gedachtes Prisma ist ungenau. *Meineke* [7] gibt Richtwerte für Dampflokomotiven, die für Vergleichs-Rechnungen hinreichend sind. Erst *Baumann* [8] hat diese Frage nicht nur theoretisch genau behandelt, sondern auch umfangreiche Versuche an Modellen und wirklichen Fahrzeugen angestellt, die sich auf verschiedene Bauarten von Güter- und Personenwagen sowie auf Dampflokomotiven und Maschinendrehgestelle von Triebwagen beziehen.

Die Ableitung der Daunerschen Gleichung fasst nach Bild 11 den Anlaufvorgang als exzentrischen Stoss der Massenrichtkraft P_m auf die freischwebende Masse M (die Fahrzeugmasse) auf. In diesem Falle erfolgt die Drehung des angestossenen Körpers nicht um den Schwerpunkt S, sondern um den *Stossmittelpunkt* M_m, der in der Entfernung e hinter S liegt. Die Reibungskräfte allein würden eine Drehung um den *Reibungsmittelpunkt* M_R ergeben, der bei einem zweiachsigen Fahrzeug immer nahe der Achse 2 liegt. Die wirkliche Drehung wird wahrscheinlich um einen Punkt erfolgen, der zwischen M_m und M_R liegt. Die auf den Anlaufpunkt A *reduzierte* Masse M_{red} ist nach Dauner

$$(16) \qquad M_{red} = \frac{M}{1 + \frac{d^2}{\varrho_d^{\,2}}}$$

wenn d den Abstand der Stosskraft vom Schwerpunkt und ϱ_d den Trägheitshalbmesser der Fahrzeugmasse bedeutet. Wenn mit Θ_z das Trägheitsmoment des Fahrzeuges bezeichnet wird, ist bekanntlich $\varrho_d^2 = \Theta_z M$. Da nun der Schwerpunktsabstand d gleich dem halben Achsstand ist, kann bei gegebenem Trägheitsmoment Θ_z die reduzierte Masse gefunden werden.

Baumann hat durch Rechnung und Schwingungsversuch für das Drehgestell der 2-C-1 Schnellzuglokomotive der DR, Reihe 01, den Wert $\Theta_z = 895$ mkgs² und für das Maschinendrehgestell des Triebwagens «Fliegender Hamburger»

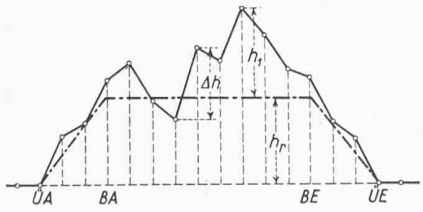

Bild 16. Pfeilhöhen eines Gleisbogens

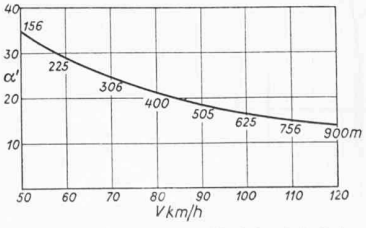

Bild 17. Zulässiger Knickwinkel in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

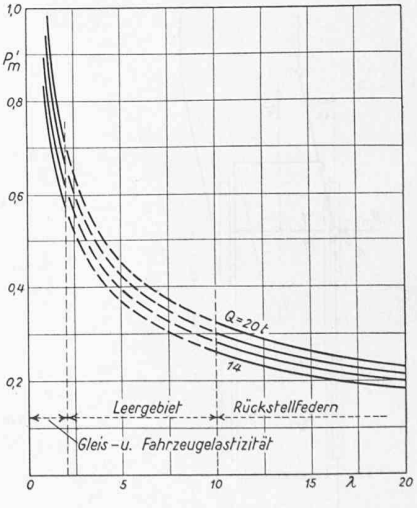

Bild 18. Vergleichswerte P_m' in Abhängigkeit der Elastizität

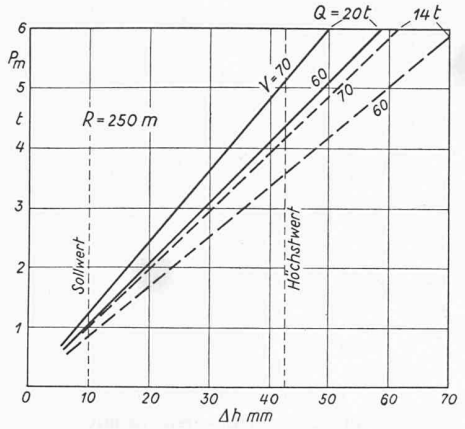

Bild 20.

