Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 70 (1952)
Heft: 5

Artikel: Messung und Rechnung beim Bogenlauf von Schienenfahrzeugen
Autor: Pflanz, Karl
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-59550

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: 13.01.2026

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

70. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet
Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nummer 5

Messung und Rechnung beim Bogenlauf von Schienenfahrzeugen

Von Prof. Dr. KARL PFLANZ, Linz (Oesterreich)

DK 625.2.032.2

1. Einleitung

Die Lauftheorie ist heute zu einem unentbehrlichen Hilfsmittel bei der Konstruktion von Schienenfahrzeugen geworden. Dieser Tatbestand schliesst aber die Notwendigkeit nicht aus, theoretische Erkenntnisse soweit als möglich eingehenden Kontrollversuchen zu unterwerfen und die Ansätze der genauen Berechnungen, wenn notwendig, zu revidieren. Die Schwierigkeiten solcher Versuche liegen aber nicht nur auf rein messtechnischem Gebiet, sondern auch in dem Umstand, dass selbst bei vergleichsweise einfachen Fällen eine sehr grosse Anzahl von Mess-Stellen verwendet werden muss. Auch ändern sich sehr oft die die gesamte Wechselwirkung zwischen Gleis und Fahrzeug bestimmenden Grössen, wie beispielsweise der Gleiszustand, und können nur mit kostspieligen Mitteln — Oberbau-Messwagen — festgestellt werden. Dass die Hauptschwierigkeit, nämlich die Unmöglichkeit einer unmittelbaren Messung in den Berührungspunkten zwischen Rad und Schiene, noch besteht und wahrscheinlich dauernd bestehen bleiben wird, sei nur am Rande vermerkt.

Jede Untersuchung, deren Ziel die Ermittlung der Kräfte im Laufwerk ist, besteht aus gerechneten, geschätzten und durch Messung bestimmten Grössen. Da nun Schätzung wie Messung unvermeidbar mit Fehlern behaftet sind, aber auch die strenge Rechnung schon rein geometrisch von verschiedenen Annahmen ausgehen kann, ist der einzig mögliche Weg in der Abstimmung dadurch gegeben, dass man die Laufkräfte zunächst nach üblichen Annahmen berechnet und dann mit den Messergebnissen vergleicht. Bestehen grössere Unstimmigkeiten, so müssen die Voraussetzungen der Rechnung entsprechend geändert werden, wodurch sie eine wesentlich grössere, durch die Messung bestätigte Sicherheit erhalten.

Im Schrifttum über Spurführung sind nur wenige nach solchen Ueberlegungen geführte Untersuchungen anzutreffen, obwohl besonders in Deutschland und Frankreich die messtechnische Behandlung aussergewöhnliche Fortschritte gemacht hat. Nachfolgend sind nun für eine Schnellzuglokomotive mit einem in seinem Gesamtaufbau sehr einfachen und daher besonders geeigneten Laufwerk die Seitenkräfte in den Achslagern und den Drehzapfen gerechnet und mit den gemessenen Werten verglichen, die bei Durchfahrt durch Gleisbogen von $R = 300$ m bei Geschwindigkeiten von $V = 51$ bis 83 km/h auftreten. In diesem Sinne stellt die vorliegende Studie eine Fortsetzung der Analyse der Drehzapfen-Richtkräfte dieser Lokomotive dar[1]).

2. Bauart der Lokomotive

Wie in der erwähnten Abhandlung schon gezeigt, besteht an der untersuchten Lokomotive das Laufwerk (Bild 1) aus zwei einfachen amerikanischen Drehgestellen und den im Hauptrahmen gelagerten Achsen 3 und 4. Die Drehzapfen D_1 und D_2 sind seitlich fest, besitzen also keine Rückstellfedern; ebenso sind keine Einrichtungen vorhanden, die die Verdrehung der Gestelle gegen den Hauptrahmen dämpfen. Die Mittelachsen 3 und 4 weisen gegen den Hauptrahmen ein Seitenspiel von 34 mm auf, ihre Spurkränze sind ausserdem um 10 mm schwächer gedreht. Der Achsdruck beträgt 17,5 t an den Achsen 2 bis 5, und 17,0 t an den Laufachsen 1 und 6. In der nachfolgenden Rechnung ist vereinfachend 17,5 : 2 = 8,75 t als Raddruck angenommen.

Die Achsen 2 bis 5 sind durch je einen Doppelmotor einzeln angetrieben. Die Stundenleistung der Lokomotive — Reihenbezeichnung 1670 der Oesterreichischen Bundesbahnen — beträgt 2350 kW bei $V = 69$ km/h; die Höchstgeschwindigkeit 100 km/h. Zur Zeit der Versuche befand sich diese Lokomotivbauart etwas mehr als zehn Jahre im Betrieb. Obwohl nicht mehr dem letzten Erfahrungsstand entsprechend, wurde diese Bauart der Einfachheit des Laufwerkes wegen absichtlich gewählt, weil besonders das Vorhandensein von Rückstellfedern den Vergleich zwischen Rechnung und Messung wesentlich erschwert.

[1]) SBZ 1950, Nr. 39: «Messungen am Laufwerk einer elektrischen Schnellzuglokomotive».

3. Berechnung der Drehzapfen-Richtkräfte und Achslager-Seitenkräfte

a) Teilgewichte und Teil-Fliehkräfte

Im vorliegenden Fall betragen die massgebenden Teilgewichte der Lokomotive in aufgerundeten Werten: Hauptrahmen mit Aufbau: $G_0 = 84{,}0$ t, Drehgestell komplett ohne Achsen: 5,0 t, eine Triebachse (2 bis 5) mit Lagern: 2,0 t, eine Laufachse (1 und 6) mit Lagern: 1,0 t, Gesamtgewicht der Lokomotive: 104,0 t.

