

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

86. Jahrgang

1. Oktober 1931

Heft 19

Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen.

Im Auftrag des Technischen Ausschusses des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen hat ein aus den Herren Direktor Professor Baumann, Reichsbahnoberrat Dauner, Abteilungsdirektor Labrijn, Oberbaurat Lehner, Reichsbahnoberrat Dr. Ing. e. h. R. P. Wagner bestehender Ausschuß Untersuchungen über den für den Bogenlauf der Eisenbahnfahrzeuge so außerordentlich wichtigen Reibungswert quergleitender Räder angestellt; sie werden im nachfolgenden gemäß Beschluß des Technischen Ausschusses in seiner Sitzung in Konstanz Juni 1931 der Öffentlichkeit bekannt gegeben.

Die Reibungszahl μ' der quergleitenden Bewegung rollender Räder von Eisenbahnfahrzeugen.

Hierzu Tafel 31 bis 34.

Inhaltsverzeichnis.	Seite
Vorbemerkungen	391
I. Einiges aus dem Kapitel Reibung	392
II. Frühere Versuche zur Bestimmung von μ'	
a) die Modellversuche von Hamelink	395
b) " " " Buchli	395
III. Die Versuche der Niederländischen Eisenbahnen mit Wagenrädern der Regelspur	
a) am ortsfesten Prüfstand mit zylindrischen und kegelförmigen Rädern	395
b) am dreiachsigen Wagen der Regelspur mit zylindrischen und kegelförmigen Rädern	400
IV. Modellversuche der Reichsbahndirektion Karlsruhe	403
V. Hertzsche Flächen	407
VI. Zusammenfassung der Ergebnisse	408
Anhang. Schrifttum über Reibung	409

Über die Ermittlung der Größe der statischen Schienenrichtkraft, die alle Radreibungswiderstände überwindet und das Fahrzeug durch den Bogen lenkt, liegt ein reiches Schrifttum vor. Unsicherheit bestand aber über die relative Größe der Reibungszahl der quergleitenden Bewegung rollender Eisenbahnräder. Die von Hamelink und Buchli unternommenen Modellversuche zur Klarstellung dieser Reibungszahl werden als nichtausreichend erachtet. Eigene Versuche am Prüfstand mit Radsätzen der Regelspur zeitigten die Erkenntnis, daß die relative Größe dieser Reibungszahl μ' im wesentlichen von dem Verhältnis der Rollgeschwindigkeit zur Verschiebegeschwindigkeit eines Radsatzes, also von seiner Schränkung gegenüber der Schiene abhängt. Die absolute Größe der Rollgeschwindigkeit oder der Verschiebegeschwindigkeit allein ist nicht entscheidend. An einem dreiachsigen Wagen der Regelspur durchgeführte Versuche lieferten die μ' Werte für nicht-angetriebene Räder. Über im Gang befindliche Versuche an Rädern mit einer zusätzlichen Umfangskraft wird später berichtet.

Vorbemerkungen.

Die statische Sicherheit gegen das Aufsteigen führender Räder von Eisenbahnfahrzeugen im Bogenlauf hängt bei ordnungsmäßiger Beschaffenheit aller Teile des Gleises und des Fahrzeugs in hohem Maß unter anderem davon ab, daß der Richtkraft Y ein angemessener Raddruck Q gegenübersteht. Aus langjähriger Erfahrung kennt man einigermaßen den Bereich der Werte $Y:Q$, der zur Wahrung der Laufsicherheit einzuhalten ist. Den Berechnungen der Größe von Y haftet aber leider der in der Natur der Vorgänge liegende Mangel an, daß die Größe der Reibungszahlen ganz außerordentlich von dem Stoff der Körper und der Beschaffenheit ihrer sich berührenden Flächen abhängt. Der Senior auf dem Gebiete der Klarstellung der Richtkräfte für im Bogen laufende Fahrzeuge, Richard von Helmholtz, hat in seiner klassischen Arbeit „Die Ursachen der Abnutzung von Spurkränzen und Schienen in Bahnkrümmungen und die konstruktiven Mittel zu deren Verminderung“ (Anhang III, 3) für die Reibungszahl quergleitender Räder (bei Helmholtz ist für die Reibungszahl der Buchstabe f gewählt) den Wert $\frac{1}{6} = 0,17$ angenommen.

Er prägt dort den Satz „Jeder Radsatz, der gezwungen ist, anders als geradeaus zu laufen, drängt mit seiner vollen Reibung auf den Schienen nach der Seite, nach der er, sich selbst überlassen, von der vorgeschriebenen Bahn abweichen würde.“ Ist der Achsdruck eines Radsatzes $2Q$, so ist die Größe des Reibungswiderstandes dieses Radsatzes, den die Richtkraft Y überwinden muß, gleich $2fQ$. In seiner für die Eisenbahnwissenschaft nicht minder bedeutungsvollen Arbeit vom Jahre 1903 (Anhang III, 12), mit der der Begriff des Reibungsmittelpunktes geschaffen wurde, nahm Uebelacker für diese Reibungszahl die Werte 0,20 und 0,25 an. Heumann, Jahn und Bäseler rechneten mit dem Wert 0,25; sie bezeichneten diese Zahl mit μ . Man findet im Schrifttum aber gelegentlich doch die Bemerkungen, daß die Reibungszahl sich vielleicht mit der Geschwindigkeit ändere oder daß sie auch kleiner als 0,25 sein könne, z. B. schreibt Haug im Organ 1913, S. 373, er habe auf die Veränderlichkeit des Wertes der Reibungszahl mit der Geschwindigkeit keine Rücksicht genommen, und Jahn vermutet (Anhang II, 5, Seite 85), daß bei ein und derselben Größe der Geschwindigkeit die μ Werte möglicherweise kleiner sind, wenn die Räder nicht nur gleiten, sondern gleichzeitig auch rollen. Jahn äußert sich über die Annahme des Wertes $\mu = 0,25$ bei seinen Berechnungen so: „Es gibt eine Anschauung, der zufolge die Reibungszahl μ für Querbewegung rollender Räder kleiner sein soll. Jedoch fehlen Versuche.“ Diese Auffassung Jahns hatte auch der Unterausschuß des Lokomotivbau-Fachausschusses, dem der weitere Ausbau der in den Technischen Vereinbarungen 1930 geschaffenen summarischen Bestimmungen und Empfehlungen des § 67 „Achstand, einstellbare Achsen und Drehgestelle“ z. Z. anvertraut ist. An und für sich ist es gewiß verständlich, wenn zumeist der verhältnismäßig höhere Wert 0,25 gewählt wurde, um im voraus keine zu günstigen Annahmen gemacht zu haben. Denn es handelt sich doch bei diesen Untersuchungen in der Regel um die Bestimmung der Grenzwerte von $Y:Q$, jenseits derer erfahrungsgemäß die Sicherheit für die Führung fraglich erscheint.

Nun hatten Vergleichsberechnungen des Ausschusses über die Größe des Wertes von $Y:Q$ bei neuzeitlichen als laufsicher erprobten Lokomotiven unter Zugrundelegung der Reibungszahl $\mu = 0,25$ Werte ergeben, die unwahrscheinlich groß ausfielen und nach der bis dahin bestandenen Anschauung die Laufsicherheit hätten in Frage stellen müssen. Der Ausschluß entschloß sich deshalb, die Größe μ durch Versuche zu klären, also Aufschluß über die Zusammenhänge zu gewinnen, die zwischen rein rollender und rein gleitender Bewegung einerseits und quergleitender Bewegung rollender Räder bestehen. Er entschied sich, diese Reibungszahl, in der sich zwei gleichzeitig wirksame, in ihrer Art aber verschiedene Vorgänge äußern, durch μ' zu bezeichnen. Dem

Ausschuß war, als er sich in seiner dritten Beratung zu Villach, den 23./24. September 1927, zur Vornahme dieser Versuche entschloß, über gleichem Zweck dienende Versuche nur bekannt, daß Hamelink im März 1918 in Amsterdam in der Fabrik der N. V. Constructie-werkplaatsen voorheen du Croo u. Brauns die Querreibung zwischen Rad und Schiene mit Hilfe eines kleinen Modellwagens bestimmt hatte. Weder Jahn, dessen Bemerkungen über μ' geradezu zur Annahme verleitet hatten, daß bis 1927 tatsächlich keine Versuche über μ' gemacht worden seien, noch den Mitgliedern des Ausschusses war bekannt, daß Buchli dahingehende Versuche bereits angestellt hatte. Das mag mit darauf zurückzuführen sein, daß die meisten Verwaltungen des VDEV die Schweizer. Bauzeitung vom Jahre 1923, in der über diese Versuche berichtet wurde, wegen des damaligen katastrophalen Währungsfalles nicht bezogen und deshalb nicht gelesen hatten. Jedenfalls waren die Versuche unseres Ausschusses schon im Gange, als man auf die Buchlischen Modellversuche aufmerksam gemacht wurde; sie sind ihren eigenen Weg von Anfang bis zum Abschluß gegangen.

So wertvoll nun Modellversuche in Sachen der Reibungsvorgänge zur Gewinnung eines Einblickes in die verwickelten physikalischen Vorgänge bei der relativen Bewegung zweier Körper auch sind, so darf, gestützt auf eigene Forschungen an einem Modellwagen, über die unter Abschnitt IV noch berichtet wird, ausgesprochen werden, daß sie nicht genügen, sondern daß darüber hinaus Versuche nötig sind, die den wirklichen Verhältnissen der Eisenbahnen näher kommen oder, wenn irgend möglich, ihnen voll entsprechen. Der Ausschuß hatte sich deshalb von vornherein zu Versuchen in 1:1 entschlossen. Die Durchführung dieser Versuche hatte Abteilungsdirektor Labriijn von der Generaldirektion der Niederländischen Eisenbahnen übernommen. Es bleibt ein hohes Verdienst dieser Bahnen, daß sie die Arbeitskräfte und Werkstätten für diese Aufgabe zur Verfügung gestellt haben, es bleibt aber auch ein nicht minder großes Verdienst des Herrn Abteilungsdirektors Labriijn, daß er mit zähem Fleiß und großem Geschick diese Versuche bereitwilligst durchgeführt hat. Ehe wir über diese Versuche berichten, seien einige Bemerkungen über die Reibung vorausgeschickt, die Bekanntes, hier aber Wesentliches wiederholen.

I. Einiges aus dem Kapitel „Reibung“.

Die Technik unterscheidet zwischen der Haftreibung, auch Reibung der Ruhe genannt, und zwischen der Bewegungsreibung, die je nach der Art der relativen Bewegung gleitende Reibung, rollende Reibung und bohrende Reibung ist. Bei der gleitenden Reibung wird eine Einzelkraft übertragen, bei der rollenden und bei der bohrenden Reibung werden Reibungsmomente übertragen (siehe u. a. Anhang I, 6), bei der Haftreibung Einzelkräfte und Momente. Uns gehen in dieser Arbeit vorwiegend die Verhältnisse bei der gleitenden Reibung an, selbstredend auch die der Haftreibung, ohne die ein Rollen von Rädern nicht zu denken ist, und in allen Fällen nur die Verhältnisse der sogenannten „trockenen“ Reibung. Absolut oder nahezu absolut trockene Reibung ist unter den in der Technik des Eisenbahnbetriebes vorkommenden Verhältnissen so gut wie ausgeschlossen. Nur durch besondere physikalische Hilfsmittel kann wirklich trockene Reibung geschaffen werden. Charlotte Jacob hat in ihrer Doktordissertation (Anhang II, 1) der Universität Königsberg 1911 nachgewiesen, daß sehr sorgfältig gesäuberte und geschliffene Plättchen aus Messing und Glas in einer evakuierten Röhre die Haftreibung nicht kennen. Messing auf Messing und Glas auf Glas setzten sich schon bei der kleinsten mikroskopisch ablesbaren Neigung der Auflageflächen ohne weiteres Zutun in Bewegung. Die Geschwindigkeit war eine gleichförmige, keine gleichförmig

beschleunigte. In der Praxis der Technik sind aber die sich berührenden Oberflächen verunreinigt und ungleichmäßig, es besteht also ein Unterschied zwischen dem Reibungswert der Haftreibung und dem der gleitenden Bewegung, den wir alle kennen und mit dem die Technik als einer gegebenen Tatsache rechnen muß. Gleiten die Körper aufeinander, so ist die Kraft R , die den Coulombschen Reibungswiderstand μN in gleichförmiger Bewegung überwindet, durch die Erfahrung gefunden zu $R = \mu N$. Der Widerstand ist der Richtung der Gleitbewegung entgegengesetzt. An diese in allen Lehrbüchern über Mechanik enthaltenen Wahrheiten wird bei einigen Autoren (z. B. Anhang I, 2, 3) die Bemerkung angefügt, daß, wenn ein Körper einmal in Gleitbewegung ist, jede noch so kleine Kraft die Richtung der Gleitbewegung ändern kann. „Unter dem Einfluß dieser kleinen Kraft muß die Richtungsablenkung der Gleitbewegung so lange andauern, bis die damit ebenfalls in ihrer Richtung geänderte Reibung eine Komponente entgegen der Richtung der ablenkenden Kraft erlangt hat, die dieser Kraft weiterhin das Gleichgewicht hält“ (Anhang I, 3). Im Abschnitt IIIb (Seite 400) erörtern wir die von kegelförmigen Rädern herrührenden, die Richtkraft Y beeinflussenden Querkräfte zwischen Rad und Schiene. Dort wird uns diese Erfahrungstatsache einen der sich abspielenden Vorgänge begreifen lassen.

Beim Eisenbahnfahrzeug, das in der Richtung der Schienen zum Gleiten kommt, kann Quergleiten unter der Wirkung einer kleinen Querkraft keinen Schaden anrichten, weil die Schienen den Weg der Querbewegung beschränken. Beim Auto ist das anders. Gar mancher Autolenker hat zu spät erkannt, daß schon ein schwaches Quergefälle der Fahrbahn ausreichen kann, ein durch Bremsen zum Längsgleiten gebrachtes Auto um eine lotrechte Achse wie ein Karussell zu drehen.

Weit schwieriger sind die Auswirkungen von mehreren gleichzeitigen Reibungsvorgängen zu übersehen, also wenn Rollreibung, Gleitreibung und Haftreibung für die Umfangskräfte angetriebener oder gebremster Räder gleichzeitig auftreten. Für das Verständnis unserer Ausführungen im Abschnitt VI erscheint es nützlich, wenn wir das Wesentliche hier im Zusammenhang übersichtlich darstellen. Wir können uns dann in jenem Abschnitt kürzer fassen.

Fall 1: Ein Körper vom Gewicht Q übe den Normaldruck N auf seine Unterlage aus, sein Widerstand gegen die Aufrechterhaltung gleitender gleichförmiger Bewegung von der Größe v unter der Wirkung der Kraft P_1 sei μN , dann zeigt Abb. 1 die Darstellung der Beziehung $P_1 = \mu N$. Diese Gleichung drückt das Coulombsche Gesetz aus, sie besagt, daß der Verschiebewiderstand μN in geradem Verhältnis zum Normaldruck steht und von der Größe der sich berührenden Flächen unabhängig ist. Wie auch immer P_1 gerichtet ist, stets ist μN gleich P_1 , aber entgegengesetzt gerichtet.

Fall 2: Auch im Falle 2 handle es sich um reine Gleitbewegungen. Es greife an dem Körper eine Kraft $P_2 < P_1$ (Fall 1) an, die allein nicht imstande sei, den Körper gleitend zu bewegen. Die Haftreibung widersteht P_2 . Erst wenn wir z. B. senkrecht zur Richtung von P_2 eine weitere Kraft P_3 in der durch die Abb. 2 dargestellten Größe angreifen lassen, wird die Resultierende R den Körper mit der gleichförmigen Bewegung v gleitend ziehen, weil der Betrag von R gleich dem Betrag von μN ist.