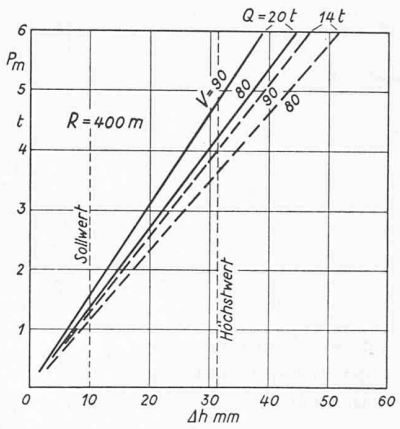

Bild 21.

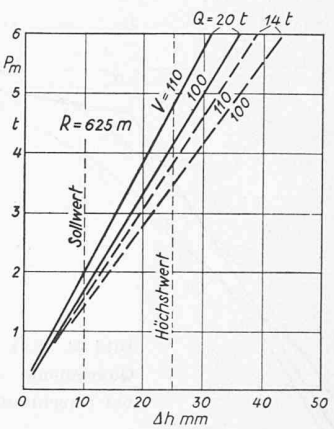

Bild 22.

Dynamische Richtkräfte P_m bei verschiedenen Krümmungsradien in Abhängigkeit der Knickung (Pfeilhöhendifferenz Δh)

von 3,6 m Achsstand $\Theta_z = 3347$ mkgs² ermittelt. Für die hier behandelte B_0-B_0 Vergleichslokomotive sei für ein Drehgestell von 3,1 m Achsstand und 20 t Achsdruck $\Theta_z = 4200$ mkgs² angenommen. Die Masse eines solchen Drehgestells beträgt $M \backsim 2000$ kgs²/m, der Trägheitshalbmesser wird mit $d = 1{,}55$ m als halbem Achsstand

$$\varrho_d = \sqrt{\Theta_z / M} = 1{,}449 \backsim 1{,}5 \text{ m}$$

Für die reduzierte Masse erhält man

$$M_{\text{red}} = \frac{2000}{1 + \left(\frac{1{,}55}{1{,}5}\right)^2} = 968 \text{ kgs}^2/\text{m}$$

Es sind dies 48,3 % der Masse M.

Aus Gl. (16) ist zu ersehen, dass die *reduzierte* Masse M_{red} um so kleiner ausfällt, je kleiner bei gleichbleibender Masse M das Trägheitsmoment Θ_z ist. Ein möglichst kleines Trägheitsmoment Θ_z ist also anzustreben. Der Grundsatz, grössere Massen innerhalb des Drehgestells so nahe als möglich an den Drehzapfen zu legen, wurde schon lange vor der genaueren Erkenntnis dieser Zusammenhänge praktisch verwirklicht, doch darf nicht übersehen werden, dass die konstruktiven Mittel hierzu sehr bald erschöpft sind. Die Radsatzmassen können kaum herangezogen werden, da der Achsstand aus anderen Gründen nicht zu klein ausgeführt werden darf. Es verbleibt nur die Möglichkeit, bei elektrischen Triebfahrzeugen die Fahrmotoren nach innen zu legen, was auch fast immer geschieht. Bei Maschinendrehgestellen dieselelektrischer Fahrzeuge ist auf so viele andere Dinge Rücksicht zu nehmen, dass eine Konstruktion des Drehgestelles «auf Trägheitsmoment» kaum vorstellbar ist. Die Massenverteilung bietet also nur geringe und im übrigen heute schon voll ausgenützte Möglichkeiten, die dynamischen Richtkräfte und damit auch die Oberbaubeanspruchung gering zu halten.