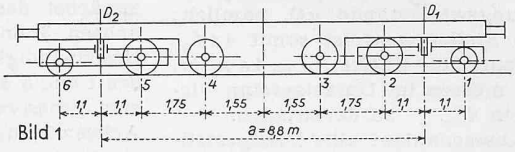

Bild 1

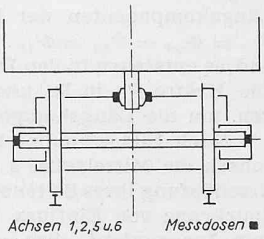

Bild 2

Für die freie, nicht durch Ueberhöhung ausgeglichene Fliehkraft F [kg] gilt die bekannte Beziehung:

$$(1) \qquad F = \frac{G}{g\,R}\,(v^2 - v_0^2)$$

wenn G [kg] das Fahrzeug- oder Fahrzeugteil-Gewicht und R [m] den Bogenhalbmesser bedeuten. Die gefahrene Geschwindigkeit ist mit v [m/s] bezeichnet. Für die Versuchsbogen von $R = 300$ m und eine Ueberhöhung von $\ddot{u} = 65$ mm ergibt sich aus $\ddot{u} = (11{,}8\,V^2)/R$ eine «ausgeglichene» Geschwindigkeit von $V_0 = 41$ km/h oder $v_0 = 11{,}4$ m/s.

Für die höchste Versuchsgeschwindigkeit von $V = 83$ km/h ~ 23 m/s erhält man nach (Gl. 1) folgende Teil-Fliehkräfte: Oberkasten: $F_0 = 11{,}2$ t, Drehgestell ohne Achsen: $F_G = 0{,}66$ t, Triebachse mit Lagern: $F_T = 0{,}266$ t, Laufachse mit Lagern: $F_L = 0{,}133$ t, Drehgestell einschliesslich Achsen: $F_D = 1{,}07$ t.

b) Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2

Es sei an dieser Stelle vorausgeschickt, dass nach Bild 2 die Seitenkräfte an den Drehzapfen und in den Achslagern gemessen wurden, wie aus der Lage der Messdosen erkennbar ist. Die Drehzapfen-Richtkräfte P_1 am vorderen und P_2 am hinteren Drehzapfen setzen sich wie folgt aus der Teil-Fliehkraft F_0 des Oberkastens und jenen Kräften zusammen, die von den Drehzapfen aus die beiden Mittelachsen im Sinne des Gleisbogens schwenken:

α) Fliehkraft-Anteil des Oberkastens

Bild 3 stellt die Längsaxe des Hauptrahmens mit den Drehzapfen D_1 und D_2 sowie die auf den Hauptrahmen wirkenden Reibungskräfte der Mittelachsen 3 und 4 dar. Die gesamte Teil-Fliehkraft des Oberkastens F_0 verteilt sich je zur Hälfte auf den vorderen und den hinteren Drehzapfen mit dem Betrage $F_0/2$ und wirkt an beiden Drehzapfen nach der Bogenaussenseite.

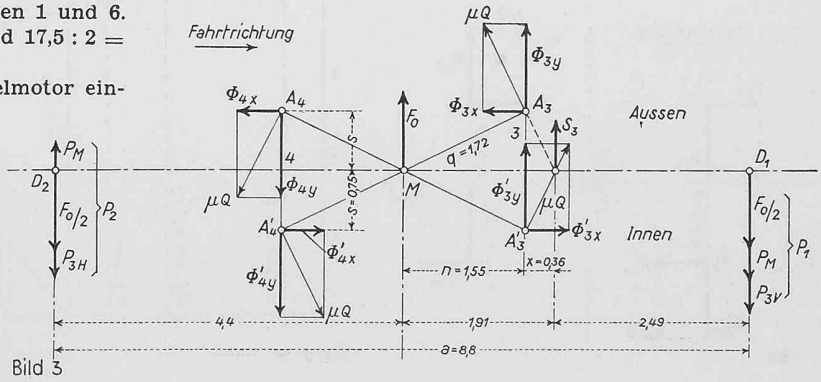

Bild 3

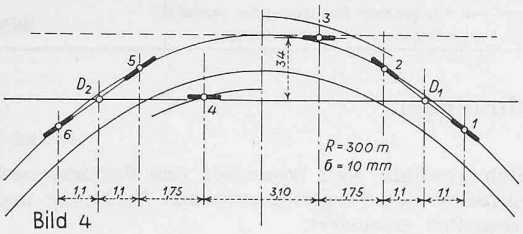

Bild 4

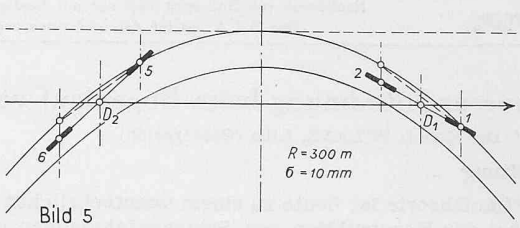

Bild 5

β) Anteil der Mittelachsen 3 und 4

Auf Bild 4 ist die Stellung der Lokomotive im Versuchsbogen von $R = 300$ m gezeichnet. Nach einer noch später folgenden Begründung ist Aussenanlauf aller Drehgestellachsen, d. h. Sehnenstellung des ganzen Fahrzeuges angenommen. Der Reibungsmittelpunkt M der Mittelachsen 3 und 4 liegt daher in der Hauptrahmen-Längsmitte zwischen D_1 und D_2 (Bild 3). Die Schwenkung des Hauptrahmens erfolgt gemäss der eingetragenen Fahrrichtung im Uhrzeiger-Sinn und erzeugt in den Rad-Aufstandspunkten A_3, A'_3, A_4 und A'_4, die Längskomponenten der Reibungswiderstände μQ, nämlich: $\Phi_{3x} = \Phi'_{3x} = \Phi_{4x} = \Phi'_{4x}$. Das *Stellmoment* ist somit $4\,s\,\Phi_{3x}$ und es entstehen in den Drehzapfen die Kräfte $P_M = 4\,s\,\Phi_{3x}/a$. Die Kräfte P_M in D_1 und D_2 müssen im Uhrzeigersinn wirken, um die Längskomponenten $\Phi_{3x\ldots}$ zu überwinden.

Nach Bild 4 kommt bei Ausssenanlauf aller Drehgestellachsen die Mittelachse 3 nicht zum Aussenanlauf, weil nach Erschöpfung ihres Seitenspiels von 34 mm noch der geschwächte Spurkranz von Einfluss ist. Die Mittelachse 4 kommt aber zum Innenanlauf, ihre μQ-Querkomponenten Φ_{4y} und Φ'_{4y} werden durch die dazugehörende Schienenrichtkraft unmittelbar getilgt und beeinflussen den Hauptrahmen weiter nicht.