Fall 3: Auch im Falle 3 handle es sich nur um gleitende Bewegungen. Es trete zur Kraft $P_4 = \mu N$, die für sich allein imstande ist, den Körper mit der gleichförmigen Geschwindigkeit v gleitend zu ziehen, die kleine (der Deutlichkeit wegen hier groß gezeichnete) Kraft P_5 hinzu (Abb. 3). Was geschieht?

Der ganze Gleitwiderstand wird durch P_4 bestritten. P_5 lenkt also die Bewegung des gleitenden Körpers aus der Richtung I im Sinne des Pfeiles ab und es wird die Richtung II dann die endgültige Gleitrichtung sein, wenn, so sagt Aug. Föppl an der vorstehend im Wortlaut wiedergegebenen Stelle, die Seitenkraft T' aus der Reibung gleich und entgegengesetzt P'_5 ist. Die der Seitenkraft P_5 entgegen wirkende Reibungskraft kann nur gleich P'_5 werden d. h. nur so groß,

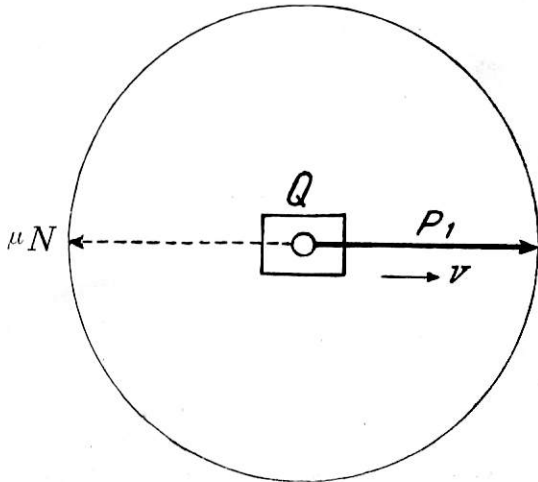


Abb. 1.

daß sie mit der P_4 entgegenwirkenden Reibungskraft geometrisch addiert als Resultierende μN ergibt.

Sieht man sich diesen Fall noch etwas näher an, so findet man:

Ist die Resultierende R aus den Kräften P_4 und P_5 größer als μN , so findet die Bewegung genau wie bei $R = \mu N$ geradlinig statt und zwar unter dem durch $P_4:P_5$ bestimmten Winkel α . Die Bewegung ist aber keine gleichförmige mehr, sondern eine gleichförmig beschleunigte. Zu der gleich-

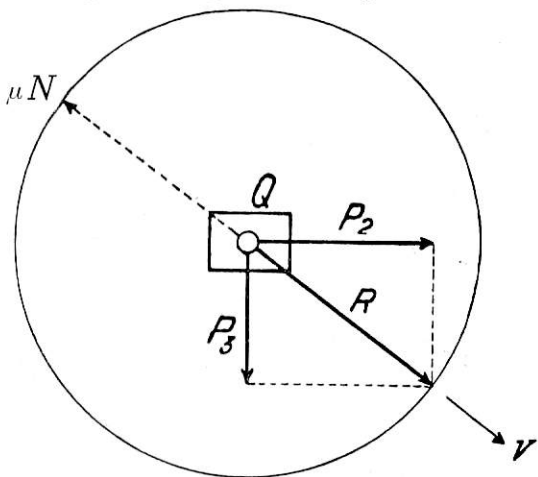


Abb. 2.

förmigen Bewegung tritt noch eine gleichförmig beschleunigte Bewegung, deren Beschleunigung b sich aus $\Delta P = \frac{Q}{g} b$ berechnen läßt. Inwieweit diese Vorgänge von praktischer Bedeutung sind, kommt auf den Einzelfall an, bei Eisenbahnfahrzeugen sind sie nach den an den Föppl'schen Satz angeschlossenen allgemeinen Bemerkungen von untergeordneter Bedeutung.

Fall 4: Es rolle ein getriebenes Rad auf der Schiene, es sei die Reibungszahl der rollenden Reibung μ_r und die der Haftreibung gegenüber der Umfangskraft U sei μ_h (Abb. 4).

Bezeichnet nach der üblichen Darstellung f den Hebelarm der Rollreibung, so ist

$$P = \frac{f}{r} Q = \mu_r Q.$$

Leitzmann und v. Borries setzen (Anhang II, 4, S. 268)

$$P = \frac{\sqrt{2r\delta}}{r} Q = \frac{k}{\sqrt{r}} Q, \text{ worin}$$

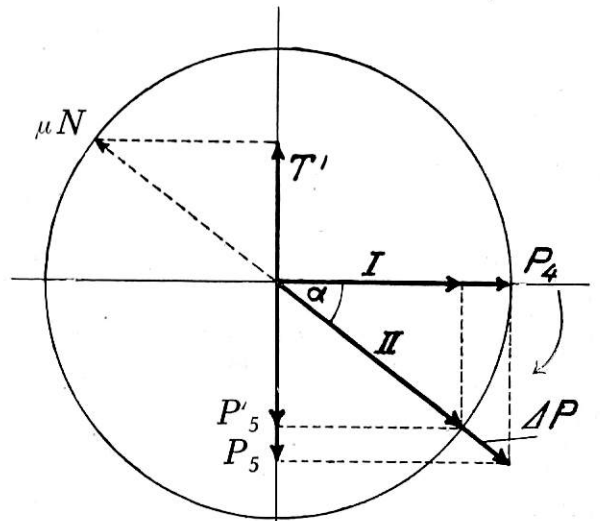


Abb. 3.

$k = \sqrt{2\delta}$ als ein vom Baustoff und der Bauart abhängiger Festwert betrachtet wird. Der Festwert ist nach dieser Quelle bei Versuchen an Eisenbahnrädern von 1 m Durchmesser zu $k = 0,0006$ bestimmt worden, die Reibungszahl μ_r würde für

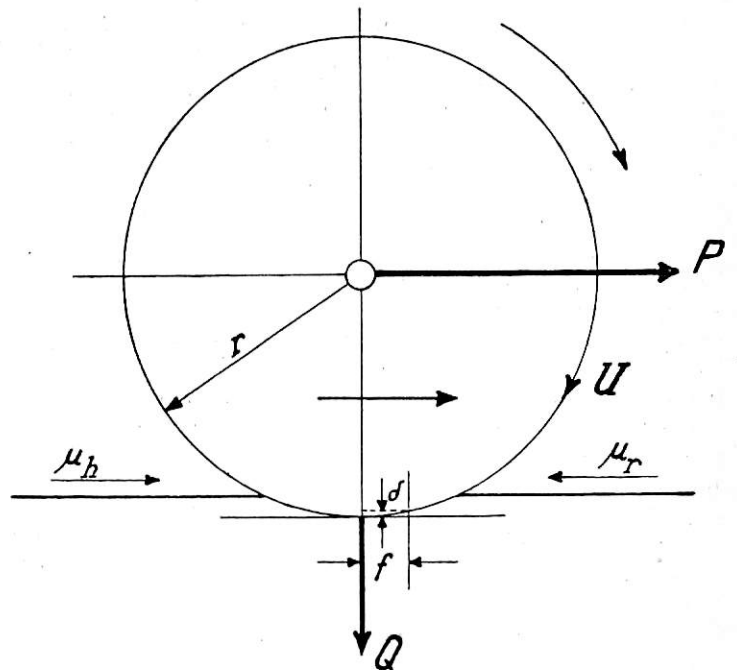


Abb. 4.

Räder von diesem Durchmesser $\mu_r = \frac{0,0006}{\sqrt{0,5}} = 0,00085$ betragen,

für einen beliebigen anderen Durchmesser $= 0,00085 \sqrt{\frac{0,5}{r}}$.

Wir pflegen die zuerst genannte Beziehung $\mu_r = \frac{f}{r}$ an-

zuwenden. Einige wenige eigene Versuche haben ergeben, daß an Lokomotivlaufrädern von 0,850 m Durchmesser $f = 0,00195$ m und $\mu_r = \frac{0,00195}{0,425} = 0,00459$ betrug. Aus Hertzschen Flächen, die wir aufnahmen, ergab sich für Räder von 1 m Durchmesser rund 0,004.

Man ersieht hieraus, daß die Reibungszahlen der rollenden Reibung von Eisenbahnrädern gegenüber den Werten der Reibungszahlen der gleitenden Reibung μ_g und, wie wir noch erfahren werden, auch gegenüber den Werten μ' für die Berechnung der Größe der Richtkraft Y von ganz untergeordneter Bedeutung sind. Bei dem Modellwagen der Reichsbahndirektion Karlsruhe (s. Abschnitt IV) betrug $\mu_r = 0,0024$ (siehe auch Anhang III, 6 b).

Wie die Formänderungen beschaffen sind, die bei den verschiedenen Reibungsarten auftreten, hat noch kein Sterblicher gesehen. Aber mittelbar spiegeln sich die Vorgänge hinsichtlich ihres Ausmaßes in den Reibungszahlen, die, auf die Einheit des Gewichtes bezogen, zwar als Kräfte angesehen werden können, deren geometrische Addition aber bei verschiedenartigen Reibungen zu Fehlschlüssen führen kann.

Was die Haftreibung angeht, die zur Aufrechterhaltung der Umfangskraft U vorhanden sein muß, so ist bekannt, daß sie je nach der Beschaffenheit der Fahrflächen der Schienen und der Rollgeschwindigkeit in sehr weiten Grenzen veränderlich ist. A. E. Müller hat (Anhang III, 1, S. 63 und 192) dafür die Reibungszahlenwerte angegeben, die sich von 0,340 bis 0,094 erstrecken.

In der Berührungfläche zwischen Rad und Schiene muß der Raddruck Q den zur Aufrechterhaltung des Roll- und des Antriebvorganges nötigen Reibungswiderstand aufbringen. Daß der Rollvorgang nur möglich ist, wenn die dazu nötige Haftreibung vorhanden ist, ist bekannt. Daß in der Berührungfläche außer einer Zone, in der nur Haftreibung besteht, auch eine Zone mit Gleitreibung auftreten muß, ohne daß damit ein meßbarer Schlupf verbunden zu sein braucht, lehren die neueren Forschungen. Beide Vorgänge spielen sich innerhalb der Hertzschen Flächen ab. Der in der Berührungfläche erreichbare Reibungswiderstand wird, bezogen auf die Einheit der Last Q, mit $\mu_h - \mu_r$ in Anspruch genommen, wenn das Rad angetrieben wird, und mit $\mu_h + \mu_r$, wenn es gebremst wird.

Fall 5: Angetriebenes rollendes und gleichzeitig quergleitendes Rad. Es werde die rollende Reibung als sehr klein zunächst außer Betracht gelassen.

In der Radauflagefläche setzt sich der Umfangskraft U (Abb. 5) ein Haftwiderstand U' entgegen, der dem Rad ermöglicht, Zugkraft (oder Bremskraft) auszuüben. Das Reibungsgewicht Q wird je Einheit des Gewichtes mit μ_h in Anspruch genommen, es ist also $U' = \mu_h Q$. Gleiten in der Längsrichtung trete nicht ein. Nun werde dieses Rad durch die Kraft V querverschoben und es trete Quergleiten ein. Die Frage ist: Wie groß ist die Verschiebekraft V?

Wir stellen also hier die Frage, deren Klärung die ganzen Versuche des Unterausschusses dienen sollen, wir können deshalb nicht erwarten, daß sie auf Grund bisheriger Erfahrungen oder reiner Überlegungen beantwortet werden kann. Denn neben der Quergleitung, die unbedingt herbeigeführt werden soll, soll doch der Rollvorgang und die Übertragung einer Umfangskraft aufrecht erhalten bleiben. Aber so viel können wir hier schon erkennen, daß wir keine Umfangskraft übertragen könnten, wenn die Verhältnisse so wie in Abb. 6 lägen oder gar, wenn die Verschiebekraft $V = \mu_g Q$ wäre. Denn dann würde Fall 2 oder 3 gegeben sein, es würde das angetriebene Rad schleudern und gleichzeitig quer verschoben werden. Wir erwarten also, daß V kleiner ist, daß also μ' im allgemeinen kleiner als die Reibungszahl der gleitenden Be-

wegung ist und daß das Kräftebild von U und V etwa dem entspricht, was Abb. 7 andeutet. Die Resultierende R erreicht den Betrag $\mu_g Q$ nicht. Denn wie anders könnten quergleitende Treibräder ungestört rollen? Die Berücksichtigung des Rollwiderstandes ändert an der Sache wenig. Bei angetriebenem Rad würde U um einen kleinen Betrag größer, bei gebremstem

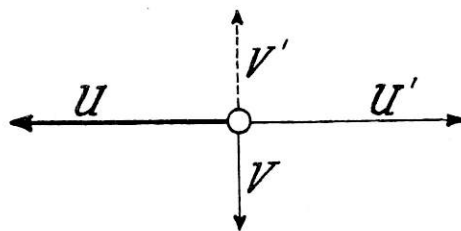


Abb. 5.

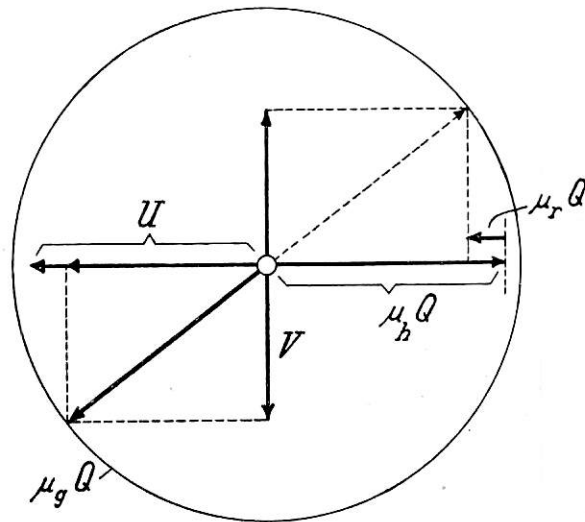


Abb. 6.

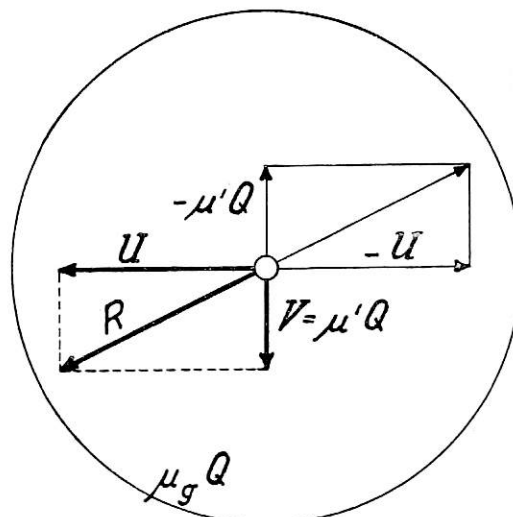


Abb. 7.

Rad um etwa den gleichen kleinen Betrag kleiner werden. Ist beispielsweise $Q = 8000$ kg,

$$\mu_g Q = 0,30 \times 8000 = 2400 \text{ kg}$$

$$\mu' Q = 0,12 \times 8000 = 960 \text{ ,,}$$

so dürfte die Umfangskraft höchstens $U_{\max} = \sqrt{2400^2 - 960^2} = 2200$ kg sein und mit $\mu_r Q = 0,004 \times 8000 = 32$ kg sogar $= 2200 + 32 = 2232$ kg erreichen.

Bis 0,295 beansprucht die 4500 PS leistende Elektrolokomotive 1 C₀ C₀ 1 der Lötschbergbahn das Reibungsgewicht (s. ETZ 1927, Seite 193). In der Regel geht man im Dauerbetrieb bei Dampflokomotiven nicht über 0,210.

Bei der quergleitenden Reibung rollender Räder handelt es sich also um die Koppelung zweier in der Art offenbar verschiedener Vorgänge. Anläufe zu der Erforschung sind, wie schon erwähnt, von Hamelink und Buchli gemacht worden. Davon soll zunächst das Wesentliche dargelegt werden.

II. Frühere Versuche zur Bestimmung von μ' .

a) Die Modellversuche von Hamelink.