d) Schienenelastizität. Die Grösse c bezeichnet in der Daunerschen Ableitung die seitliche Ausbiegung der angelaufenen Schiene und die Nachgiebigkeit einzelner nahe der Schiene liegender Fahrzeugteile. Sie wird daher manchmal auch Nachgiebigkeitswert genannt. Die Schienenelastizität besteht streng genommen nach den grundlegenden Arbeiten von *Czitary* [9] in einer Verbiegung und Verdrehung der Schiene, in Verbiegungen des Kleineisens und in einer Verbiegung der Schwelle. Am Fahrzeug treten — wie von *Leven* [10] ermittelt wurde — Verbiegungen am Radstern, an den Achswellen und am Fahrzeugrahmen auf. Wesentlich anders liegt der Fall, wenn am Fahrzeug Konstruktionsteile gewollter Elastizität wie Stossdämpfer, Rückstellfedern oder Drehgestellwiegen vorgesehen sind. Wie noch gezeigt werden wird, ist die Nachgiebigkeit dieser Teile gegenüber der der Schiene und den «starren» Fahrzeugteilen so gross, dass in einem solchen Falle nur die Rückstellfederung in die Rechnung eingeführt zu werden braucht.

Um den Einfluss der Elastizität von Schiene und Fahrzeug mit und ohne Rückstellfederung zu zeigen, sei ein Beiwert λ eingeführt. Im Gebiet der Schienenelastizität (und im weiteren Sinne auch der Elastizität von Achswellen, Hauptrahmen usw.) ist $\lambda = 1$ bis 2. Sind Rückstellfedern, Wiegen oder dgl. vorgesehen, so kann λ wesentlich grösser, etwa mit 10 bis 20 angenommen werden. Zwischen $\lambda = 2$ bis $\lambda = 10$ besteht ein Leergebiet, d. h. Schienen und ihre benachbarten Fahrzeugteile sind steifer, Rückstellvorrichtungen aber wesentlich weicher.

Zu Vergleichszwecken kann der Einfluss des Nachgiebigkeitswertes so dargestellt werden, dass man den wirklichen Massenführungsdruck P_m einem Vergleichswert P_m' gegenüberstellt. Es sei

$$P_m = v \sin \alpha \sqrt{M_{\text{red}}/c} \text{ und } P_m' = v \sin \alpha \sqrt{M_{\text{red}}/(\lambda c)}$$

oder

$$\frac{P_m}{P_m'} = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \tag{17}$$

In Bild 18 sind die Vergleichswerte P_m' als Funktion der Elastizität dargestellt. Darnach nimmt der Vergleichswert P_m' mit zunehmender Weichheit *stark ab*. Bei Anwendung von Rückstellvorrichtungen oder Stossdämpfern sinkt er auf etwa $^1/_4$ ab. Sehr bemerkenswert ist weiter der verhältnismässig geringe Einfluss des Achsdruckes. *Es kommt also viel weniger darauf an, den Achsdruck abzusenken, als am Fahrzeug Konstruktionsteile vorzusehen, die infolge ihrer Nachgiebigkeit bei Unstetigkeiten des Gleisbogens möglichst geringe dynamische Richtkräfte ergeben.*

3. Summierung der Richtkräfte am Drehgestell

Es wurde schon weiter oben erwähnt, dass die tatsächliche Drehung eines zweiachsigen Fahrzeugs oder Drehgestells um einen Punkt erfolgen wird, der zwischem dem *Stossmittelpunkt* M_m und dem *Reibungsmittelpunkt* M_R (Bild 11) liegt. Seine genaue Ermittlung ist schon im Hinblick auf die Unsicherheit in der Annahme der Reibungsziffer schwierig und — sofern man sich auf den *Vergleich* einzelner Konstruktionen beschränkt — auch nicht unbedingt notwendig. Zunächst sei angenommen, das Drehgestell der Vergleichs-Lokomotive laufe frei, d. h. es sei nicht durch eine Querkupplung mit dem nachlaufenden Drehgestell verbunden. Um die Grösse der statischen, aus der Reibung kommenden Richtkraft P_R und der Massenrichtkraft P_m vergleichen zu können, sind in Bild 19 diese Richtkräfte für die untersuchten Geschwindigkeitsintervalle und Achsdrücke aufgezeichnet.

a) Statische Richtkraft P_r. Die statischen Richtkräfte wurden ebenfalls nach dem Minimumverfahren ermittelt und sind in Bild 19 mit P_r^{14} und P_r^{20} bezeichnet. Da diese Richtkräfte auch die freie Fliehkraft enthalten, verlaufen sie über den gezeichneten Geschwindigkeitsintervallen nicht geradlinig. Die Krümmung ist aber so gering, dass die Kurven ohne grossen Fehler durch Gerade ersetzt werden können.