An der Mittelachse 3 treten hingegen die μQ Querkomponenten $\Phi_{3y} = \Phi'_{3y}$ auf, und zwar als Reibungswiderstände der durch die Schwenkbewegung des Hauptrahmens erzeugten Querverschiebung dieser Achse nach der Bogeninnenseite. Sie lassen sich zur *Stellkraft* $S_3 = 2\,\Phi_{3y}$ vereinigen. Durch die Stellkraft S_3 entsteht im vorderen Drehzapfen D_1 die Reaktion P_{3V} und im hinteren Drehzapfen D_2 die Reaktion P_{3H}. Nach den in Bild 3 angegebenen Abmessungen des Hauptrahmens gilt $P_{3V} \cdot 8{,}8 = S_3\ (4{,}4 + 1{,}91)$ oder $P_{3V} = 0{,}716\,S_3$. Für die Reaktion P_{3H} am hinteren Drehgestell ergibt sich $P_{3H} = S_3 - P_{3V} = 0{,}284\,S_3$.

γ) Gesamte Drehzapfen-Richtkräfte

In Bild 3 sind die Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2 als Reaktionen, d. h. in jenem Sinn gezeichnet, wie sie von den Drehgestellen aus auf den Hauptrahmen wirken. Beide Fliehkraftanteile $F_0/2$ des Oberkastens und die Anteile aus der Stellkraft S_3, d. h. die Kräfte P_{3V} und P_{3H}, wirken nach der Bogenaussenseite, im Rechtsbogen des Gleises also nach links. Die durch das Stellmoment entstehenden Kräfte P_M wirken aber verschieden, nämlich am vorderen Drehgestell nach aussen, am hinteren nach der Bogeninnenseite, die Reaktionen also im Sinne von Bild 3. Dementsprechend ist auch $P_1 > P_2$. Aus den einzelnen Anteilen ergibt sich somit für den vorderen Drehzapfen D_1:

$$(2)\qquad P_1 = F_0/2 + P_M + P_{3V} = \frac{G_0}{2 \cdot 9{,}81\,R}\,(v^2 - v_0^2) + \frac{4\,s\,\Phi_{3x}}{a} + 0{,}716 \cdot 2 \cdot \Phi_{3y}$$

und für den hinteren Drehzapfen D_2:

$$(3)\qquad P_2 = F_0/2 - P_M + P_{3H} = \frac{G_0\,(v^2 - v_0^2)}{2 \cdot 9{,}81 \cdot R} - \frac{4\,s\,\Phi_{3x}}{a} + 0{,}284 \cdot 2 \cdot \Phi_{3y}$$

In den Gleichungen (2) und (3) ist nur das erste Glied von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Dieser Umstand spielt beim Vergleich mit den gemessenen Werten eine Rolle.

c) Minimumbild der Drehgestelle

Zur Beurteilung der gerechneten Lösung ist auf Bild 5 zunächst das untersuchte Laufwerk aber ohne die Mittelachsen 3 und 4 dargestellt. Bei Fahrt mit ausgeglichener Geschwindigkeit, also ohne freie Fliehkraft, laufen die Achsen 1 und 5 aussen an, 2 und 6 stehen radial. Bei Vorhandensein grösserer freier Fliehkraft tritt auch Aussenanlauf der Achsen 2 und 6 und damit Sehnenstellung (gestrichelt gezeichnet) ein. In beiden Fällen sind am vorderen und hinteren Drehgestell alle Laufwerkkräfte gleich.

Sind im Hauptrahmen aber Mittelachsen vorhanden, so entstehen nach der in Punkt 3, b, γ, gezeigten Art am vorderen und hinteren Drehgestell verschieden grosse Drehzapfen-Richtkräfte, die ihrerseits wieder rückwirkend die Einstellung der Drehgestelle vorne und hinten und damit auch die des Hauptrahmens verschieden gross beeinflussen. Dieser Wechselwirkung entspricht ein ganz bestimmtes Gleichgewicht der Laufwerkkräfte, das aber nur durch umständliche Rechnung zu ermitteln ist.

Besteht grössere freie Fliehkraft, so tritt auch in dem auf Bild 5 dargestellten Fall Sehnenstellung ein; die Laufwerkkräfte sind an den beiden Drehgestellen verschieden, die μQ-Kräfte sind aber, wie Bild 6 zeigt, zentrisch-symmetrisch um den Drehzapfen D_1 und um den Reibungsmittelpunkt M'_D, wodurch die Zahlenrechnung wesentlich vereinfacht wird. Vorausgreifend auf die Messergebnisse sei schon hier vermerkt, dass nach einer vorgenommenen Kontrollrechnung der zahlenmässige Unterschied der Laufwerkkräfte bei Sehnenstellung gegenüber der vorerwähnten Gleichgewichtslage kleiner ist als die durch die Rechnung nicht kontrollierbare Streuung der Messergebnisse.

Die durch Annahme der Sehnenstellung bewusst entstehende Unschärfe der Zahlenrechnung zeigt sich klarer an Hand des Minimumbildes[2]) der Drehgestelle (Bild 7). Für beide Fälle, d. h. vorderes und hinteres Drehgestell, sind am Drehzapfen wirkend die *Mittelkräfte* $K_1 = P_1 + F_D$ und $K_2 = P_2 + F_D$ eingeführt, wobei F_D die Fliehkraft des kompletten Drehgestelles bedeutet.

Die $\mathfrak{M}$-Kurve ist nach einer noch später folgenden Begründung für $\mu = 0{,}17$ entwickelt.