Hamelink hatte zu diesen Versuchen einen kleinen zweiachsigen Modellwagen und ein Modellgleis mit einem waagerechten und einem geneigten Teil hergestellt. Der Wagen wog 7,100 kg, er wurde im waagerechten Teil zunächst so aufgestellt, daß die Räder der einen Seite an der einen Schiene anlagen. An der anderen Langseite griff senkrecht zur Längsachse des Wagens ein Seil an, das über eine Rolle lief und durch ein angehängtes Gewicht gespannt wurde. Zahlreiche Versuche ergaben, daß der Wagen sich quer verschob, wenn der Seilzug 1,8 kg betrug. Die Reibungszahl der quergleitenden Bewegung betrug mithin

$$\mu_{gl} = \frac{1,8}{7,1} = 0,25.$$

Ließ man den Wagen in dem geneigten Teil des Gleises abrollen, so bewegte sich die Hinterachse — nur deren Stellung im Gleis wurde auf einem Papierstreifen aufgezeichnet — langsam von der einen Schiene zur anderen Schiene, wenn die Seilspannung 1,795 kg betrug, dagegen sehr viel rascher, wenn der Seilzug 1,800 kg war, also gleich der Kraft, die die quergleitende Bewegung des nicht rollenden Wagens unterhielt.

Hamelink schloß aus diesen Versuchen, daß $\mu' = \mu$ der Gleitbewegung sei.

b) Die Modellversuche von Buchli.

Der Ausschuß hörte erstmals über diese Modellversuche Buchlis in seiner sechsten Beratung im September 1928, sie hatten aber auch auf sein weiteres Vorgehen keinerlei Einfluß. Aus der Schweizer. Bauzeitung 1923, Seite 119, ergibt sich:

Eine Scheibe von 300 mm Durchmesser stellte das spurkranzlose Rad dar, sie war in einem lotrecht hängenden Hebel drehbar um ihre Achse gelagert, wurde an den Umfang der Planscheibe einer großen Drehbank mittelst eben dieses Hebels angepreßt und durch Reibung mitgenommen. Querschwingen dieses Hebels, der an seinem oberen Ende drehbar in der Ebene der Planscheibe und in der Senkrechten, also quer dazu, aufgehängt ist, führt zum Gleiten der Scheibe während des Rollens. Anpreßdruck (= Raddruck) und Querkraft zum Ausschwenken des Hebels ließen sich durch Federwaagen bestimmen. Abb. 8 zeigt die Versuchsanordnung.

Die starke Streuung der beobachteten Werte und die Erkenntnis ihrer starken Beeinflussung durch die atmosphärischen Einflüsse veranlaßten Buchli, die Werte μ' in Hundertstel der vor Beginn jeder Versuchsreihe zunächst festgestellten Haftreibung der Ruhe darzustellen.

Buchli unterscheidet zwischen getriebenen und treibenden Rädern. Das durch die Planscheibe ohne jede Hemmung mitgenommene Rad ist für ihn Laufrad, es hat keinen nennenswerten Roll-Slip; eine Bandbremse als Hemmung bringt eine Umfangskraft in die Radmodellscheibe; diese einfache Zutat verwandelt das Laufradmodell in ein Treibradmodell. Für beide Arten von Rädern hat Buchli die Größen der Reibungszahlen der quergleitenden Bewegung rollender Räder bestimmt.

Den Kern der Buchlischen Arbeit bildet die Darstellung der Zusammenhänge zwischen der Größe der in Gemeinschaft mit der Verschiebekraft V eben gerade zum Schleudern führenden Umfangskraft U . Nach dieser Darstellung ist jeder Umfangskraft U , die kleiner als $\mu_g Q$ ist, eine Verschiebekraft V „zugeordnet“, deren Größe durch die Bedingung fest-

gelegt ist $V = \sqrt{(\mu_g Q)^2 - U^2}$. Buchli spricht dieses Gesetz nicht in dieser Gestalt, sondern in den Worten aus, die er der Textabb. 8 seiner Abhandlung (Seite 122 und 123 der angezogenen Quelle) widmet.

Wir sind, da unsere Versuche nur bezüglich der Reibungszahlen μ' nichtangetriebener Räder abgeschlossen sind, noch nicht in der Lage, uns über die Zusammenhänge zwischen der Größe der Umfangskraft und der Größe der gleichzeitig nötigen Verschiebekraft eingehender auszusprechen. Das soll in einem späteren Bericht nach Abschluß der im Gang befindlichen Versuche mit angetriebenen Rädern geschehen. Auch diese Versuche dürfen sich nicht auf Modellversuche beschränken, wir legen also Modellversuchen nicht die allgemeine Bedeutung zu wie es Buchli tut. Auch den Einfluß der Kegelform der Radreifen beurteilen wir ernster. Aber wie

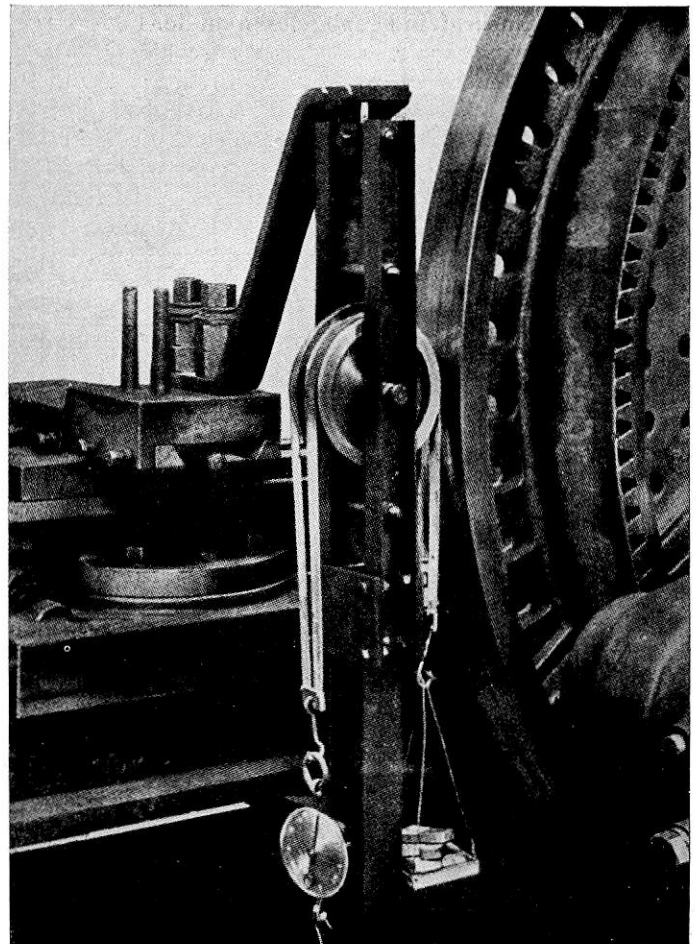


Abb. 8. Ansicht der Modell-Versuchsanordnung Buchlis.
(Aus der Schweizer. Bauzeitung 1923, Seite 119.)

dem auch sei, es bleibt nichts destoweniger das Verdienst Buchlis, daß er der erste war, der planmäßig dem Problem μ' nähergetreten ist.

III. Die Versuche der Niederländischen Eisenbahnen mit Wagenrädern der Regelspur.

a) am ortsfesten Prüfstand mit zylindrischen und kegelförmigen Rädern.

Die von dem Mitglied des Ausschusses Abteilungsdirektor Labrijn entworfene Versuchseinrichtung zur Bestimmung der Reibungszahl μ' der quergleitenden Bewegung rollender Eisenbahnräder ist in Abb. 9, 10 und 11 dargestellt.

In einem aus U-Eisen gebildeten Gestell ist ein Regelspurradsatz A gelagert, dessen Laufflächen mit dem üblichen Halbmesser der Schienenköpfe 200 mm abgedreht sind. Dieser

Radsatz ersetzt die Schienen. Er ist in gewöhnlichen Gleitlagern gelagert und trägt in der Mitte der Achswelle eine Riemenscheibe zum Antrieb. Die Lager sind etwas kürzer als die Achsschenkel, so daß die Achse um einige Millimeter verschoben werden kann. Auf diesen unteren Radsatz A stützt sich der obere Regelspurradsatz B, dessen Radreifen auf ihre ganze Breite zunächst auf gleiche Durchmesser zylindrisch abgedreht wurden. Spurkränze sind also auch an diesem Radsatz nicht vorhanden. Dieser Radsatz wird in seiner Lage durch einen Bügel C gehalten, der Verschiebungen des Radsatzes nur in der Richtung der Achse zuläßt. Damit bei dieser Verschiebung praktisch keine besondere Reibung zu überwinden ist, trägt der Bügel C die Rollen D und E. An den Achsschenkeln des oberen Radsatzes hängt in Kugel-

hebels. Mit dem Bügel C ist eine Tafel N fest verbunden, auf der die Größe der Spannung in der Federwaage aufgezeichnet wird. Wird der obere Radsatz verschoben, so macht die Tafel N diese Verschiebung in gleicher Größe mit. Der Schreibstift dagegen ist im festen Gestell senkrecht geführt. Die senkrechte Bewegung des Schreibstiftes steht im geraden Verhältnis zu der von der Federwaage ausgeübten Kraft. Die Querverschiebung des oberen Radsatzes ist durch Anschläge S begrenzt, die am Gestell festgemacht sind.

Die Rollkreise der Radsätze stimmten bis auf $\frac{1}{10}$ mm überein. Die beiden Radsätze waren mit ihren geometrischen Achsen nach bester Möglichkeit parallel gelagert. Eine Schränkung war nicht meßbar.

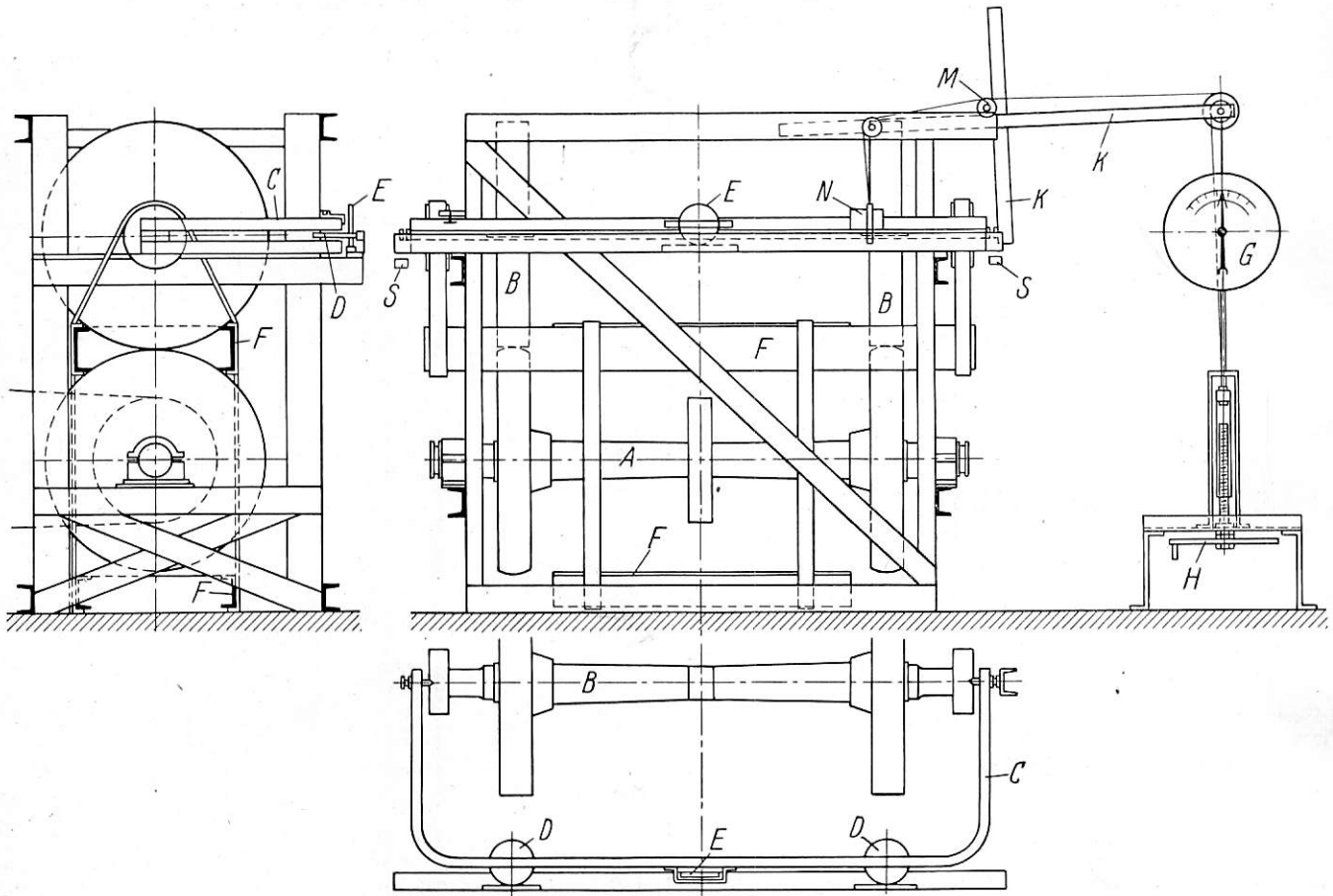


Abb. 9. Versuchseinrichtung zur Bestimmung der Reibungszahl der quergleitenden Bewegung.

lagern der Kasten F, der zur Aufnahme von Gewichten und damit zur Belastung des oberen Radsatzes dient. Die Flächenpressungen in den Berührungsf lächen der beiden Radsätze konnten damit in den Grenzen von 2 bis 10 t Achsdruck geändert werden.

Die Querverschiebung wurde bei allen Versuchen mittelst einer Federwaage herbeigeführt. Anfänglich betätigte man diese Federwaage von Hand, indem man das Rad H, dessen Spindel eine Schraube mit Laufmutter zum Spannen der Federwaage trägt, von Hand drehte. Sehr bald wurde die Einrichtung dahin geändert, daß die Federwaage mechanisch von einer mit gleichbleibender Geschwindigkeit sich drehenden Transmissionswelle mit verschiedenen Übersetzungen, also mit verschiedenen, aber genau feststellbaren Geschwindigkeiten angezogen wurde. Wir kommen auf Einzelheiten dieser Einrichtung zurück. Die Größe der jeweiligen Spannung der Feder in der Federwaage zeigt ein Zeiger auf G an. Diese Spannung wird durch einen Winkelhebel K auf den oberen Radsatz übertragen. M ist der Drehpunkt dieses Winkel-

Die Einrichtung war ganz außerordentlich feinfühlig. Das zeigte sich daraus, daß sich trotz peinlich genauer Herstellung und trotz sorgfältigsten Zusammenbaues der untere Radsatz in dem ihm gewährten Querspielraum verschob. Es war also doch die Neigung zu einer kleinen Schraubenbewegung in dem unteren angetriebenen Radsatz ständig vorhanden, die sich in einer Vorspannung der Federwaage von nicht unter 20 kg erkenntlich machte.

Die mechanische Betätigung der Federwaage war nötig, um außer der Rollgeschwindigkeit auch die Verschiebgeschwindigkeit der Größe nach genau einstellen zu können.