b) Dynamische Richtkräfte P_m. Für $V = 60$ km/h (16,6 m/s) erhält man nach Gl. (12) die grösstzulässige *Pfeilhöhendifferenz* $\Delta h = 2500/60 = 42$ mm. Nach Gl. (13) entspricht ihr ein Knickwinkel $\sin \alpha = (2 \Delta h)/l = 2 \cdot 42/10\,000 = 0{,}0084$ oder $\alpha = 28' \, 40''$. Die reduzierte Masse des Drehgestells ist wie oben unter 2 c ausgeführt, 968 kg s²/m. Die Schienenelastizität (Nachgiebigkeitswert) sei mit 1 mm/t angenommen, also $c = 10^{-6}$ m/kg. Die dynamische Richtkraft für 20 t Achsdruck errechnet sich zu

$$P_m^{20} = v \sin \alpha \sqrt{M_{\text{red}}/c} = 16{,}6 \cdot 0{,}0084 \sqrt{968 \cdot 10^6} = 4230 \text{ kg}$$

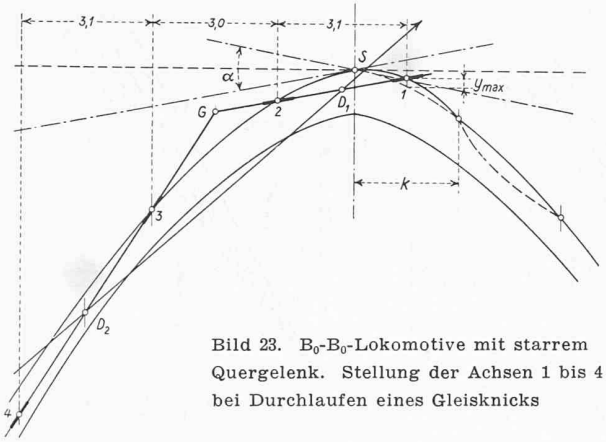

Bild 23. B_0-B_0-Lokomotive mit starrem Quergelenk. Stellung der Achsen 1 bis 4 bei Durchlaufen eines Gleisknicks

Die Summe beider Richtkräfte wird somit wie in Bild 19 eingetragen, $P = 3{,}03 + 4{,}23 = 7{,}26$ t. Wie aus Bild 19 weiter zu ersehen ist, ist die dynamische Richtkraft stets grösser als die statische. Innerhalb der untersuchten Geschwindigkeitsintervalle steigen beide Richtkräfte nur wenig an.

4. Einfluss der Pfeilhöhendifferenz

Aus der Vereinigung der Daunerschen Stossgleichung

(11) $P_m = v \sin \alpha \sqrt{M_{red}/c}$

mit Gl. (13) ergibt sich

$$P_m = \frac{2 v \Delta h}{l} \sqrt{M_{red}/c}$$

Nimmt man nun für einen bestimmten Gleisbogen Fahrgeschwindigkeit v, halbe Sehnenlänge der Pfeilhöhenmessung l, reduzierte Masse M_{red} und damit den Achsdruck sowie die Nachgiebigkeitsziffer c als gegeben an, so wird $\frac{2v}{l}\sqrt{M_{red}/c} =$ konstant und man erhält

(18) $P_m = C \Delta h$

Die dynamische Richtkraft P_m lässt sich somit als Funktion der Pfeilhöhendifferenz darstellen. In den Bildern 20 bis 22 ist dies für das vorauslaufende Drehgestell und die Grenzen der untersuchten Geschwindigkeitsintervalle durchgeführt, wobei Zwischenwerte der Achsdrücke von 14 bis 20 t fortgelassen sind. Der kleinste Sollwert der Pfeilhöhendifferenz $\Delta h = 10$ mm ist ebenso eingetragen wie der Höchstwert nach G. (12) bei der zugehörigen, noch nicht erhöhten Geschwindigkeit, also z. B. $\Delta h = 2500/60 = 41{,}6 \backsim 42$ mm für $V = 60$ km/h und $R = 250$ m.

Bilder 20 bis 22 lassen nun erkennen, dass die Schaulinien vergleichsweise enge Garben bilden, d. h. sowohl die untersuchten Geschwindigkeitserhöhungen als auch der Achsdruck beeinflussen nicht *wesentlich* die dynamischen Richtkräfte. Die Steilheit der Linienbündel besagt aber anderseits, dass mit zunehmender Pfeilhöhendifferenz die dynamischen Richtkräfte stark ansteigen. Besonders ist dies für $V \geqq 100$ km/h (Bild 22) der Fall.