Wie ersichtlich, liegt der Reibungsmittelpunkt M'_D des vorderen Drehgestelles knapp hinter dem Drehzapfen D_1; für das hintere Drehgestell (M''_D) etwa auf halbem Wege zur Achse 6. Es besteht also keine entscheidende Abweichung gegenüber der Sehnenstellung, für welche in beiden Fällen die Reibungsmittelpunkte M'_D und M''_D in den Drehzapfen liegen müssten.

d) Einzelkräfte an den Drehgestellen

α) Drehgestellachsen

Nach Bild 8 unten ergibt die Lage des Reibungsmittelpunktes M'_D in der Längsmitte

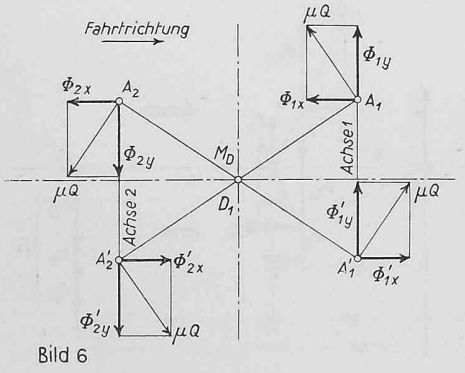

Bild 6

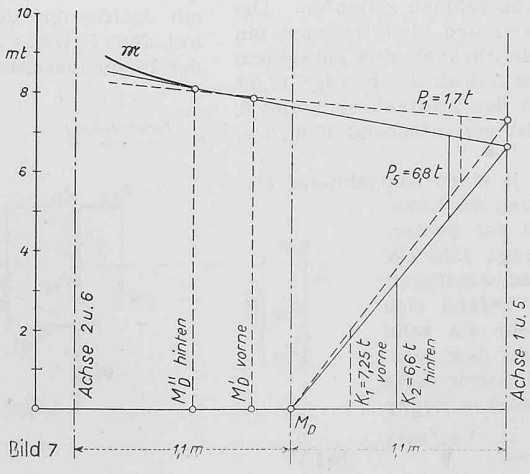

Bild 7

[2]) *Heumann:* Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge. «Elektrische Bahnen» 1950, Nr. 4.

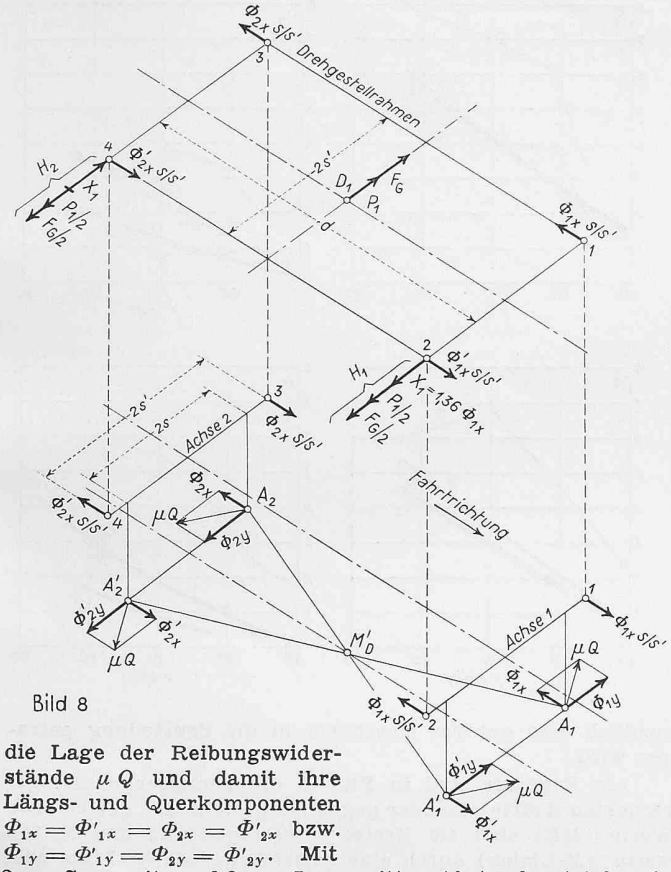

Bild 8

die Lage der Reibungswiderstände μQ und damit ihre Längs- und Querkomponenten $\Phi_{1x} = \Phi'_{1x} = \Phi_{2x} = \Phi'_{2x}$ bzw. $\Phi_{1y} = \Phi'_{1y} = \Phi_{2y} = \Phi'_{2y}$. Mit $2s$ = Spurweite und $2s'$ = Lagermitten-Abstand entstehen in den Lagermitten 1, 2, 3 und 4 die Reaktionen Φ_{1x} (s/s'), Φ_{2x} (s/s') usw. Diese vorgenannten Kräfte setzen die Achsen bzw. Radsätze ins Gleichgewicht, und zwar hinsichtlich der Momente um die Achswellen 1 und 2 und auch hinsichtlich der Längsrichtung.

In der Querrichtung erzeugen an der Achse 1 die Querkomponenten $\Phi_{1y} = \Phi'_{1y}$ die Schienen-Richtkraft $2\,\Phi_{1y}$. Diese quer zur Fahrrichtung liegenden und unmittelbar zwischen Rad und Schiene wirkenden Kräfte sind messtechnisch nicht erfassbar und werden hier auch nicht weiter verfolgt. An der Achswelle 2 müssen die Querkomponenten $\Phi_{2y} = \Phi'_{2y}$ durch eine Kraft im Achslager von der Grösse $2\,\Phi_{2y}$ ins Gleichgewicht gesetzt werden. Auf ihre Bedeutung wird weiter unten noch zurückgekommen.

β) Drehgestellrahmen

In Bild 8 oben ist der Drehgestellrahmen vereinfacht als ebene Platte dargestellt. Diese Vereinfachung ist zulässig, da sich die Höhenlage der Achslager und die des Drehzapfens über Schienen-Oberkante nur wenig voneinander unterscheiden. Die Gegenkräfte Φ_{1x} (s/s') ..... der Längskräfte in den Achslagermitten 1 bis 4 sind entgegengesetzt gerichtet, d. h. sie suchen die Platte (Drehgestellrahmen) um D_1 entgegen dem Uhrzeigersinn zu drehen. Das Gleichgewicht fordert das Bestehen von Kräften X_1 in den Achslagern, deren Grösse sich mit s = 0,75 m (halbe Spurweite) und d = 2,2 m (Drehgestell-Achsstand) aus $2{,}2 \cdot 0{,}75\,\Phi_{1x} = X_1 \cdot d$ bestimmt. Richtung und Lage der Kräfte X_1 werden sofort klar, wenn man sich vorstellt, dass sie es sind, die das Drehgestell dem Rechtsbogen entsprechend im Uhrzeigersinn schwenken.