Abb. 12 veranschaulicht schematisch die endgültige Versuchseinrichtung, Abb. 13 gibt eine Schaulinie als Beispiel der zahlreichen Schaubilder, die aufgenommen wurden, aus dem die Größe der Verschiebekraft und der Verschiebgeschwindigkeit entnommen werden können. A ist der Anfangspunkt. Der obere Radsatz läuft gegen den Druckpunkt des Winkelhebels der Federwaage und legt den Weg AB zurück, ohne dabei eine Kraft auszuüben. In B fängt die Schiebekraft

an zu wirken. Dabei wird die Achse anfänglich nicht zurückgeschoben. In C beginnt die Verschiebung der Achse durch die weitere Verschiebung der Achse bis E verläuft von da an unter gleichbleibender Kraft. Die Verschiebegeschwindigkeit kann

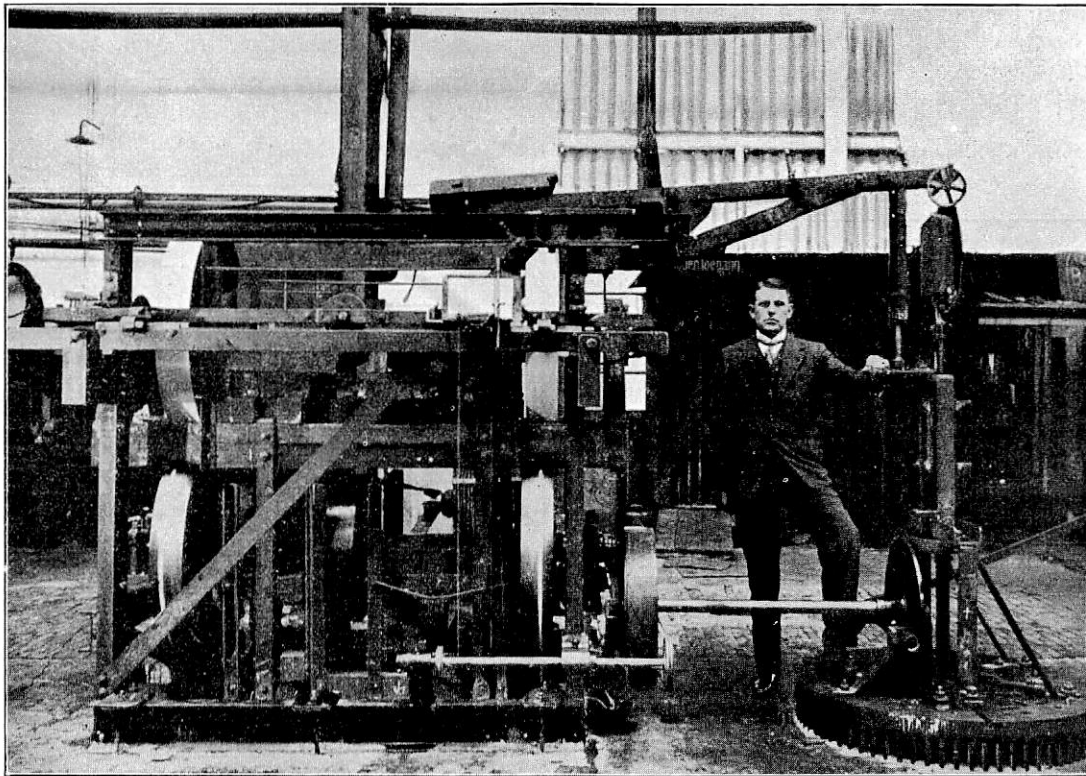


Abb. 10.

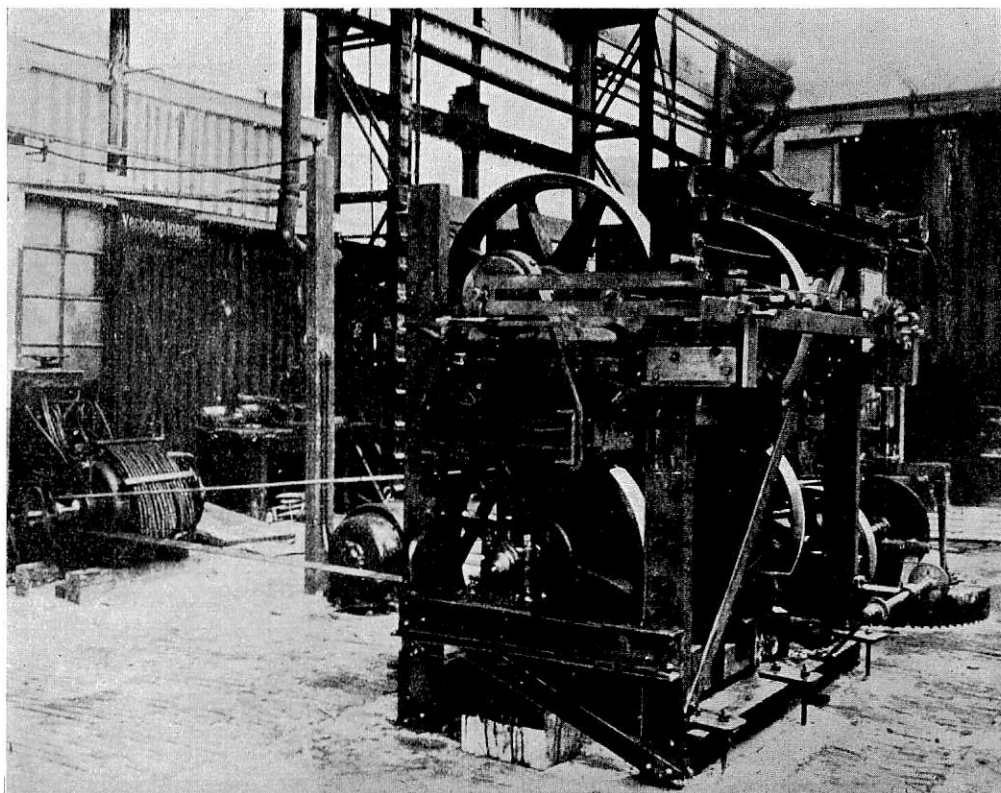


Abb. 11.

Einwirkung der Federwaage, die mehr und mehr gesteigert wird und in der Stellung des Radsatzes, die dem Punkt D entspricht, den Höchstwert ihrer Kraftwirkung erreicht. Die aus den auf dem Schaulinienblatt gezeichneten Punkten bestimmt werden, die in Zeitabständen von 0,5 Sekunden gestochen sind.

In dieser Weise ist eine große Anzahl von Versuchen mit 2, 4 und 6 t Achsdruck bei verschiedenen Roll- und Gleitgeschwindigkeiten gemacht worden.

In den Schaubildern der Abb. 14 sind die Ergebnisse dieser Versuche dargestellt.

Wenn auf die obere Achse in Längsrichtung der Achse keine andere Kraft ausgeübt wird als die Reibung zwischen

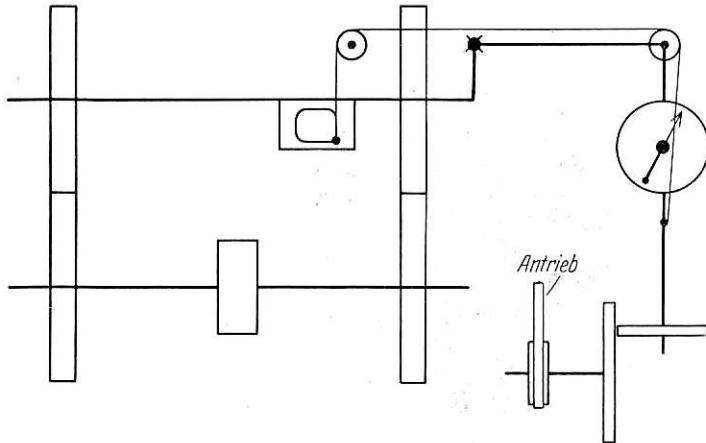


Abb. 12.

den Rädern, so würde sich hieraus ergeben, daß die Reibungszahl μ' bei gleicher Roll- und Verschiebegeschwindigkeit mit zunehmender Belastung kleiner wird, z. B. ist bei einer Rollgeschwindigkeit von 400 m/min und einer Schiebengeschwindigkeit von 0,9 cm/sek bei einer Belastung

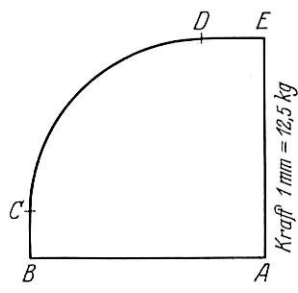
von 2 t die Reibungszahl $\mu' = \frac{500}{2000} = 0,250$

von 4 t „ „ $\mu' = \frac{750}{4000} = 0,187$

von 6 t „ „ $\mu' = \frac{925}{6000} = 0,154.$

Um etwaige Trägheitskräfte auszuschalten, wurden Versuche angeschlossen, bei denen die obere Achse unter einem Winkel α gegenüber dem treibenden Radsatz geschränkt wurde. Der Winkel α bewegte sich zwischen den Grenzen $3'$ bis $20' 15'$.

Stellt man sich vor, daß das obere Rad mit einer Geschwindigkeit V_R rollt, so muß es sich mit einer Geschwindigkeit $V_S = V_R \tan \alpha$ verschieben, weil es tatsächlich auf derselben Stelle bleibt (Abb. 15).



Weg. Natürliche Größe

Abb. 13.

Hier ist also der wirklich vorkommende Fall eines schief zur Schiene rollenden Rades genau nachgeahmt. Die Versuche sind mit verschiedenen Anlaufwinkeln bei den drei Geschwindigkeiten $V_R =$ etwa 5, 20 und 50 km/h durchgeführt worden.

Die Ergebnisse sind in der Zahlentafel 1 im Text vermerkt und in den Diagrammen Abb. 1, 2 u. 3 der Taf. 31 dargestellt.

Hieraus ergibt sich, daß die Reibung beim Querverschieben eines rollenden Rades oder, was dasselbe ist, beim Rollen eines schräg zur Schiene stehenden Rades sehr groß sein kann, wenn nur die Schiebengeschwindigkeit verhältnismäßig groß ist. Die Reibung war so groß, daß feine Metallteilchen von den Rädern abgerissen wurden, so daß die Oberflächen nicht mehr so glatt blieben, wie sie ursprünglich waren.

Aus den beiden Versuchsreihen mit Radsätzen, deren Achsen parallel und mit Radsätzen, deren Achsen geschränkt

waren, haben sich die gleichen Werte für die Reibungszahlen ergeben. Weiter hat sich ergeben, daß der absolute Wert der Reibungszahl μ' für einen gegebenen Achsdruck nur von dem Verhältnis der Rollgeschwindigkeit zu der Schiebengeschwindigkeit abhängt. In Abb. 4, Taf. 31 ist diese Auswertung der Versuchsergebnisse nach dieser Richtung zeichnerisch dargestellt.

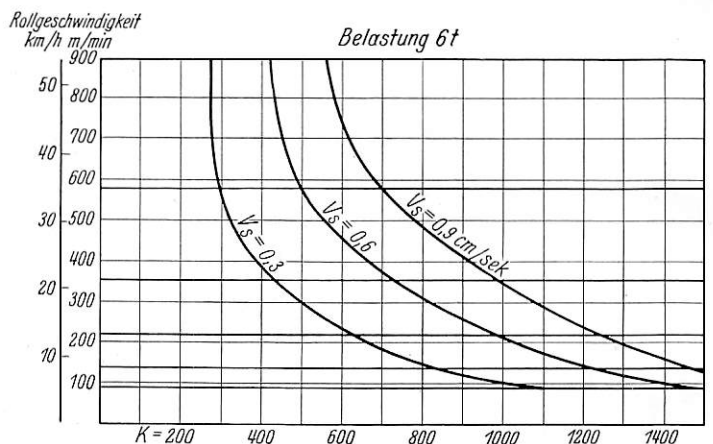
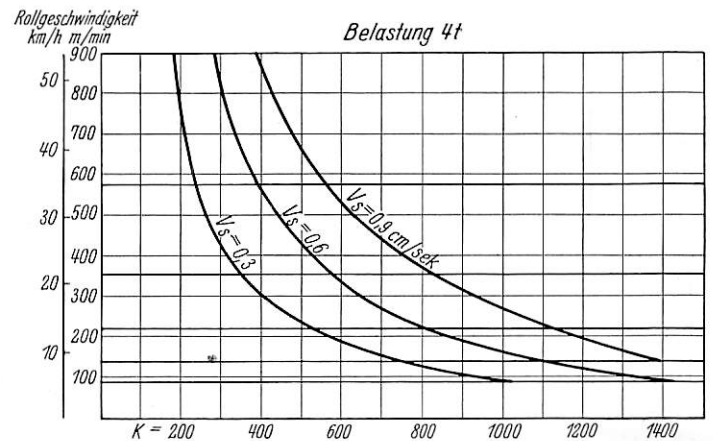
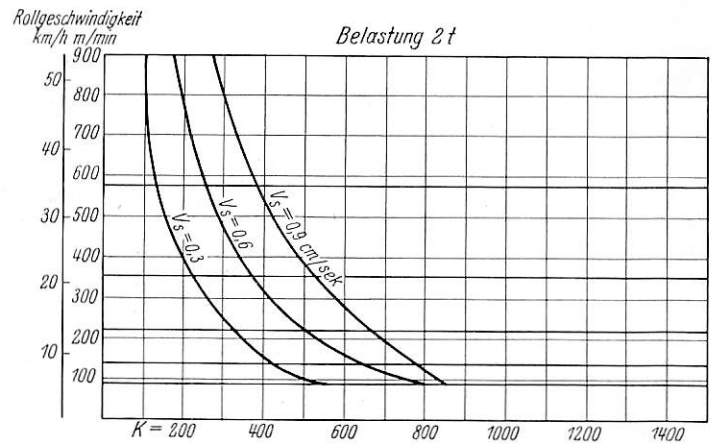


Abb. 14.

$V_S =$ Verschiebegeschwindigkeit.

$K =$ Verschiebekraft.

Das Ergebnis dieser Versuche läßt sich dahin aussprechen:

Rollen zwei Zylinder mit parallelen Drehachsen aufeinander mit einer Rollgeschwindigkeit von der Größe V_R und verschiebt man den einen Zylinder mit der Verschiebegeschwindigkeit V_S gegenüber dem anderen oder

rollen zwei Zylinder mit unter dem Winkel α geschränkten Drehachsen mit der gleichen Rollgeschwindigkeit V_R aufeinander, so ist bei gleichen Flächendrücken und gleichen Baustoffen die Reibungszahl μ' nur von dem Verhältnis $V_R:V_S$ abhängig.

Diese aus den Versuchen gewonnene Feststellung war insofern äußerst wertvoll, als sie es ermöglichte, die weiteren Versuche auf Versuche mit geschränkten Achsen und auf irgend eine beliebige niedere Rollgeschwindigkeit zu beschränken, denn da $V_S = V_R \operatorname{tg} \alpha$ ist, so spielt die absolute Größe von V_R keine Rolle mehr. Auch die Aufnahme von Schaulinien an dem Schreibgerät N (s. Abb. 9) erübrigte sich von da an. Denn die Verschiebegeschwindigkeiten spielen sich in Größenordnungen ab, in denen die Reibungszahlen der gleitenden Reibung als unabhängig von der Geschwindigkeit betrachtet werden dürfen. Beträgt doch V_S bei $V_R = 10 \text{ km/h}$ nur $0,097 \text{ m/sek}$ und bei $V_R = 90 \text{ km/h}$ nur $0,872 \text{ m/sek}$, wenn die Räder unter 2° anlaufen.

Theoretisch hatte man das Gesetzmäßige dieser Zusammenhänge erwarten können, es wäre aber auch durchaus möglich

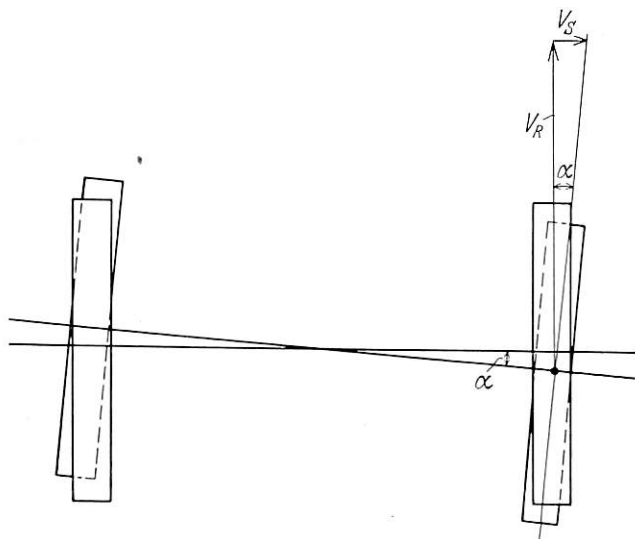


Abb. 15.

gewesen, daß die praktischen Versuche die Bestätigung nicht geliefert hätten. Bei den Buchlischen Modellversuchen war dies nicht erkannt worden.