Als Ergebnis kann somit ausgesagt werden, *dass bei hohen Fahrgeschwindigkeiten der ungünstige Einfluss von Unstetigkeiten der Gleiskrümmung trotz des grösseren Bogenhalbmessers stark ansteigt, das Fahrzeug also mit höherer Geschwindigkeit empfindlicher wird, während die absolute Grösse des Achsdruckes keinen so grossen Einfluss hat.*

5. Stellungsbilder

Die dynamischen Verhältnisse der Bilder 19 bis 22 beziehen sich, wie schon erwähnt, auf ein freilaufendes, also nicht mit dem nachlaufenden durch ein Quergelenk verbundenes Drehgestell, wobei unter Quergelenk eine Verbindung der Drehgestelle verstanden sei, die eine gegenseitige Bewegung der inneren Drehgestellenden quer zur Fahrrichtung verhindert.

Die Bedeutung eines solchen Quergelenkes für den Lauf von Drehgestell-Lokomotiven wurde lange Zeit hindurch nicht richtig erkannt. Erst die Erfahrungen der letzten Jahre im Verein mit den grundlegenden Arbeiten von *Heumann* [11] und *Borgeaud* [12] brachten klare Erkenntnisse. Es sind grundsätzlich drei verschiedene Ausführungsformen möglich. Bei der ersten dieser Ausführungen ist das Gelenk seitlich völlig starr und ohne Spiel. Sie ist an der B_0-B_0-Lokomotive, Reihe E 44 der DR in Form eines Kuppeldreiecks verwirklicht. Die zweite Form gestattet eine geringe Seitenbewegung der Drehgestellenden (etwa 30 mm) unter Ueberwindung einer Federkraft mit entsprechender Vorspannung und höherer Endspannung, ausgeführt z. B. an der C_0-C_0-Lokomotive, Reihe E 94, der DR. Bei der dritten Ausführung können sich die Drehgestelle zunächst um einen kleinen Betrag (etwa 30 bis 50 mm) frei gegeneinander seitlich bewegen, dann tritt das Quergelenk ebenfalls wieder mit Federvorspannung in Wirkung. Die B_0-B_0-Lokomotive, Reihe 251 der BLS (Lötschbergbahn) ist eine Ausführung dieser Art (s. Bd. 127, S. 221*, Bild 7).

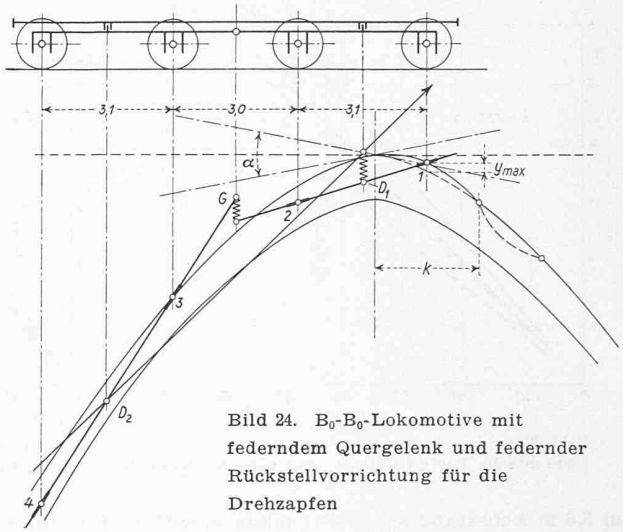

Bild 24. B_0-B_0-Lokomotive mit federndem Quergelenk und federnder Rückstellvorrichtung für die Drehzapfen