Die Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2 sowie die freie Fliehkraft F_D des Drehgestellrahmens (ohne Achsen) verteilen sich je zur Hälfte auf die Achslager, wie ebenfalls Bild 8 zeigt.

e) Achslager-Seitenkräfte

Die gesamten Achslager-Seitenkräfte für die Achsen 1, 2, 5 und 6 ergeben sich daher zu:

(4) $H_1 = 1{,}36\,\Phi_{1x} + P_1/2 + F_G/2$

(5) $H_2 = P_1/2 + F_G/2 - 1{,}36\,\Phi_{1x}$

(6) $H_5 = 1{,}36\,\Phi_{5x} + P_2/2 + F_G/2$

(7) $H_6 = P_2/2 + F_G/2 - 1{,}36\,\Phi_{6x}$

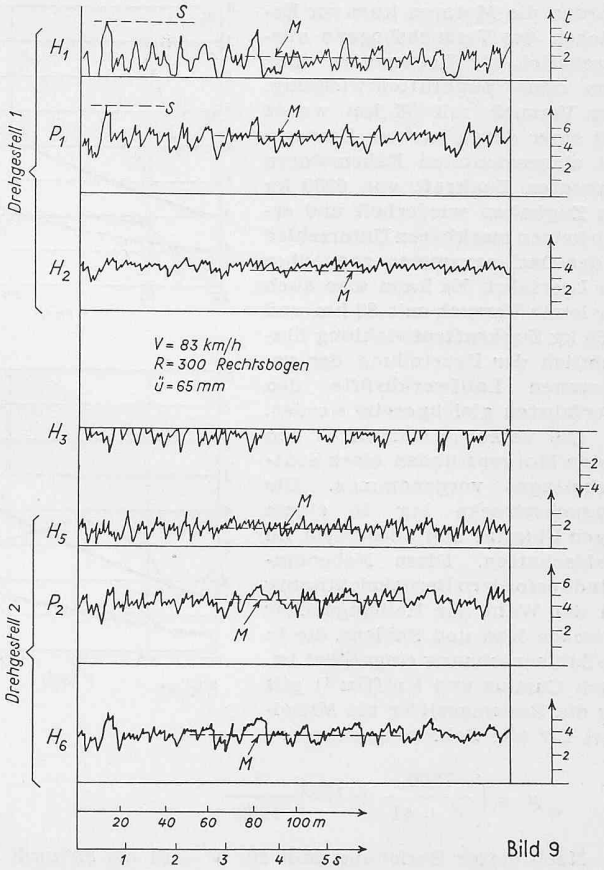

Bild 9

Für die Zahlenrechnung sind im Falle der höchsten untersuchten Werte massgebend: Die halbe Spurweite $s = 0{,}75$ m, die μQ-Längskomponente der Achse 3 $\Phi_{3x} = 0{,}65$ t, der Drehzapfenabstand $a = 8{,}8$ m, die μQ-Querkomponente der Achse 3 $\Phi_{3y} = 1{,}35$ t, die μQ-Längskomponente der Achse 1 $\Phi_{1x} = 0{,}84$ t und das Drehgestellgewicht $G_D = 5000$ kg. Man erhält durch Einsetzen in die Gleichungen (2) bis (7):

$$H_1 = 4{,}51 \text{ t},\ P_1 = 6{,}08 \text{ t},\ H_2 = 2{,}23 \text{ t},$$
$$H_5 = 4{,}17 \text{ t},\ P_2 = 5{,}41 \text{ t},\ H_6 = 1{,}89 \text{ t}.$$

4. Angewendete Messmethode und Versuchsdurchführung

α) Messmethode

Auch bei dieser Untersuchung wurde wieder die Methode der Kohle-Druckmessdosen mit oszillographischer Aufzeichnung verwendet [3]).

Die Achsen waren seitlich innerhalb der Druckdosen mit einer leichten Vorspannung geführt (Bild 2), deren Grösse das Messergebnis nicht wesentlich beeinflusst. In Bild 9 sind die Oszillogramme der H-Kräfte in den Achslagern und die der Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2 wiedergegeben. Da jeweils an jeder Achse, bzw. an jedem Drehzapfen, nur links oder rechts — je nach Richtung des durchlaufenen Gleisbogens — eine Druckanzeige auftreten kann, zeigt das Oszillogramm der gegenüberliegenden Messdose keinen Ausschlag. Der Vorschub erfolgt gemäss dem eingetragenen Masstab nach dem Weg; der Zeitmasstab ist nach der Fahrgeschwindigkeit berechnet, die mit verlässlichen Geschwindigkeitsmessern aufgenommen wurde.

β) Versuchsstrecke und Versuchsdurchführung

Es wurden zusammen fünf Fahrten mit den Geschwindigkeiten 51, 56, 61, 70 und 83 km in zwei Gleisbogen, und zwar in einem Linksbogen und einem Rechtsbogen von je 300 m Halbmesser vorgenommen. Der Oberbau befand sich im ersten Fall in mittlerem, im zweiten Fall in gutem Erhaltungszustand. Die Messungen mit 51, 61 und 70 km beziehen sich auf den mittelmässig erhaltenen Linksbogen, die mit 56 und 83 km auf den gut erhaltenen Rechtsbogen. Der Versuchszug bestand nur aus der Lokomotive und dem Messwagen. Mit Ausnahme der letzten Fahrt mit $V = 83$ km,

[3]) *C. Th. Müller:* Laufsicherheitsprüfung bei der Deutschen Reichsbahn. «Organ» 1941, Heft 15

wurden die Motoren kurz vor Erreichen des Versuchsbogens ausgeschaltet, die Lokomotive fuhr also ohne Zugkraftentwicklung. Der Versuch mit 56 km wurde mit einer durch leichtes Bremsen bei eingeschalteten Fahrmotoren erzeugten Zugkraft von 6300 kg am Zughaken wiederholt und ergab keinen merkbaren Unterschied in den Oszillogrammen gegenüber der Leerfahrt. Es kann also auch der letzte Versuch mit 83 km und 4250 kg Zugkraftentwicklung hinsichtlich der Beurteilung der gemessenen Laufwerkkräfte den Leerfahrten gleichgesetzt werden.