Die Reibungszahlen μ' sinken mit zunehmendem Achsdruck. Der Ausschuß hat sich vergeblich damit beschäftigt, einen Weg zu finden, der es ihm gestattet hätte, die mittelst des ortsfesten Prüfstandes gefundenen Ergebnisse auf die Wirklichkeit, also auf das Gleiten rollender Räder auf Eisenbahnschienen zu übertragen. Wie außerordentlich verwickelt die Vorgänge und Verhältnisse sind, wenn sich eine Rolle auf einer Rolle oder auf einer Ebene abwälzt, hat z. B. Gumbel (Anhang II, 2) dargelegt. Diese Unsicherheiten führten schließlich zum Entschluß, einen dreiachsigen Versuchswagen für die Regelspur zu bauen und an diesem die μ' -Werte unter den verschiedensten Verhältnissen, vor allem auch mit Rädern der Regelform der Lauffläche festzustellen. An dem ortsfesten Prüfstand sollten der Vollständigkeit wegen die Versuche auf Achsdrucke bis 10 t noch ausgedehnt werden. Auch diese Arbeiten hatte Abteilungsdirektor Labrijn übernehmen.

Diese weiteren Versuche am ortsfesten Prüfstand in Zwolle führten zu den in den Schaubildern 5 bis 8 auf Taf. 31 dargestellten Ergebnissen.

Der untere Radsatz hatte eine Laufflächenwölbung von 400 mm Halbmesser, er war also der Form des abgenutzten Schienenkopfes näher gebracht worden, der obere Radsatz

Zahlentafel 1 zu Abb. 1 bis 3, Taf. 31.

Versuche der Niederländischen Eisenbahnen auf dem ortsfesten Prüfstand.

Winkel	Belastung 2 t		Belastung 4 t		Belastung 6 t	
	K	μ'	K	μ'	K	μ'
	kg	—	kg	—	kg	—
Rollgeschwindigkeit 5 km/h						
3'	348	0,174	—	—	—	—
6'	564	0,282	—	—	—	—
9'	720	0,360	—	—	—	—
12'	792	0,396	—	—	—	—
15'	798	0,399	1290	0,323	1640	0,274
30'	840	0,420	1374	0,344	1730	0,288
1°	852	0,426	1380	0,345	1962	0,327
1° 30'	858	0,429	1380	0,345	1980	0,330
2°	858	0,429	1380	0,345	1980	0,330
2° 15'	858	0,429	1380	0,345	1980	0,330
Rollgeschwindigkeit 20 km/h						
3'	378	0,189	216	0,054	—	—
6'	594	0,297	648	0,162	—	—
9'	745	0,373	960	0,240	—	—
12'	786	0,393	1248	0,312	—	—
15'	798	0,399	1314	0,329	1920	0,320
30'	822	0,411	1398	0,349	2130	0,355
1°	840	0,420	1416	0,354	2130	0,355
1° 30'	852	0,426	1416	0,354	2130	0,355
2°	852	0,426	1416	0,354	2130	0,355
2° 15'	852	0,426	1416	0,354	2130	0,355
Rollgeschwindigkeit 50 km/h						
3'	444	0,222	—	—	—	—
6'	600	0,300	—	—	—	—
9'	708	0,354	—	—	—	—
12'	768	0,384	—	—	—	—
15'	792	0,396	1170	0,293	—	—
30'	840	0,420	1338	0,335	—	—
1°	864	0,432	1380	0,345	—	—
1° 30'	864	0,432	1380	0,345	—	—
2°	864	0,432	1380	0,345	—	—
2° 15'	864	0,432	1380	0,345	—	—

hatte rein zylinderförmige Laufflächen. Die Versuche mit Achsdrücken von 2, 4 und 6 t waren wiederholt und danach auf Achsdrucke von 8 und 10 t ausgedehnt worden. Höhere Achsdrucke hatten die Festigkeitsverhältnisse des Prüfstandes nicht zugelassen. Der Vergleich der μ' -Werte der Schaubilder 5 und 6 mit denen der Schaubilder 1 bis 4 der Tafel 31 zeigt, daß die μ' -Werte der Schaubilder 5 u. 6 etwas größer sind.

Es ist schon oben auf die ganz außerordentliche Feinfühligkeit der Labrijnschen Versuchseinrichtung hingewiesen worden. Eine Spur Wasser oder ein Hauch Öl oder Spuren von Eisenstaub genügten, die μ' -Werte zu ändern. Nun waren gerade jene Versuche, deren Ergebnisse in Abb. 1 bis 4 der Taf. 31 vermerkt sind, in den heißen Tagen des Monats August 1928 vorgenommen worden, also bei sehr trockener Luft im Freien und es wäre zu erwarten gewesen, daß die im etwas weniger heißen Monat September (1. Hälfte) 1928 vorgenommenen Versuche, deren Ergebnisse durch die Abb. 5 u. 6 der Tafel 31 dargestellt sind, tiefer liegende μ' -Werte hätten zeitigen müssen. Die Abweichungen von dem, was zu erwarten gewesen und dem, was gemessen wurde, können hiernach doch wohl nur aus Verschiedenheiten in den Feuchtigkeitsverhältnissen der Luft im Versuchsraum erklärt werden, die man allerdings nicht ermittelt hatte.

Auf dem Prüfstand zu Zwolle waren auch mit Rädern Versuche angestellt worden, deren Laufflächen unter 1:20, also unter der Neigung der Räder der Regelbauart, kegelförmig abgedreht waren. Abb. 7 und 8, Taf. 31, zeigen die Ergebnisse. Es war bei diesen Radzusammenstellungen nicht

haben und die in bestimmten Grenzen ganz willkürlich sind. Der Ausschuß erwähnt diesen Teil der Versuche (Abb. 7 und 8, Taf. 31) nur der Vollständigkeit wegen. Wie man sich half, auch über die Verhältnisse kegelförmiger Radlaufflächen zuverlässigen Aufschluß zu erhalten, wird im folgenden dargelegt.

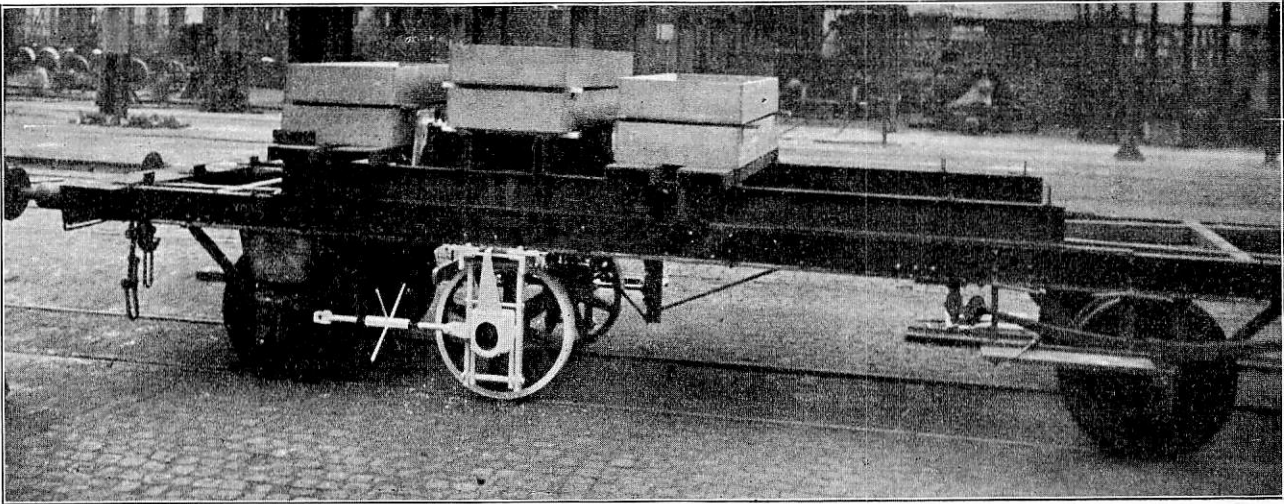


Abb. 16.

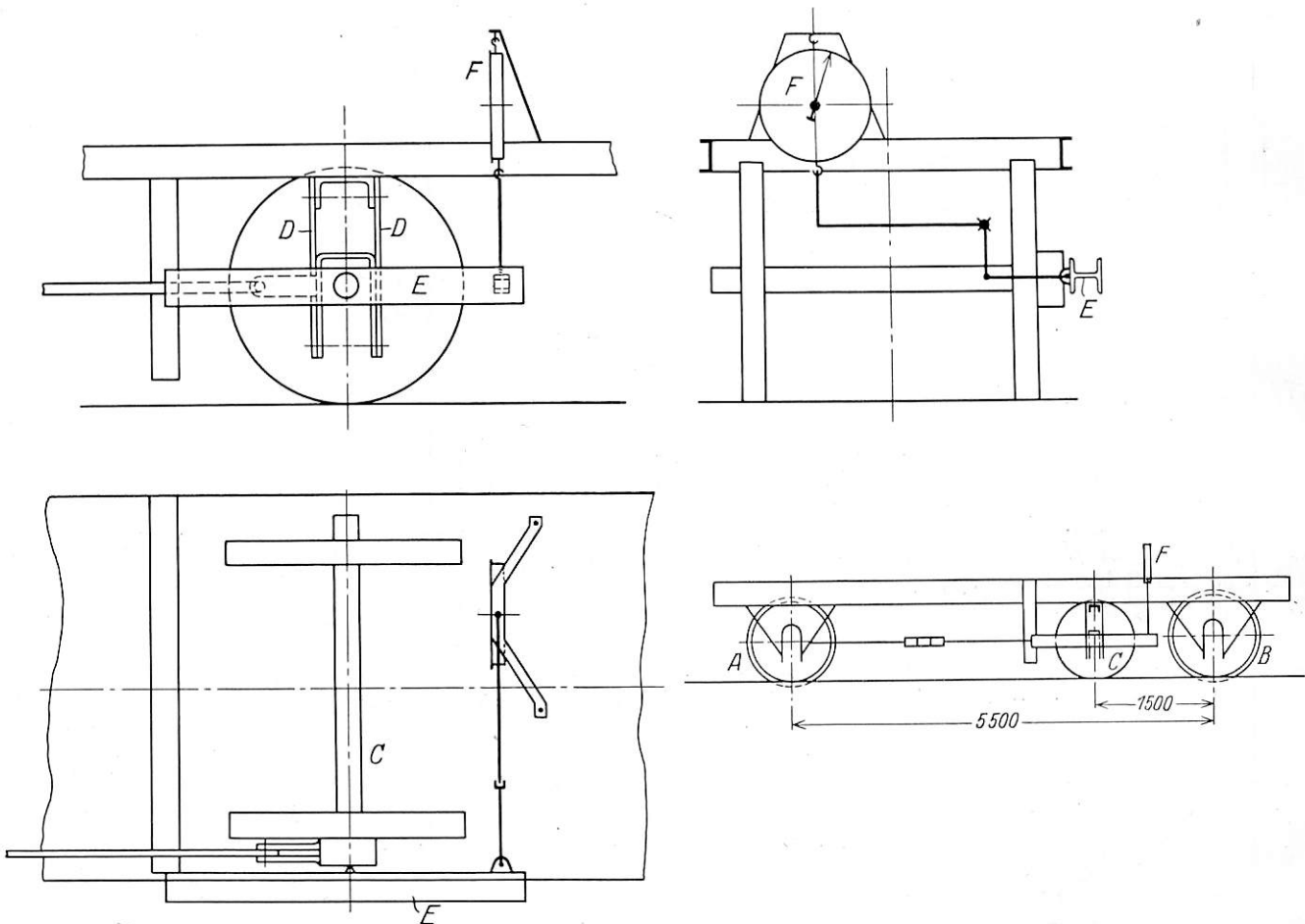


Abb. 17.

möglich, die Versuche sehr genau durchzuführen, weil die Schrägstellung des oberen Radsatzes der Kegelform seiner Räder wegen schwierig zu halten war. Diese Versuchsergebnisse sind aber auch insofern nicht genau, als durch die verschiedenen Größen der Rollkreise, auf denen beide Räder laufen, Kräfte auftraten, die mit der Reibung nichts zu tun

b) Am dreiachsigen Wagen der Regelspur mit zylindrischen und kegelförmigen Rädern.

Aus den dargelegten Gründen war geboten, alles zu tun, um am Regelspurfahrzeug (Abb. 16) selbst die μ' -Werte zu ermitteln. Das am ortsfesten Prüfstand bestätigt gefundene Gesetz, daß die physikalische Größe von μ' nicht von der

Höhe der Rollgeschwindigkeit oder von der Größe der Verschiebegeschwindigkeit, sondern bei im übrigen gleichen Verhältnissen nur von dem Verhältnis dieser beiden Geschwindigkeiten abhängt, gestattete, die Geschwindigkeit der Fahrt mit diesem Wagen auf eine einzige, ins Belieben gestellte Größe zu beschränken.

Der auf Grund der Aussprache im Ausschuß von Abteilungsdirektor Labrijn verwirklichte Versuchswagen ist durch die Abb. 17 schematisch dargestellt.

Die eine Endachse A ist nicht querverschiebbar, sie ist also eine feste Achse; die Belastung wird auf sie in der gewöhnlichen Weise mittelst Blattragfedern übertragen. Die andere Endachse B ist ebenfalls eine feste Achse, sie hat aber keine Tragfedern, so daß diese Achse nichts vom Wagengewicht trägt, sie dient nur zur Führung des Wagens im Gleise. Die Achsen A und B sind mit Spurkränzen versehen. Die Zwischenachse C hat keine Spurkränze und ist zylindrisch abgedreht. Der von der Achse zu übernehmende Anteil von der Belastung des Wagens wird mittelst Druckstangen D auf die Achslager und damit auf die Räder und Schienen übertragen. Diese Achse C ist seitlich verschiebbar und kann außerdem um ein bestimmtes Maß schräg gestellt werden; sie ist die Meßachse. Die Seitenbewegung wird beschränkt durch einen Hebel E, der gegen die Achsmittle drückt und durch eine Federwaage F belastet wird.

Wird nun der Wagen gefahren und ist dabei die Achse C schräg gestellt, so muß diese Achse ständig die Schiene zu kanten suchen, da der Wagen durch die Achse A und B im Gleise geführt wird. Die zwischen Rad und Schiene quer zum Gleis wirkende Kraft wird nun von der Achse C auf den Hebel E und damit auf die Federwaage F ausgeübt. Diese Querkraft kann also genau bestimmt werden.

Die Achse B ist deshalb nicht zum Tragen eines Teils des Wagengewichtes eingerichtet, damit die Lastverteilung auf die Achsen A und C statisch bestimmt ist.

Die Radsätze der Endachsen A und B hatten bei den ersten Versuchen, die mit Achsdrucken der Meß- oder Schwenkachse C von 4 bis 12 t gemacht wurden, Spurkranzspiel. Über die beim Spurkranzspiel und mit zylindrischen Rädern der Schwenkachse gewonnenen Ergebnisse geben die Zahlentaf. 2 im Text und die Schaubilder 9 und 10, Taf. 31 Aufschluß. Die Ergebnisse weiterer Versuche bis zu 16 t Achsdruck, die bald danach durchgeführt wurden, sind durch die Abb. 1 bis 4

Zahlentafel 2.

Ergebnisse der Versuche der Niederländischen Eisenbahnen zur Bestimmung der Reibungszahlen eines schräg zur Schiene rollenden Rades mittelst eines dreiachsigen Wagens.