Statisch bietet das starre, also ungefederte und spielfreie Quergelenk den Vorteil, dass sich die Drehgestelle gegenseitig in ihrer Wendebewegung um den Reibungsmittelpunkt unterstützen, wodurch die Richtkräfte wesentlich kleiner ausfallen. Bild 7 liegt die Annahme eines starren Quergelenks zu Grunde. *Dynamisch* sind die Ausführungen dieser Art aber ungünstiger. In Bild 23 ist eine B_0-B_0-Lokomotive mit starrem Quergelenk beim Durchlaufen eines Gleisknickes nach dem Verfahren von *Vogel* [13] dargestellt. Das Fahrzeug ist für jene Stellung gezeichnet, bei der die grösste elastische Ausbiegung y_{max} der Schiene erreicht und die halbe Knicklänge $k/2$ durchlaufen ist. Diese Stellung der führenden Achse entspricht dem Punkt B in Bild 12. In Bild 23 ist weiter angenommen, dass die Drehzapfen D_1 und D_2 seitlich fest, also nicht mit Wiegen oder ähnlichem ausgerüstet sind. Die Drehung des vorauslaufenden Drehgestelles wird dann beim Durchlaufen der zweiten Hälfte des Weges k — auch *Stossfahrweg* genannt — nicht um den Stossmittelpunkt, sondern etwa um das Gelenk G erfolgen, wobei ein grösseres Trägheitsmoment wirksam wird, ausserdem muss auch der Oberkasten über den Drehpunkt D_1 nach der Bogeninnenseite eine Drehbeschleunigung aufgedrückt erhalten. Beide Umstände wirken vergrössernd auf die dynamische Richtkraft P_1 an der führenden Achse 1.

In Bild 24 ist schliesslich gezeigt, wie man sich die Fahrzeugstellung vorstellen kann, wenn das Quergelenk federnd ist und die Drehzapfen ebenfalls eine federnde Rückstellvorrichtung besitzen. Das nachlaufende Gestell drängt mit der Achse 3 mehr nach aussen, das vorauslaufende ist in seinen Bewegungen freier und kann sich eher um seinen Stossmittelpunkt drehen. Der seitlich gefederte Drehzapfen mildert ebenfalls die aus der Drehung des Oberkastens kommenden Kräfte und damit die dynamische Richtkraft an der führenden Achse.

6. Zusammenfassung

Die Oberbaubeanspruchung bei Fahrt durch Gleisbogen wird im wesentlichen durch die an der Aussenschiene horizontal liegenden *Richtkräfte* (Führungskräfte) bestimmt. Die *statischen* Richtkräfte ergeben sich aus der Reibung zwischen Rad und Schiene und der freien, nicht durch Ueberhöhung ausgeglichenen Fliehkraft. Die *dynamischen* oder Massenrichtkräfte entstehen dann, wenn das Fahrzeug durch Unstetigkeiten der Gleiskrümmung zu einer Drehbeschleunigung nach der Bogeninnenseite gezwungen wird.

Für eine gedachte B_0-B_0-Lokomotive wurde unter Annahme von 14 bis 20 t Achsdruck in den Gleisbogen von 250,

400 und 625 m Halbmesser der Einfluss einer Geschwindigkeitserhöhung von 10 km/h untersucht. Die *statischen* Richtkräfte sind in den Bildern 8 bis 10 dargestellt. Sie liegen weit unterhalb der Entgleisungsgrenze und steigen innerhalb der untersuchten Intervalle besonders an der führenden Achse (Richtkraft P_1) vergleichsweise nur wenig an. Man könnte auch sagen, das Opfer von 6 t Achsdruck — leichtere Fahrzeuge — bringt keinen entscheidenden Gewinn für die Beanspruchung des Oberbaus im hier untersuchten Sinn.

Wesentlich anders gestalten sich die Verhältnisse bei Ueberprüfung der *dynamischen* Richtkräfte. Es wurde hierzu die Gleichung von *Dauner* herangezogen. Während über die reduzierte Fahrzeugmasse und über die seitliche Nachgiebigkeit der Schienen umfangreiche Versuche und Zahlenangaben vorliegen, bezieht sich der Stosswinkel nur auf die Annahme eines Knickes im geraden Gleis. In der Praxis der Bahnerhaltung wird zur Kontrolle der Stetigkeit der Bogenkrümmung aber stets nur die Pfeilhöhe bzw. die *Pfeilhöhendifferenz* gemessen. Es wurde daher eine einfache geometrische Beziehung zwischen der Pfeilhöhendifferenz und dem in die Daunersche Gleichung einzuführenden Stosswinkel (Knickwinkel) abgeleitet.

Es ist bekannt, dass die *dynamischen* Richtkräfte dann sehr klein werden, wenn am Fahrzeug Konstruktionsteile gewollter Elastizität wie Rückstellfedern, Pendelwiegen oder ähnliches vorgesehen sind. Bild 18 bestätigt diese Tatsache. Bemerkenswert ist nur, dass der Einfluss des Achsdruckes hierbei stark zurücktritt.