Die Versuche wurden in den ersten Morgenstunden eines Spätherbsttages vorgenommen. Die Versuchsstrecke lag in einem engen Flusstal und ausserdem im Waldschatten. Diese Nebenumstände erfordern Berücksichtigung bei der Wahl der Reibungsziffer zwischen Rad und Schiene, die in die Zahlenrechnung eingeführt ist. Nach Curtius und Kniffler[4]) gilt für die Reibungsziffer als Mittelwert für alle Schienenzustände:

$$\mu = \left(\frac{7500}{V + 44} + 161\right) \frac{1}{1000}$$

Nach dieser Beziehung fällt für $V = 51$ bis 83 km/h der Wert μ von 0,24 auf 0,22 ab. Die untere Grenze des Streugebietes der Versuche von Curtius und Kniffler liegt im vorgenannten Geschwindigkeitsbereich zwischen $\mu = 0{,}13$ und 0,11 und bezieht sich auf den ungünstigsten Schienenzustand. Im Hinblick auf die vorerwähnte örtliche Lage der Strecke und die Zeit der Versuche können wohl feuchte Schienen, aber nicht der ungünstige Zustand angenommen werden. Es ist daher mit einer Reibungsziffer von $\mu = 0{,}17$ gerechnet.

5. Gegenüberstellung der gerechneten und gemessenen Werte

Der in Bild 9 gezeichnete Ausschnitt bezieht sich auf die fünfte Fahrt im reinen Gleisbogen, also nicht in den Uebergangsbogen, und umfasst — wie die eingezeichneten Masstäbe zeigen — bei $V = 83$ km/h eine durchfahrene Bogenlänge von 200 m, bzw. eine Fahrzeit von 8,7 s. Der bei diesem Versuch gefahrenen Geschwindigkeit von 83 km/h entspricht in der bekannten Beziehung $V = K \sqrt{R}$ ein Festwert $K = 4{,}8$, während im normalen Betrieb in einem Gleisbogen von $R =$ 300 m und 65 mm Ueberhöhung nur 70 km/h entsprechend $K = \sim 4$ zugelassen sind.

Für diese Fahrt war absichtlich eine Geschwindigkeit gewählt worden, die wesentlich über der normalen liegt, um die Laufwerkkräfte, besonders soweit sie von der Geschwindigkeit abhängig sind, schärfer hervortreten zu lassen. Das Studium von Druck-Schaulinien der Laufwerkkräfte anderer Fahrzeuge hatte deutlich gezeigt, dass eine Reihe von Nebeneinflüssen, wie Unstetigkeit der Bogenkrümmung, Ueberhöhungsfehler, zu grosse freie Spiele (Abnützungen) im Laufwerk und auch die Schlingerbewegung als Folge der konischen Radreifen den Verlauf stark beeinflussen. Auf Bild 3, der unter Fussnote 1 erwähnten Untersuchung der gleichen Lokomotive ist beispielsweise zu erkennen, dass der Verlauf der Druck-Schaulinien wesentlich unruhiger ist, weil diese Fahrt auf einem Gleisbogen mittleren Erhaltungszustandes stattfand. In allen Fällen erscheint aber das Oszillogramm, das theoretisch eine Gerade sein sollte, in eine Reihe mehr oder weniger scharfer Spitzen aufgelöst.

Der mit der Rechnung in Vergleich gestellte Messwert der Laufwerkkräfte ist als Mittelwert den Oszillogrammen entnommen und auf Bild 9 mit M bezeichnet. Der Kräftemasstab des Oszillogrammes ist infolge der konstruktiven Ausbildung der Kohle-Druckdosen nicht linear, wodurch unvermeidlich eine gewisse Unschärfe in die Beurteilung getragen wird.

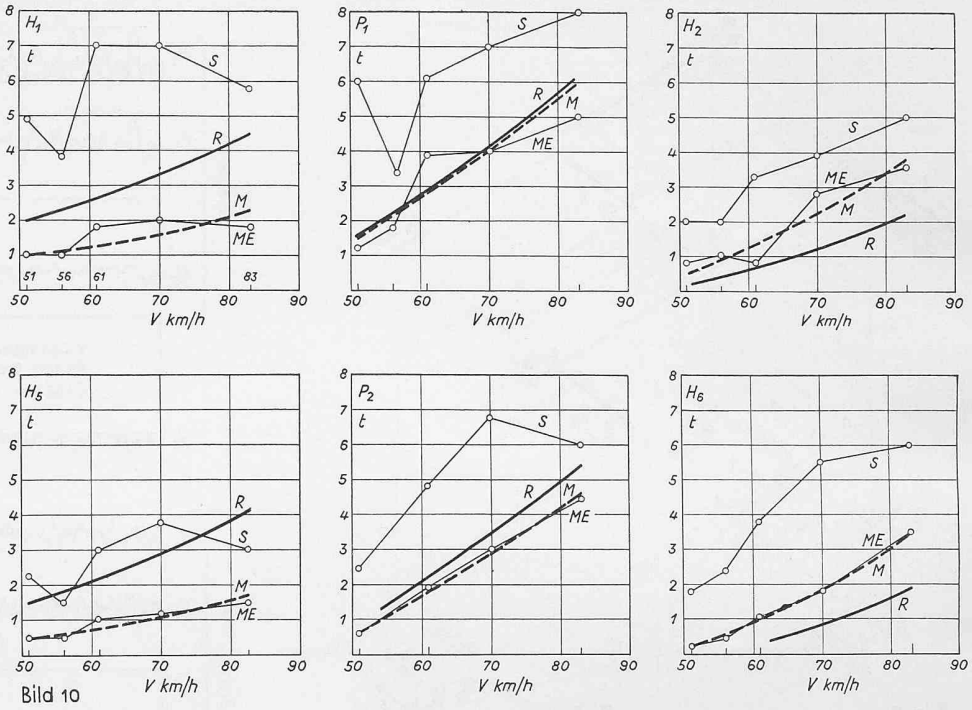

Bild 10

Als Ergebnis sind in Bild 10 die gemessenen und gerechneten Kräfte einander gegenübergestellt. Die gemessenen Werte (ME) sind als Kreise eingetragen und ihre Mittelwerte (M-Linien) durch eine gestrichelte, starke Linie wiedergegeben, während die gerechneten Werte (R-Linien) voll gezeichnet sind. In den Gleichungen (4) bis (7) für die Querkräfte in den Achslagern sind $P_1/2$, $P_2/2$ und $F_G/2$ die von der Fahrgeschwindigkeit abhängigen Glieder, weil sie die Fliehkraft enthalten, während die Glieder $1{,}36\,\Phi_{1x}$..... von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig sind, solange man auch der Reibungsziffer μ dieses Verhalten zuschreibt. Im untersuchten Geschwindigkeitsbereich sei diese Annäherung gestattet. Die Neigung der R-Linien über der Fahrgeschwindigkeit ist daher nur durch die Fliehkraft bestimmt.