Schrägstellung der Achse C	Belastung der Achse C									
	4 t		6 t		8 t		10 t		12 t	
	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'
	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—
3'	300	0,075	500	0,0833	600	0,075	700	0,07	780	0,065
6'	380	0,095	600	0,100	730	0,091	830	0,083	950	0,079
9'	440	0,110	700	0,117	840	0,105	950	0,095	1100	0,092
12'	520	0,130	800	0,133	950	0,119	1100	0,110	1250	0,104
15'	600	0,150	900	0,150	1100	0,138	1250	0,125	1550	0,129
30'	900	0,225	1175	0,196	1450	0,181	1800	0,180	2100	0,175
1°	1000	0,250	1250	0,208	1700	0,213	2100	0,210	2500	0,208
1° 30'	1000	0,250	1250	0,208	1700	0,213	2100	0,210	2500	0,208
2°	1000	0,250	1250	0,208	1700	0,213	2100	0,210	2500	0,208
2° 15'	1000	0,250	1250	0,208	1700	0,213	2100	0,210	2500	0,208

auf Taf. 32 dargestellt. In dieser Anlage beanspruchen die Schaubilder, in denen die Ergebnisse der Versuche mit kegelförmigen Rädern durchgeführt wurden, besondere Beachtung, weil sie wohl erstmals in exakter Weise die Wirkung kegelförmiger Räder offenbaren. Um sicher zu sein, auf welchen Rollkreisen die Räder laufen, wurde so vorgegangen, daß von den gleichgroßen zylindrischen Rädern der Schwenkachse C der Durchmesser des einen Rades stufenweise um 1, 3 und 5 mm kleiner gedreht wurde.

Was die Ergebnisse angeht, die mit rein zylindrischen Rädern gewonnen wurden (vergl. Zahlentafeln 1 u. 2), so lehrt der Vergleich mit den am Versuchsstand erzielten Ergebnissen, daß die μ' -Werte bei verhältnismäßig großer Verschiebegeschwindigkeit (große Schränkung) bei Rad auf Schiene etwas kleiner sind als bei Rad auf Rad, bei verhältnismäßig kleiner Verschiebegeschwindigkeit dagegen etwas größer als bei Rad auf Rad.

Die mit kegelförmigen Radreifen gewonnenen Ergebnisse überraschten, sie besagen, daß man gut daran tut, mehr als bisher auf Erhaltung der Kegelform der Radreifen zu achten. Die Werte μ' kegelförmiger Radreifen liegen niedriger als diejenigen zylindrischer Räder, sie scheinen sich mit Zunahme der Steilheit des Rollkegels dermaßen zu senken, daß sie bei Rädern mit der üblichen Kegelneigung 1:20 (Abb. 1 bis 4, Taf. 32, Unterschied der Raddurchmesser 5 mm) bei einer Schränkung zwischen 0 und 12' gleich Null sind und von da bis zu einer Schränkung von 2° 15' höchstens auf $\mu' = 0,15$ ansteigen. Es sind scheinbare Reibungszahlen und es war deshalb noch zu untersuchen, inwieweit eben durch die Kegelform der Räder ein Teil des sonst ausschließlich in Gleitbewegung zurückzulegenden Querweges in Rollweg umgewandelt oder inwieweit die Richtkraft durch die Kegelform vermindert wird.

Da die am Versuchswagen abgelesenen Schrägstellungen der Räder der Schwenkachse nicht genau die Schrägstellung gegenüber dem Gleis angaben, eben weil die Räder der Endachsen des Wagens etwas Spiel zwischen den Schienen hatten, so wurden vor weiteren Versuchen die Spurkränze der Endachsen gerade abgedreht und die Räder auf den Achsen auseinandergepreßt, so daß der Wagen sich im Gleis nicht mehr schräg stellen konnte. Die Versuche sind in diesem Zustand des Wagens wiederholt worden. Es hat sich dabei herausgestellt, daß die früher gefundenen Werte (Zahlentaf. 2 und Schaubilder 9 und 10, Taf. 31, und Schaubilder 1 bis 4, Taf. 32) etwas zu klein sind. Wie aus den Zahlentaf. 3 bis 6 (im Text) und den Schaubildern 5 bis 8, Taf. 32, ersichtlich ist, sind die meisten Reibungszahlen μ' etwas größer.

Ist die Schrägstellung mehr als 1°, so ändern sich die Reibungszahlen praktisch nicht mehr; sie haben

bei einem Unterschied im Durchmesser der beiden Räder der Zwischenachse von	und bei einer Schrägstellung von mehr als 1° und bei einer Belastung in Tonnen von					
	die Werte					
	6	8	10	12	14	16
0 mm	0,23	0,23	0,23	0,22	0,22	0,20
1 "	0,23	0,22	0,22	0,21	0,20	0,19
3 "	0,22	0,19	0,18	0,18	0,18	0,18
5 "	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,16

Zu wiederholen ist hierbei, daß die angegebenen Zahlen nicht die wirklichen, sondern nur die scheinbaren Reibungszahlen μ' darstellen, wenn die Räder nicht den gleichen Durchmesser haben. Durch den Unterschied der Durchmesser tritt

nämlich eine Kraft auf, welche die zur Verschiebung der schrägenden Achse aufzuwendende Kraft verringert.

Die Kraftwirkungen veranschaulicht die Textabb. 18.

Wenn die beiden Räder der Achse C den gleichen Durchmesser haben und diese Achse, wie in Abb. 18a angegeben ist, schräg gestellt ist und in der Richtung des Pfeiles N bewegt wird, so werden die Räder der Achsen A und B

Zahlentafel 3.

Ergebnisse der Versuche der Niederländischen Eisenbahnen zur Bestimmung der Reibungszahlen eines schräg zur Schiene rollenden Rades mittelst eines dreiachsigen Wagens.

Beide Räder mit gleichem Durchmesser.

Schrägstellung der Achse C	Belastung der Achse C											
	6 t		8 t		10 t		12 t		14 t		16 t	
	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'
	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—
3'	200	0,03	400	0,05	600	0,06	850	0,07	1100	0,08	1450	0,09
6'	500	0,08	700	0,09	900	0,09	1150	0,10	1350	0,09	1800	0,11
9'	750	0,13	950	0,12	1200	0,12	1500	0,13	1750	0,13	2100	0,13
12'	950	0,16	1200	0,15	1450	0,15	1650	0,14	2000	0,14	2500	0,16
15'	1120	0,19	1400	0,18	1700	0,17	1850	0,16	2200	0,16	2650	0,17
30'	1350	0,23	1700	0,22	2100	0,21	2400	0,20	2700	0,19	3000	0,19
1°	1400	0,23	1850	0,23	2250	0,23	2600	0,22	2900	0,22	3250	0,20
1° 30'	1400	0,23	1850	0,23	2250	0,23	2600	0,22	2900	0,22	3250	0,20
2°	1400	0,23	1850	0,23	2250	0,23	2600	0,22	2900	0,22	3250	0,20
2° 15'	1400	0,23	1850	0,23	2250	0,23	2600	0,22	2900	0,22	3250	0,20

Zahlentafel 4.

Ergebnisse der Versuche der Niederländischen Eisenbahnen zur Bestimmung der Reibungszahlen eines schräg zur Schiene rollenden Rades mittelst eines dreiachsigen Wagens.

Unterschied im Durchmesser der beiden Räder 1 mm.

Schrägstellung der Achse C	Belastung der Achse C											
	6 t		8 t		10 t		12 t		14 t		16 t	
	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'
	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—
3'	200	0,03	400	0,05	600	0,06	800	0,07	1000	0,07	1350	0,08
6'	500	0,08	700	0,09	900	0,09	1100	0,09	1300	0,09	1700	0,11
9'	750	0,13	950	0,12	1150	0,12	1400	0,12	1600	0,12	2000	0,13
12'	950	0,16	1150	0,14	1350	0,14	1600	0,14	1900	0,14	2300	0,14
15'	1100	0,18	1300	0,16	1600	0,16	1800	0,15	2100	0,15	2500	0,16
30'	1350	0,23	1650	0,21	1950	0,20	2300	0,19	2550	0,18	2900	0,18
1°	1400	0,23	1750	0,22	2150	0,22	2500	0,21	2750	0,20	3000	0,19
1° 30'	1400	0,23	1750	0,22	2150	0,22	2500	0,21	2750	0,20	3000	0,19
2°	1400	0,23	1750	0,22	2150	0,22	2500	0,21	2750	0,20	3000	0,19
2° 15'	1400	0,23	1750	0,22	2150	0,22	2500	0,21	2750	0,20	3000	0,19

auf die linke Schiene Kräfte K_A und K_B ausüben derart, daß

$$K_A = \frac{b}{a+b} K \text{ und}$$

$$K_B = \frac{a}{a+b} K \text{ ist.}$$

Beide Räder der Achse C rollen in der Richtung des Gleises und gleiten in der Richtung quer zum Gleis.

Haben dagegen die beiden Räder der Achse C ungleichen Durchmesser und ist diese Achse C nicht schräg gestellt (vergl. Abb. 18b), so wird das kleinere Rad gleiten und deshalb eine Kraft T auf die rechte Schiene ausüben, die annähernd in der Längsrichtung des Gleises wirkt. Das größere Rad wird die

Reaktion für diese Kraft T des kleineren Rades liefern, so daß auf die linke Schiene ebenfalls eine Kraft T wirkt, aber in entgegengesetzter Richtung.

Die beiden Kräfte T bilden ein Moment

$$M = cT.$$

Die gezeichneten Kräfte T werden von dem Wagen auf die Schienen ausgeübt. Auf den Wagen wirkt also ein Moment

Zahlentafel 5.

Ergebnisse der Versuche der Niederländischen Eisenbahnen zur Bestimmung der Reibungszahlen eines schräg zur Schiene rollenden Rades mittelst eines dreiachsigen Wagens.

Unterschied im Durchmesser der beiden Räder 3 mm.

Schrägstellung der Achse C	Belastung der Achse C													
	6 t		8 t		10 t		12 t		14 t		16 t			
	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'		
	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—		
3'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
6'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	240	0,02		
9'	—	—	—	—	—	—	250	0,03	350	0,03	650	0,05	880	0,06
12'	400	0,07	500	0,06	700	0,07	900	0,08	1200	0,09	1500	0,09	1850	0,12
15'	600	0,10	750	0,09	1000	0,10	1200	0,10	1500	0,11	1850	0,12		
18'	800	0,13	1000	0,13	1250	0,13	1500	0,13	1800	0,13	2200	0,14		
30'	1200	0,20	1400	0,18	1700	0,17	2100	0,18	2400	0,17	2700	0,17		
1°	1300	0,22	1500	0,19	1800	0,18	2200	0,18	2500	0,18	2800	0,18		
1° 30'	1300	0,22	1500	0,19	1800	0,18	2200	0,18	2500	0,18	2800	0,18		
2°	1300	0,22	1500	0,19	1800	0,18	2200	0,18	2500	0,18	2800	0,18		
2° 15'	1300	0,22	1500	0,19	1800	0,18	2200	0,18	2500	0,18	2800	0,18		

Zahlentafel 6.

Ergebnisse der Versuche der Niederländischen Eisenbahnen zur Bestimmung der Reibungszahlen eines schräg zur Schiene rollenden Rades mittelst eines dreiachsigen Wagens.

Unterschied im Durchmesser der beiden Räder 5 mm.

Schrägstellung der Achse C	Belastung der Achse C											
	6 t		8 t		10 t		12 t		14 t		16 t	
	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'	K	μ'
	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—	kg	—
3'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9'	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12'	—	—	—	—	—	—	200	0,02	500	0,04	800	0,05
15'	—	—	200	0,03	400	0,04	700	0,06	1000	0,07	1300	0,08
18'	350	0,06	550	0,07	800	0,08	1100	0,09	1400	0,10	1700	0,11
30'	700	0,12	1000	0,13	1300	0,13	1600	0,14	1800	0,13	2100	0,13
1°	1100	0,18	1400	0,18	1650	0,17	1900	0,16	2150	0,16	2500	0,16
1° 30'	1100	0,18	1400	0,18	1650	0,17	1900	0,16	2150	0,16	2500	0,16
2°	1100	0,18	1400	0,18	1650	0,17	1900	0,16	2150	0,16	2500	0,16
2° 15'	1100	0,18	1400	0,18	1650	0,17	1900	0,16	2150	0,16	2500	0,16

im umgekehrten Drehsinne. Durch dieses Moment wird die Achse A mit einer Kraft K_A' gegen die rechte Schiene und die Achse B mit einer Kraft K_B' gegen die linke Schiene gedrückt.

Die Größe dieser Kräfte ist:

$$\text{für } K_A' = \frac{c}{a+b} T.$$

$$\text{„ } K_B' = \frac{c}{a+b} T.$$

Wird nun die Achse C schräg gestellt und haben deren Räder ungleichen Durchmesser (vergl. Abb. 18c), so drückt das

eine Rad der Achse A gegen die linke Schiene mit einer Kraft $K_A'' = K_A - K_A'$ und das eine Rad der Achse B gegen die linke Schiene mit einer Kraft

$$K_B'' = K_B - K_B'$$

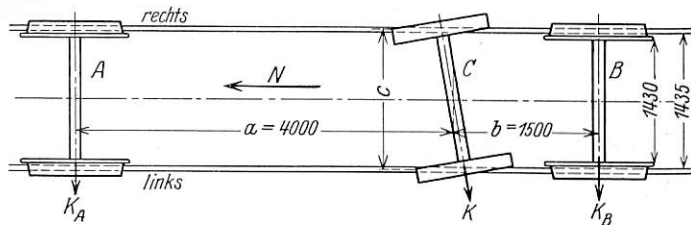


Abb. 18 a.

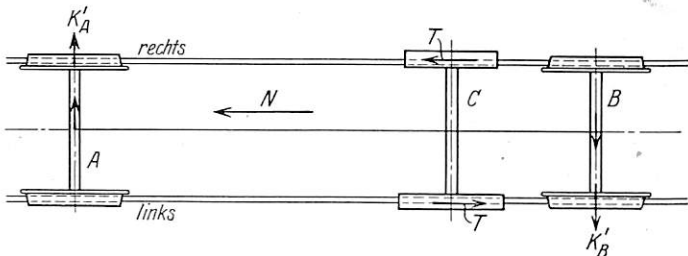


Abb. 18 b.

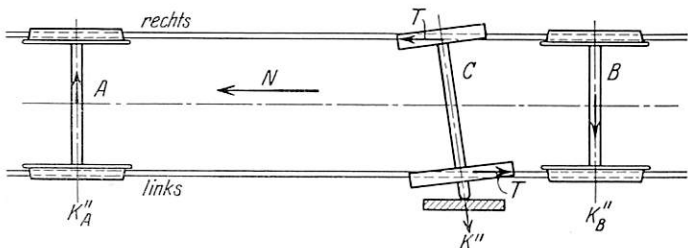


Abb. 18 c.

Wie erklärt es sich, daß die Kraft K'' (Abb. 18c) kleiner ist als K (Abb. 18a).

Nach Labrijn und dem, was wir im Abschnitt I dargelegt haben, so: Im Falle 1 rollen beide Räder der Achse C in der Gleisrichtung und gleiten in der Richtung quer zum Gleis. Die Kraft K ist die Kraft, die zu diesem Quergleiten nötig ist. Im Falle 3 rollt das große Rad auf der linken Schiene und gleitet quer zu dieser Schiene, das rechte Rad gleitet aber in der Schienenrichtung und außerdem in der Richtung quer zur Schiene. Weil das Gleiten dieses Rades in der Schienenrichtung durch den ungleichen Durchmesser verursacht wird, geht das Gleiten in der Querrichtung leichter. Wir haben hier zwei Gleitbewegungen quer zueinander. Die gemessene Kraft K'' bestimmt nur die Gleitkraft in der Querrichtung und diese ist für das kleine Rad kleiner als im Fall 1, für das große Rad so groß wie im Fall 1.