Die Formel von *Schramm*, Gl. (12), fordert, dass eine bestimmte grösste Pfeilhöhendifferenz als Funktion der Fahrgeschwindigkeit nicht überschritten werden darf. In den Bildern 20 bis 22 ist der Zusammenhang zwischen Pfeilhöhendifferenz, Fahrgeschwindigkeit, Achsdruck und dynamischer Richtkraft dargestellt, wobei sich zeigt, dass die Pfeilhöhendifferenz den weitaus grössten — gegebenenfalls ungünstigsten — Einfluss auf die *dynamischen* Richtkräfte ausübt, während der des Achsdrucks in den Hintergrund tritt.

Der Kernpunkt der Frage der Geschwindigkeitserhöhung liegt also durchaus nicht so sehr im Nennhalbmesser des Gleisbogens oder im Achsdruck. Vielmehr muss möglichste Stetigkeit der Bogenkrümmung — kontrolliert durch die Pfeilhöhendifferenz — und am Fahrzeug die Anwendung von *Pendelwiegen* oder dergleichen gefordert werden, also von Konstruktionsteilen, die in der Lage sind, noch verbleibende und praktisch unvermeidliche Unstetigkeiten der Bogenkrümmung einwandfrei zu verarbeiten. Die Frage des *Ein-* und *Auslaufes* im Gleisbogen mit erhöhter Geschwindigkeit wurde hier nicht geprüft. Vermutlich ergeben sich ähnliche Gesichtspunkte.

Literaturverzeichnis

[1] *Heumann:* Das Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen. Organ 1913.

[2] *Heumann:* Grundzüge des Bogenlaufes von Eisenbahnfahrzeugen. Lokomotive 1942.

[3] *Heumann:* Zum Bogenlauf von Gelenkfahrzeugen. Elektr. Bahnen 1942.

[4] *Dauner u. Hiller:* Der Anlaufstoss bei Eisenbahnfahrzeugen. Organ 1936, Heft 7.

[5] *Dauner:* Der Anlaufstoss bei Eisenbahnfahrzeugen II. Organ 1937, Heft 21.

[6] *Schramm:* Der Gleisbogen. S. 149. Verlag Elsner, Berlin, 1943.

[7] *Meineke:* Kurzes Lehrbuch des Dampflokomotivbaues. Springer, Berlin 1931.

[8] *Baumann:* Die Ermittlung der Massenträgheitsmomente durch Schwingungsversuche, Organ 1936.

[9] *Czitary:* Beitrag zur Berechnung des Querschwellenoberbaues. Organ, 1938.

[10] *Leven:* Einfluss der Elastizität von Fahrzeug und Gleis auf die Führungskräfte beim Fahrzeuglauf und auf die Stellung des Fahrzeuges im Gleis. Organ 1943.

[11] *Heumann:* Zum Bogenlauf der Gelenkfahrzeuge. Elektr. Bahnen 1942.

[12] *Borgeaud:* Betrachtungen über einzelne Probleme des Kurvenlaufs der Eisenbahnfahrzeuge. Schweizerische Technische Zeitschrift 1944, Nr. 42—45.

[13] *Vogel:* Zeichnerische Untersuchung der Bogenbeweglichkeit von Eisenbahnfahrzeugen. Organ 1926, Seite 354.

Zustand der deutschen Eisenbahn und Probleme ihres Wiederaufbaues

DK 625.1(43)