Zur Berechnung der Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2 sei noch bemerkt, dass bei deren Ermittlung der Einfluss der Achse 3 nach Punkt 3, b, γ, nicht nach dem Rechnungswert, sondern nach dem Oszillogramm (Bild 9) mit $H = 0{,}5$ t angenommen wurde. Nach dem Kurvenplan (Bild 4) sollte die Achse 3 noch nicht aussen anlaufen, also die durch μQ-Querkomponenten bedingte H-Kraft voll auftreten. Durch die seitliche Nachgiebigkeit der Aussenschiene rückt aber das ganze Fahrzeug und damit auch die Achse 3 nach der Bogenaussenseite. Die Achse 3 kommt damit, wie ihre Druck-Schaulinie zeigt, teilweise zum Aussenanlauf; ein Teil ihrer H-Kraft wird von der Aussenschiene gewissermassen abgefangen, sodass im Lager nur ein Wert von $H \sim 0{,}5$ t verbleibt.

6. Schlussfolgerungen

Für die beiden Drehzapfen-Richtkräfte P_1 und P_2 besteht gute Uebereinstimmung zwischen Messung und Rechnung, während für die vorauslaufenden Achsen jedes Drehgestelles, also die Achsen 1 und 5, die Messung kleinere, an der Achse 1 sogar wesentlich kleinere Werte ergibt. An den nachlaufenden Drehgestellachsen 2 und 6 ist die Uebereinstimmung wohl besser als an den Achsen 1 und 5, doch fällt auf, dass die Messung in diesem Falle nicht niedrigere, sondern höhere Werte zeigt.

Als Ergebnis der vorliegenden Untersuchung sind die R- und M-Linien von Bild 10 anzusprechen. Die gute Uebereinstimmung bei den Drehzapfen-Richtkräften P_1 und P_2 ist einfach durch den Umstand zu erklären, dass der überwiegend grösste Teil dieser Kräfte aus der Fliehkraft des Oberkastens besteht, die genau und ohne wesentliche Fehlerquelle zu rechnen ist; anders ist aber die gegenseitige Lage der R- und M-Linien bei den H-Kräften in den Achslagern. Es zeigt sich wohl, dass die grundlegende Theorie als verlässlich angesprochen werden kann, wenn es sich darum handelt, die

[4]) *Curtius* und *Kniffler:* Neue Erkenntnisse über die Haftung zwischen Treibrad und Schiene. «Elektrische Bahnen» 1944, Nr. 1 bis 2.

Fahrzeugstellung im Gleis, also beispielsweise Aussen- und Innenanlauf einer Achse vorauszusagen. Anders sind aber die Kräfte zu beurteilen. Wie schon Nordmann erwähnt[5]), liegt die Hauptschwierigkeit einer klaren Deutung in der Form der Druck-Schaulinien. Es ist bis heute nur teilweise bekannt, auf welche Ursachen die Auflösung in scharfe Spitzen zurückzuführen ist. Der Einfluss der Gleislage wurde für einen Fall mit besonders markantem Hervortreten in einer schon weiter oben genannten Studie der gegenständlichen Lokomotive behandelt. Besonders undurchsichtig werden die Zusammenhänge dann, wenn sich die wirkliche Form der Gleislage, die von ihrer rein geometrischen immer mehr oder weniger abweicht, und der Einfluss der ungewollten Elastizitäten an Gleis und Fahrzeug in nicht näher bekannter Art überlagern. Mit Ausnahme der Rückstellvorrichtungen seitenverschieblicher Fahrzeugteile — Rückstellfedern, Pendelwiegen usw. — ist die elastische Nachgiebigkeit ebenso ungewollt wie notwendig, da bei völliger Starrheit unendlich grosse Kräfte entstehen würden. Diesen Widerspruch empfindet in erster Linie der Konstrukteur unangenehm, weil die Fragen der elastischen Verformung nur durch sehr zeitraubende Rechnungen behandelt werden können.

Die sehr selten und vereinzelt auftretenden Druckspitzen sind als *S*-Linie ebenfalls auf Bild 10 wiedergegeben. Im allgemeinen werden diese Druckspitzen noch innerhalb des üblichen Sicherheitsgrades liegen, den man bei der konstruktiven Bemessung der Fahrzeugteile anzuwenden pflegt. In Einzelfällen können sie Entgleisungsgefahr bedeuten.

Auch die kräftetechnische Analyse der Messungen ergibt wertvolle Hinweise, aber nicht absolute, sondern nur *Richtwerte*. Die weitere Forschung wird sich auch eingehend mit jenen Nebeneinflüssen beschäftigen müssen, die heute noch eine empfindliche Unschärfe in die Beurteilung tragen.

[5]) *Nordmann:* Die Laufeigenschaften der Lokomotiven. «Organ» 1941, Heft 9/10.