IV. Modellversuche der Reichsbahndirektion Karlsruhe.

Modellversuche sind, wie oben dargelegt wurde, bei dem hier vorliegenden Problem nicht schlüssig, um aus ihnen die tatsächlichen μ' -Werte für Regelspurfahrzeuge ableiten zu können. Nur in einer Hinsicht schien es erwünscht, die von Labrijn gemachten Beobachtungen an einem sehr genau gearbeiteten Modellwagen auf einem peinlich genau hergerichteten Gleis nachzuprüfen, das war das Bedürfnis, nämlich den Einfluß des Spurkranzspielraumes, wenn möglich, näher zu erkennen. Diese Arbeit hatte die Reichsbahndirektion Karlsruhe übernommen (Taf. 33 und 34).

Ermittlung der Reibungszahlen μ' der quergleitenden Bewegung rollender Räder aus Beobachtungen an einem Modellwagen durch die Reichsbahndirektion Karlsruhe.

A. Ableitung der Formel für μ' .

Die Abb. 19 bis 21 veranschaulichen den Modellwagen und seine Einzelheiten. Der Modellwagen hatte ein Leer-

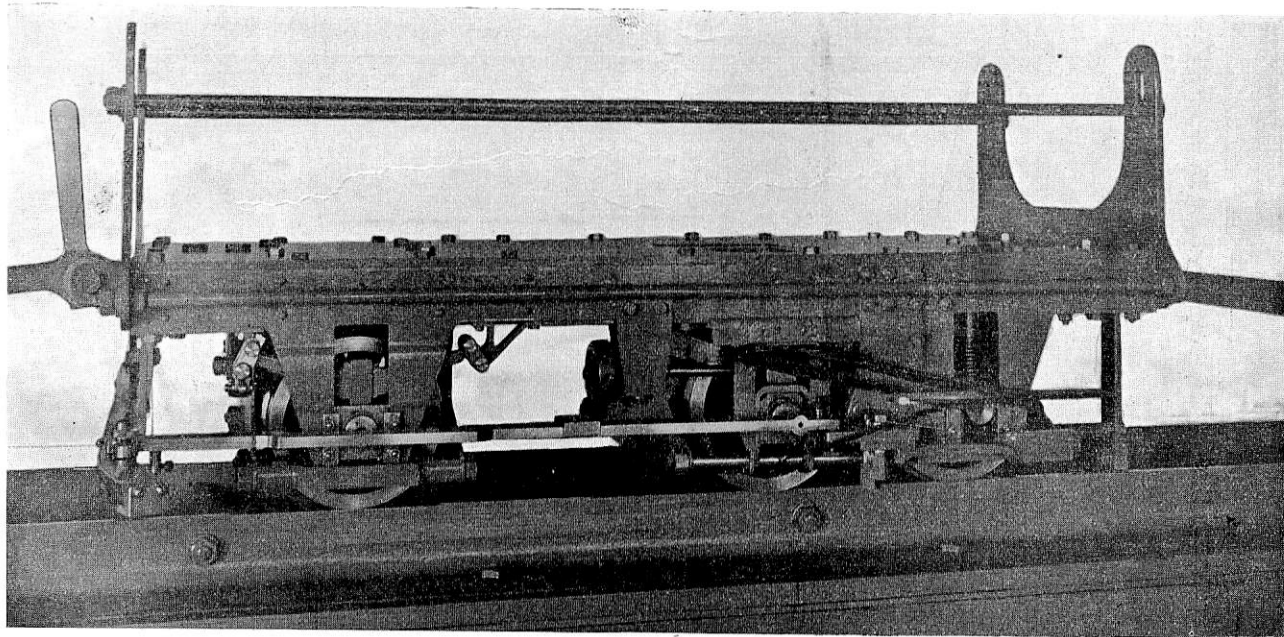


Abb. 19.

Die Kraft K_A'' kann 0 und negativ werden, d. h. der Druck wird von dem andern Rad der Achse A auf die rechte Schiene ausgeübt.

An dem Versuchswagen ist beobachtet worden, daß bei einer Schrägstellung von etwa $50'$ die Kraft $K_A'' = 0$ wird. Ist die Schrägstellung weniger als $50'$, so läuft das linke Rad gegen die Schiene, bei größerer Schrägstellung läuft das rechte Rad gegen die Schiene.

gewicht von 160,90 kg, das Modellgleis 300 mm Spurweite. Die Abb. 22 zeigt schematisch die Einrichtung zum Messen der Querkräfte der Achse C. Der unter dem Winkel α gegen die Schiene anlaufende Radsatz C des dreiaxigen Fahrzeuges, den wir die Schwenkachse nennen wollen, drängt mit der Kraft $\mu' C$ nach außen; hierin bezeichnet μ' die Reibungszahl der quergleitenden Bewegung rollender Räder, C den Achsdruck der Achse C. Das Untergestell des

Wagens ist durch die Radsätze A und B zwangläufig geführt, | darin geführte Schwenkachse übertragen. Die Kugellager
es kann keinerlei Querbewegung zum Gleis ausführen, weil | setzen jeder endlich großen Querbewegung der Schwenkachse

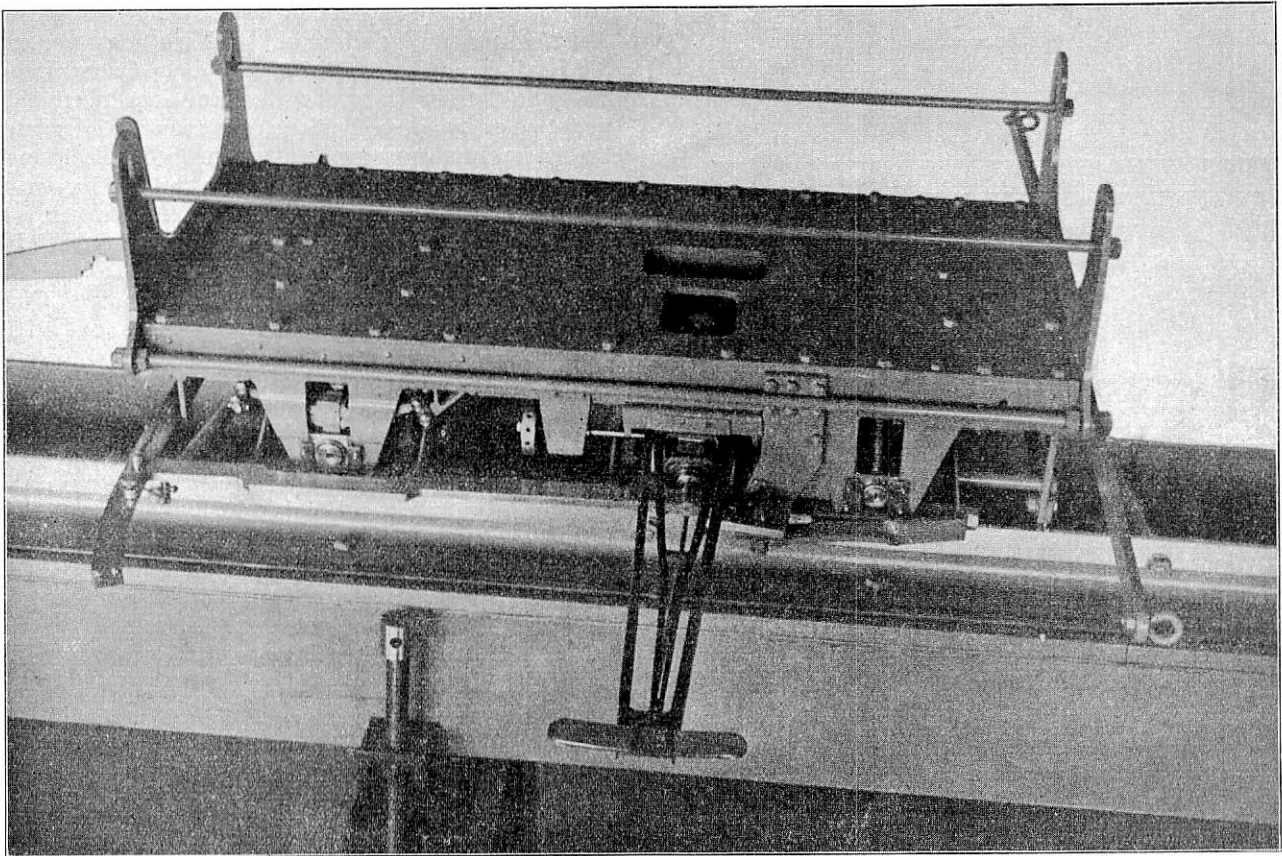


Abb. 20.

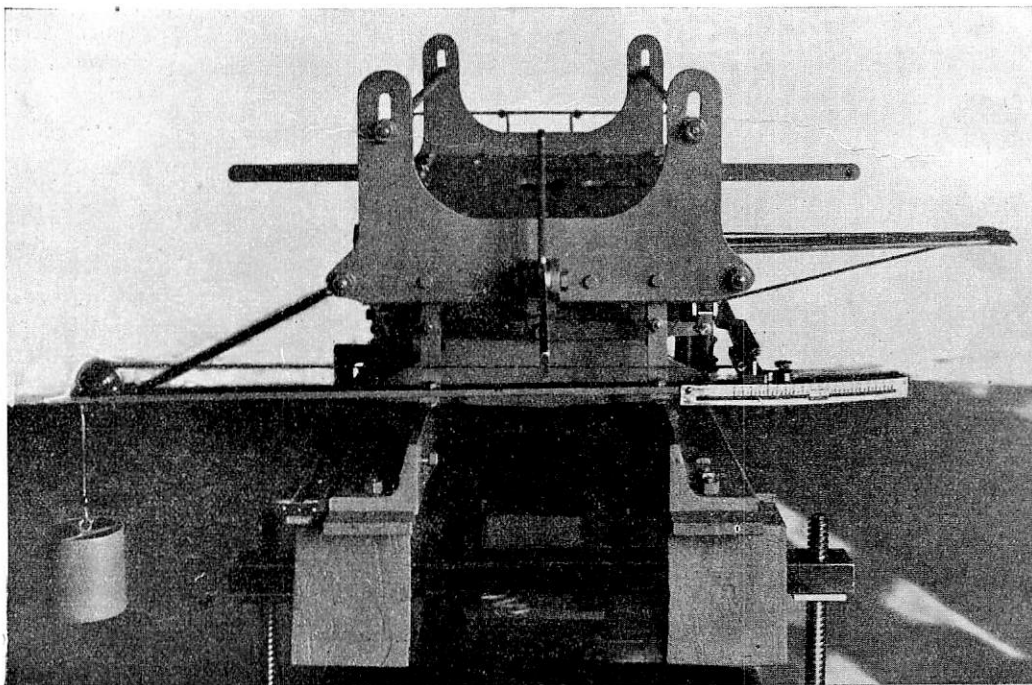


Abb. 21.

diese Radsätze, wenigstens zunächst, mit dem Spurkranz-
spiel $2\sigma=0$ im Gleis laufen. Die Schwenkachse C trägt
einen Teil des Wagengewichtes, die Last wird über die
Kugellager K_1 und K_2 auf das Schwenkachsgerüst und die

einen gerichteten Widerstand W entgegen. Dieser Widerstand
ist im allgemeinen sehr viel kleiner als die Kraft $\mu'C$. Es
bedarf deshalb noch einer zusätzlichen Kraft D , um die
Schwenkachse zu beherrschen.

Messung der Größe D.

Ist die Kraft $D > \mu' C$, so ist $D = \mu' C + W$, weil die Schwenkachse entgegen ihrem Willen über die Gleismitte hinaus zurückgedrückt wird. Der Widerstand W hat in diesem Fall die gleiche Richtung wie die Kraft $\mu' C$.

Ist die Kraft $D < \mu' C$, so ist $D = \mu' C - W$, weil in diesem Fall die Kraft $\mu' C$ die für die Bewegung bestimmende Kraft ist. Der Widerstand ist der Richtung der Kraft $\mu' C$ entgegengesetzt.

Ist die Kraft $D = \mu' C$, so ist $D = \mu' C \pm 0$, die Schwenkachse läuft also nicht querab, ihre Mitte bleibt unter Fahrzeuglängsmittle. Der Widerstand W in den Kugellagern ist nicht gerichtet; es ist dort der Widerstand der Ruhe, der bereit ist anzuspringen, sobald D seiner Aufgabe allein nicht gewachsen wäre.

Dieser dritte Fall ist der bei den Versuchen anzustrebende, er läßt sich aber praktisch nicht verwirklichen, weil es einfach

Im Zustand des Gleichgewichtes ist nach dem, was über die Zusammenhänge zwischen D , $\mu' C$ und W gesagt worden ist,

Gl. 1) $\mu' C = D + W$

Gl. 2) . . also $\mu' = \frac{D}{C} + \frac{W}{C} = \frac{a+b}{a} \times \frac{G}{C} + \frac{W}{C} = 21 \frac{G}{C} + \frac{W}{C}$.

Wäre der Querkrafthebel gewichtslos und reibungslos, so würde das am Schnurzug angehängte Gewicht allein das Gleichgewicht herzustellen haben. Da der Querkrafthebel aber an seinem freien Ende eines Gewichtes von 0,130 kg bedarf, um eben gerade aus dem Zustand der Ruhe in den der Bewegung überzugehen, so tragen diese 0,130 kg Widerstand dazu bei, zusammen mit G das Gleichgewicht zu halten. Die Kraft D wird also in Wirklichkeit durch eine Kraft $G + 0,130$ kg geschaffen, die Gl. 2) ist also zu schreiben:

Gl. 2') . . . $\mu' = 21 \frac{G + 0,130}{C} + \frac{W}{C} = \frac{21 G + 2,73}{C} + \frac{W}{C}$.

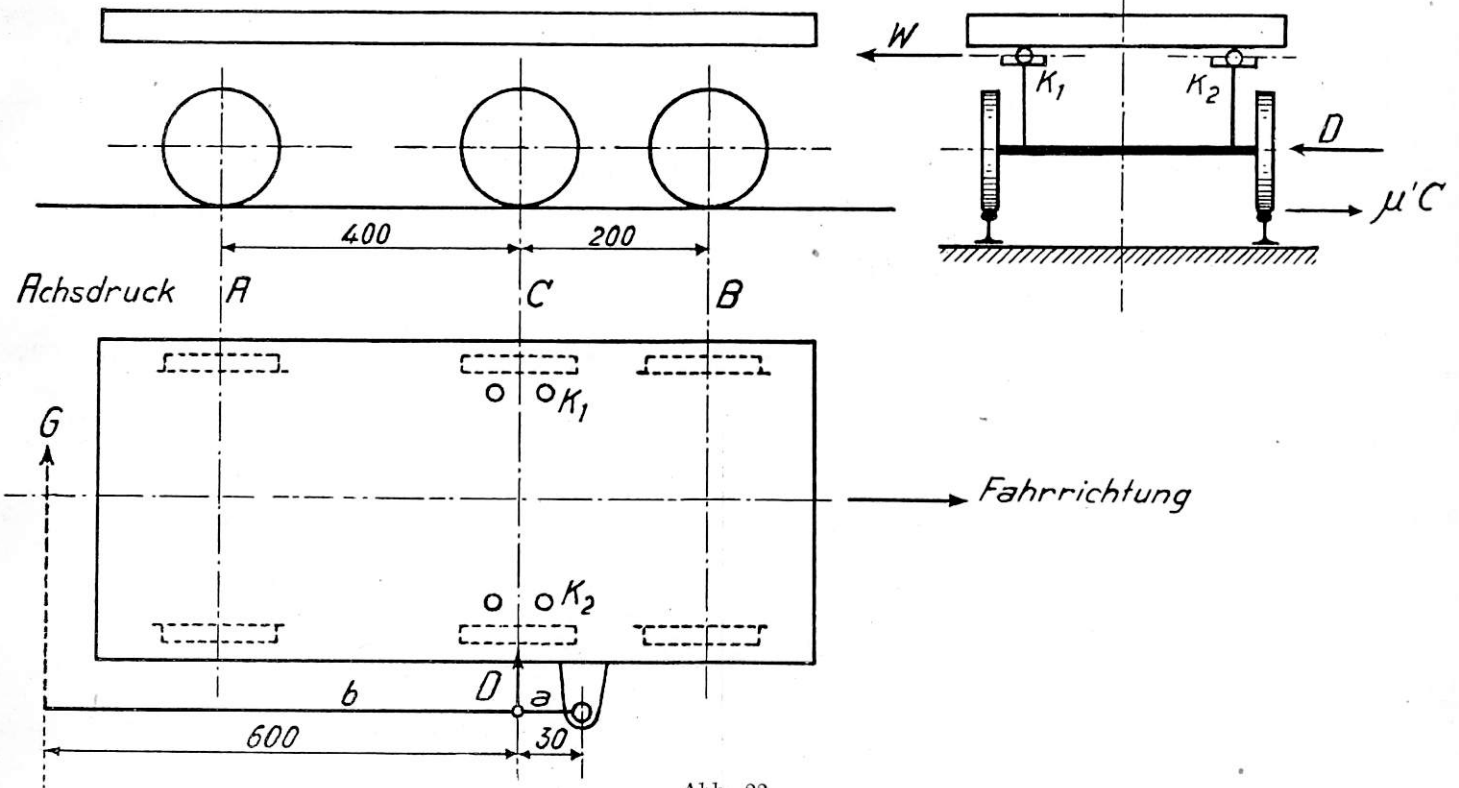


Abb. 22.