Von Dr. R. GRETSCH und Dipl. Ing. K. GÜNTHER, Berlin-Grunewald

Nach dem ersten Weltkrieg hatten sich die deutschen Bahnen verhältnismässig schnell erholt. Zerstörungen waren lediglich in geringem Umfange erfolgt, sodass nur der übermässige Verschleiss ihrer vorher gut unterhaltenen Anlagen beseitigt werden musste. Ganz anders liegen die Verhältnisse heute. Der Unterhaltszustand der Bahnen war schon vor 1939 nicht mehr erstklassig, denn für ihre planmässige Erneuerung wurden weder Mittel noch Material in genügendem Masse zur Verfügung gestellt. Die Kampfhandlungen, insbesondere die Luftangriffe, brachten schwere, nachhaltige Zerstörungen. Der Oberbau, der schon vor dem Kriege nicht in wünschenswertem Umfang erneuert worden war, hat durch Abnutzung, Kriegseinwirkungen und Ausbauten stark gelitten und ist durch Einbau gebrauchter Schienen und Weichen nur notdürftig wiederhergestellt worden. Im Osten sind alle noch vorhandenen Hauptstrecken nur noch eingleisig; ihre Leistungsfähigkeit ist dadurch auf etwa ein Fünftel und weniger abgesunken. Viele Brücken sind zerstört, die entstandenen Lücken meist nur mit eingleisigen Behelfsbauten geschlossen worden. Die Stellwerke und Sicherungsanlagen sind in grossem Umfang dem Kriege zum Opfer gefallen, desgleichen die Bahnhofgebäude.

Besonders stark ist der Fahrzeugpark in Mitleidenschaft gezogen worden. Die rund 20 000 im Jahre 1938 vorhandenen Dampflokomotiven waren bis auf 1700 Einheitslokomotiven alte Länderbauarten, die jetzt etwa 30 Jahre alt sind. Sie dürften wegen starker Vernachlässigung während der Kriegsjahre ausmusterungsreif sein. Die Mehrzahl der besonders von 1942 bis 1944 unter Verwendung von Ersatzstoffen gebauten Lokomotiven waren ausgesprochene Kriegserzeugnisse und sollten nur so lange halten, wie der Krieg dauerte. Den Zustand des Lokomotivparks kennzeichnet am besten die Zahl der Reparaturfahrzeuge, die mehr als 50 % beträgt. Die vorhandenen Werkstätten, die für einen Ausbesserungsstand von 15 bis 18 % eingerichtet wurden, sind daher nicht in der Lage, diese hohen Reparaturanforderungen zu bewältigen.

Ganz besonders schwer ist der Wagenpark mitgenommen. Von rund 60 000 Personen- und rund 600 000 Güterwagen ist etwa die Hälfte den Kriegseinwirkungen zum Opfer gefallen; von den Personenwagen sind hauptsächlich alte, hölzerne Wagen übrig geblieben, die sonst nur auf Nebenstrecken verkehrten. Auch bei ihnen fehlen meist die Fenster und die Inneneinrichtungen. Die hölzernen Wagenkästen der Güterwagen sind vielfach ausbesserungsbedürftig; ihre Wiederherstellung erfolgt mit frischem, ungestrichenem Holz. Die eisernen Wagenkästen sind stark verrostet; Bleche und Rostschutzfarben fehlen.

Das Personal der Eisenbahn ist durch Kriegsverluste und Entlassungen fast aller Fachkräfte beraubt worden. Der neu eingestellte, unvollständig ausgebildete Ersatz hat sich bisher noch nicht genügend einarbeiten können; ihm fehlen oft neben den Vorkenntnissen und Erfahrungen Zuverlässigkeit, Pünktlichkeit und Liebe zum Beruf.

Beim Wiederaufbau muss als oberstes Leitmotiv die Betriebssicherheit stehen. Daher sind vor allem Oberbau, Brücken und Sicherungsanlagen vollwertig wiederherzustellen, um die Leistungsfähigkeit (Fahrgeschwindigkeit) heraufsetzen zu können; bei den Bahnen der Ostzone sollte der Wiedereinbau der zweiten Gleise baldmöglichst in Angriff genommen werden.

In den Eisenbahnwerkstätten wird man nur leistungsfähige Maschinen und nicht zu stark beschädigte Wagen ausbessern können. Für grössere Instandstellungsarbeiten müssen Privatwerke herangezogen werden. Wirkliche Besserung der Verhältnisse können jedoch nur umfangreiche Neubauten bringen. Bei der Erneuerung des Fahrzeugparks sollte weitgehende Einführung elektrischen Betriebs in Erwägung gezogen werden. Durch ihn würden die Kohlentransporte für die Bahnen erheblich vermindert werden können, bei starker Streckenbelastung ein wirtschaftlicheres Fahren möglich sein und in den auf den Kohlevorkommen anzulegenden Kraftwerken minderwertige, nicht transportfähige Kohle Verwendung finden können. Schwierig wird die Beschaffung des hohen Kapital- und Materialbedarfs sein, den die Elektrifizierung erfordert. Er wird ohne Mithilfe des Auslands wohl kaum aufgebracht werden können.