Lichtsignal-Anlage beim Bahnübergang Winterthur-Töss

DK 625.746.53 (494.34)

Lichtsignalanlagen dienen zur Regelung und Sicherung des allgemeinen Strassenverkehrs an Kreuzungen und auf Plätzen. Dass mit ihrer Hilfe aber auch aussergewöhnliche Sonderprobleme zweckmässig gelöst werden können, zeigt eine kürzlich in Winterthur in Dienst gestellte Anlage dieser Art. Bei der Umstellung ihrer letzten Tramlinie auf die schienenfreie Verkehrsbedienung durch den Trolleybus sahen sich die dortigen Verkehrsbetriebe vor einer schwierigen Entscheidung. An sich wäre es erwünscht gewesen, die neue Buslinie im Interesse einer besseren Verkehrsbedienung über den bisherigen Endpunkt Töss der Strassenbahn hinaus zu verlängern, der sich unmittelbar vor dem Niveauübergang der Zürcherstrasse über die SBB-Linie nach Bülach befand. Ganz abgesehen davon, dass die häufigen Zugfahrten auf dieser Bahnstrecke mit der jeweils minutenlangen Schliessung der Schranken einen fahrplanmässigen Trolleybusbetrieb ohnehin verunmöglicht hätten, liess sich aber der beträchtliche Aufwand für die Massnahmen zur Kreuzung der Fahrleitungen von Bus und Bahn schon deswegen nicht verantworten, weil der Bau einer Strassenunterführung geplant ist, mit deren Erstellung die eben erwähnten Einrichtungen hinfällig würden. Es blieb daher nichts übrig, als vorläufig den bisherigen Linienendpunkt beizubehalten, wobei aber vorauszusehen war, dass die sich bei geschlossenen Bahnschranken ansammelnden Fahrzeugkolonnen die fahrplanmässige Ein- und Ausfahrt der Busse an der Endhaltestelle auf das schwerste behindern würden. Ueberdies liess sich dort lediglich eine Haltebucht ausserhalb der Strasse anordnen; für das Wenden der Busse dagegen muss der Strassenraum in Anspruch genommen werden, und dieses Manöver inmitten des ausserordentlich starken Verkehrs Winterthur—Zürich und umgekehrt ist auf alle Fälle so gefährlich, dass sich die Anordnung besonderer Sicherungsmassnahmen zum Schutz der Busse wie der übrigen Strassenbenützer ohnehin nicht umgehen liess.

In enger und erfolgreicher Zusammenarbeit zwischen den Verkehrsbetrieben Winterthur sowie den übrigen städtischen Behörden, den SBB, dem kantonalen Strassenverkehrsamt und der Berner Firma Hasler AG. wurden diese Probleme durch die Aufstellung einer Lichtsignalanlage gelöst, wie sie nachstehend beschrieben ist, und zwar ausgehend von dem sich alle zehn Minuten wiederholenden Regelfall einer Busfahrt bei offenen Barrieren der SBB. Unmittelbar nach Beginn der Rückfahrt zur Stadt betätigt der Bus durch Berührung eines ersten Fahrleitungskontaktes eine Reihe von Relais, durch die die normalerweise Grünlicht zeigenden Signale an der Zürcherstrasse über Gelb auf Rot umgestellt werden und den Durchgangsverkehr dieser Strasse sperren (Bild 1, Phase B). Durch die Anordnung des Lichtsignals für die Verkehrsrichtung Zürich - Winterthur jenseits des Bahnüberganges ist dabei jede Gefahr ausgeschlossen, dass der Trolleybus den Verkehr auf dem SBB-Gleis anhält und vielleicht dessen Blockierung in einem Augenblicke bewirkt, da die Schranken eines fälligen Zuges wegen rasch geschlossen werden sollten.

Nach Verstreichen der Zeit, während der die letzten Fahrzeuge den gesperrten Strassenabschnitt und damit auf alle Fälle auch den Bahnübergang räumen (Sicherheitshalt, Phase C), vollführt der Bus sein Wendemanöver gemäss Bild 2a. Unmittelbar nach Erreichen der jenseitigen Fahrbahnhälfte, auf der er nunmehr seine Fahrt ungehindert und ungefährdet fortsetzt, bewirkt er durch Berührung eines zweiten Fahrdrahtkontaktes die Rückkehr der Signale auf Grün-

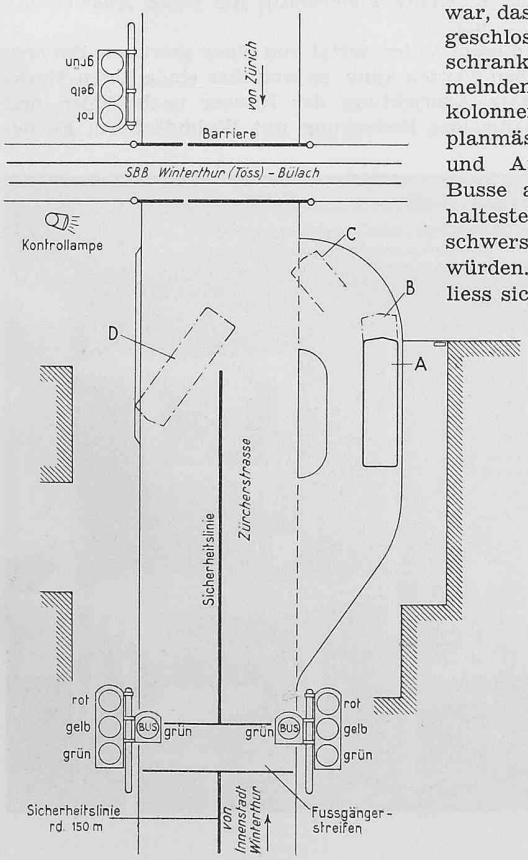

Bild 1 (links). Situationsschema der Lichtsignal-Anlage beim Niveauübergang der Hauptstrasse Winterthur - Zürich über die SBB-Linie Winterthur - Bülach

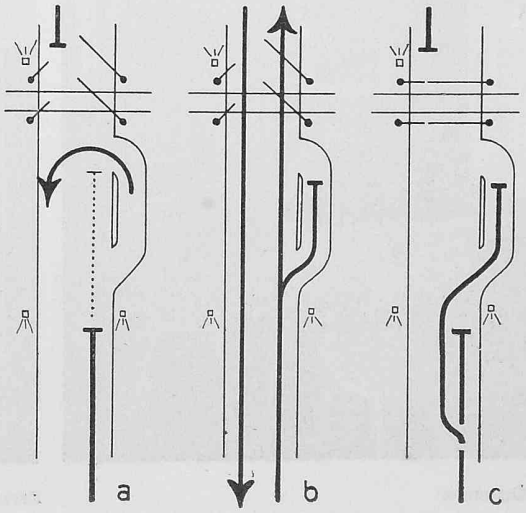

Bild 2 (rechts). Drei Betriebsfälle der neuen Signalanlage