unmöglich ist zu erreichen, daß auch nicht die kleinste Querbewegung der Achse auftritt. Denn die Kraft D wird an dem Modellwagen durch das am freien Ende des einarmigen Hebels von der Länge $a + b = 630$ mm angehängte Gewicht G mittelst Schnurzuges über eine in Abb. 22 nicht dargestellte Umlenkrolle gemessen. Spiel in dem Drehpunkt des Hebels und der Schnurzug bringen es mit sich, daß der Waagehebel an seinem freien Ende auch bei äußerster Peinlichkeit in der Herstellung und bei der äußersten Achtsamkeit im Abwiegen immer noch etwas ausschlägt. Dieser Ausschlag konnte bis zur Größenordnung 0,1mm herabgemindert werden. Die Gewichtsgrößen G sind bis auf $\pm 0,030$ kg genau ermittelt. So ist es also gelungen, den Gleichgewichtszustand zwischen D , $\mu' C$ und W nach einem Querweg der Schwenkachse von $\geq 0,1 : 21 = 0,004$ mm herbeizuführen. Denn bei den gewählten Hebelverhältnissen $\frac{a+b}{a} = \frac{630}{30} = 21$ ergibt sich ein Querweg der Schwenkachse von $= \frac{0,1}{21} = 0,004$ mm (= vier Tausendstel mm).

Die Widerstände im Querkrafthebel sind praktisch unabhängig von der Größe der Querkraft D .

Messung der Größe W (Abb. 23).

Die Größe W ändert sich mit der Wagenbelastung, also auch mit dem Achsdruck C der Schwenkachse. Auf den beiden Kugellagern K_1 und K_2 ruht die Last $C-E$. Bezeichnet μ_K die Reibungszahl der Kugellagerung, E das Eigengewicht der Schwenkachse samt ihrem Gestellgehäuse, so ist

Gl. 3) $W = \mu_K (C - E)$.

W ist in der Weise ermittelt worden, daß man die Achse B entfernte und darauf den Wagen durch geringes Anheben der Schwenkachse mittelst einer Dezimalwaage mit seiner Plattform in die Waagerechte brachte. Das Versuchsgleis, auf dem der Wagen abließ, war so viel geneigt, daß das Gefälle in Tausendstel gleich dem Laufwiderstand des Wagens in kg/t war. Der Wagen war also nach dem Abheben der Achse C vom Gleis einerseits von der Achse C (durch die Dezimalwaage) und andererseits von der auf den Schienen stehengebliebenen

Achse A gestützt. Danach wurde die Achse C durch Hartholzkeile unverrückbar festgestellt.

Ist der Wagen so vorbereitet, so läßt sich der von den Kugellagern und der von der Achse A getragene Wagen mittelst des Waagehebels um den Festpunkt F drehen. Die den Widerstand W bedingende Last C—E ist am Hebelarm c zu bewegen. Dazu sei die Kraft G_K erforderlich. G_K greift gegenüber den Stützpunkten der Achse A am Hebelarm c' an. Nun hat G_K neben der Reibung in den Kugellagern K_1 und K_2 auch gleitende Reibung an den beiden Stützpunkten der Achse A zu überwinden, die dort mit dem Moment $\frac{\mu A}{2} 2s = \mu As$ der Drehung entgegenwirkt.

Die Last Q auf der Plattform des Wagens wurde ursprünglich mittelst Dreipunktstützung auf die Achsen A und C übertragen. Viele Mißerfolge zwangen, diese Stützung zu verlassen und die Plattform auf vier Punkten zu lagern. Die rechnerische Ermittlung der Achsdrücke A, C und B ging Hand in Hand mit sehr sorgfältig und öfter wiederholten Wiegungen. Die Ergebnisse sind in der nachfolgenden Zahlentafel 7 zusammengestellt; in ihr wurden auch die für die Widerstände W, also die zum Verdrehen der Plattform über den Kugellagern erforderlichen Kräfte G_K vermerkt.

Die Werte der am Ende des Schwenkachs-Waagehebels bei den einzelnen Versuchen gefundenen Gewichte G sind besonders vermerkt.

B. Die Ergebnisse.

1. Zylindrische Räder von gleichem Durchmesser.

Mit Zunahme der Schränkung der Schwenkachse nehmen die Werte von μ' zu, dagegen hat sich bei Zunahme der Belastung nicht erkennen lassen, ob die μ' -Werte mit ihr stetig steigen oder fallen. Die Versuchsergebnisse widersprechen also insofern den Ergebnissen, die Labrijn gefunden hat, als nach den Zahlentafeln 3 bis 5 die μ' -Werte Labrijns mit Zunahme der Belastung etwa von $\alpha = 0^\circ 12'$ an abnehmen, nicht viel, aber doch deutlich erkennbar. Auffällig ist der Knick, der sich in den mit dem Modellwagen gefundenen Linienzügen der μ' -Werte in der Ordinate für den Anlaufwinkel $\alpha = 0^\circ 30'$ zeigt. Physikalisch konnte er sich nicht

erklären lassen, zu vermuten ist, daß er nicht in so scharfem Ausmaße vorhanden wäre, wenn es praktisch möglich gewesen wäre, die μ' -Werte zwischen $\alpha = 0^\circ 0' 0''$ und $\alpha = 0^\circ 30'$ in mehreren Stellungen der Schwenkachse zu bestimmen, Labrijn hatte in diesem Bereich noch messen können.

Durch die Möglichkeit, das Spurmaß der Räder zu ändern, war Gelegenheit gegeben, den Frage nachzugehen, inwieweit ein Spießganglaufen des Fahrzeuges die Verhältnisse ändert. Weil darüber am Wagen der Regelspur genauer Aufschluß kaum zu gewinnen war, hatte man sich zu den Versuchen mittelst Modellwagens entschlossen. Nach Labrijn werden die erste und die dritte Achse an die Schienen angepreßt, gegen die die Schwenkachse anläuft und zwar nach den Verhältnissen im Achsstand des Wagens

$$\text{Achse B mit dem Druck } K_B = K \frac{400}{600} = \frac{2}{3} K$$

$$,, \text{ A } ,, ,, ,, K_A = \frac{1}{3} K,$$

worin $K = D = \mu' C - W$ ist. Daß diese Kräftewirkung besteht, trat bei den Versuchen sehr deutlich zutage. Die Achse B, die von Haus aus nur zur Führung, nicht auch zum Tragen bestimmt war, entgleiste wiederholt, so lange sie nur mit ihrem Eigengewicht von 10,150 kg auf die Schienen drückte. Es war deshalb nötig, sie bei den Plattformbelastungen Q_0, Q_1 und Q_2 durch zwei Federn von $2 \times 5,6 = 11,2$ kg und bei den Plattformbelastungen Q_3 und Q_4 durch Federn von $2 \times 10,425 = 20,850$ kg zusätzlich zu belasten. Was wir alle wissen, daß das Verhältnis von Führungsdruck zu Raddruck eine gewisse Größe nicht übersteigen darf, trat auch hier und zwar selbst beim Anlaufwinkel $0^\circ 0' 00''$ deutlich in Erscheinung.

Schaubild 1 bis 5, Taf. 33, zeigt in fünf Gruppen von Linienzügen, entsprechend den fünf verschiedenen bei den Versuchen angewandten Achsdrücken

$$C_0 \ C_1 \ C_2 \ C_3 \ \text{und} \ C_4,$$

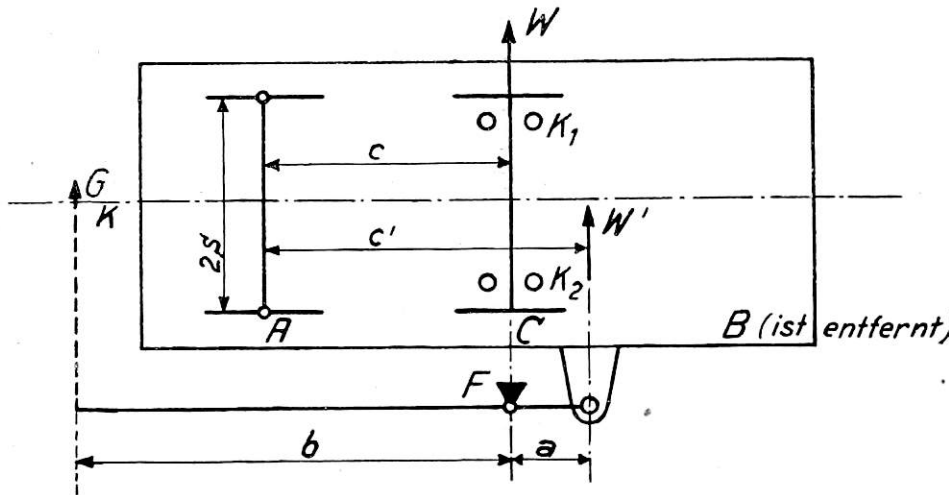


Abb. 23.

Sonach ist

$$G_K b = W' a \text{ und } W' = \frac{b}{a} G_K,$$

andererseits ist

$$W' c' = W c + \mu A s, \text{ also}$$

$$\text{Gl. 4) } \dots W = W' \frac{c'}{c} - \mu \frac{s}{c} A = \frac{b}{a} \frac{c'}{c} G_K - \mu \frac{s}{c} A.$$

$$\text{Nunmehr schreibt sich die Gl. 2') } \mu' = \frac{21 G + 2,73}{C} + \frac{W}{C}$$

wie folgt:

$$\text{Gl. 5) } \dots \mu' = \frac{21 G + 2,73}{C} + \frac{b}{a} \frac{c'}{c} \frac{G_K}{C} - \mu \frac{s}{c} \frac{A}{C}.$$

- Mit $a = 30$
- $b = 600$
- $c = 400$
- $c' = 430$
- $2s = 309,5$
- $s = 154,75$
- $\mu = 0,1545$

—*) durch Versuch auf nicht gewölbten Schienen und unter Abzug für Hebelreibung ermittelt — wird

$$\text{Gl. 6) } \dots \mu' = \frac{21 G + 2,73}{C} + 21,5 \frac{G_K}{C} - 0,06 \frac{A}{C}.$$

*) Anmerkung: Am 12. II. 30 auf nicht gewölbten Schienen unter Berücksichtigung der Hebelreibung ermittelt:

$$\left. \begin{array}{l} \mu_0 = 0,1561 \\ \mu_1 = 0,1536 \\ \mu_2 = 0,1574 \\ \mu_3 = 0,1527 \\ \mu_4 = 0,1499 \end{array} \right\} \text{Mittel} = 0,9270 : 6 = 0,1545$$

$$\mu \frac{s}{c} = 0,1545 \frac{154,75}{400} = 0,059776 = \sim 0,06.$$

Zahlentafel 7 über die Achsdrucke und die Widerstände am Schwenkachshebel und in den Kugellagern K_1 und K_2 .

1	2	3			4	5	6	7
Gesamtgewicht des Wagens = $A + B + C$ kg	Plattformbelastung Q_0 bis Q_4 kg	Achsdruck			Bei zylindrischen Rädern war erforderlich zur Bewegung der Plattform gegenüber der festgestellten Achse C ein Gewicht von kg	Von dem Gewicht in Spalte 6 entfällt auf die Widerstände in den Kugellagern K_1 und K_2 der Betrag G_K kg		
		B kg	C kg	A kg				
160,900	$Q_0 = 0$	$10,150 + 2 \times 5,60 = 21,350$	92,400	47,150	0,145	$0,145 - 0,130 = 0,015$		
266,900	$Q_1 = 106,000$	21,350	169,300	76,250	0,160	$0,160 - 0,130 = 0,030$		
371,200	$Q_2 = 210,300$	21,350	226,550	123,300	0,205	$0,205 - 0,130 = 0,075$		
474,950	$Q_3 = 314,050$	$10,150 + 2 \times 10,425 = 31,000$	297,425	146,525	0,260	$0,260 - 0,130 = 0,130$		
570,650	$Q_4 = 409,750$	31,000	348,225	191,425	0,380	$0,380 - 0,130 = 0,250$		

daß es bei zylindrischen Rädern praktisch einerlei ist, wie groß das Spurkranzspiel an und für sich ist und daß die Zunahme der Belastung in zwei Fällen eine geringe Zunahme und in zwei Fällen eine geringe Abnahme der μ' -Werte zur Folge hatte.

Die Temperatur und der Feuchtigkeitsgehalt der Luft in dem dauernd gleichmäßig geheizten Versuchsraum waren praktisch gleichbleibend, Schienen und Räder waren vor jedem einzelnen Versuch mit reinen trockenen Lappen von dem bei jedem Abrollen hinterlassenen Eisenstaub gereinigt worden. Trotz aller Sorgfalt war es nicht möglich, eine völlige Stetigkeit nach der einen oder der anderen Seite aufzufinden.

2. Zylindrische Räder mit verschiedenen Durchmesser.

Die Versuche beschränkten sich auf zylindrische Räder mit 1 mm und 2 mm Unterschied in den Laufkreisen. Die geometrische Achse des Radsatzes mit Rädern von 2 mm Unterschied war 1:309,5 gegen die Waagerechte geneigt, also rund doppelt so stark als bei den Versuchen Labrijns, der bei 5 mm Unterschied der Räder bis zu einer Neigung von $2,5:1500 = 1:600$ gegangen war. Bei einer Kegelneigung der Radreifen der Regelspur von 1:20 und bei 55 mm Spurkranzspiel ist eine Neigung der Radsatzachse von $\frac{2 \times 55 \times 1/20}{1500} = \frac{5,5}{1500} = 1:273$ möglich.

Die Versuche haben ergeben, daß die Werte μ' mit zunehmendem Unterschied der Laufkreisdurchmesser, also mit abnehmender Höhe des Rollkegels abnehmen. Der Vergleich der Schaubilder 6 bis 10, Taf. 33, und 1 bis 5, Taf. 34, mit den Schaubildern 1 bis 5 der Tafel 33 lehrt das. Die Werte μ' liegen für alle Spielraumgrößen von 2σ praktisch in einem Linienzug.

Labrijn hatte in den Schaubildern 5 bis 8 der Tafel 32 deutlich erwiesen, wie sehr der Wert von μ' geneigt ist, bei zunehmendem Unterschied der Durchmesser der Laufkreise der Räder negativ zu werden, wenn die Anlaufwinkel kleiner und kleiner werden. So deutlich ist diese Wahrnehmung bei den Modellversuchen nicht gemacht worden, obwohl die Höhe des Rollkegels, vergleichsweise gesprochen, kleiner als

bei den Versuchen der Niederländischen Eisenbahnen gewesen ist.

3. Zylindrische Räder von gleichen Durchmesser auf ebenen Schienenköpfen.

Um den Einfluß der Schienenkopfform zu untersuchen, wurden mit dem Modellwagen auch Versuche auf Schienen gemacht, deren Köpfe nicht gewölbt, sondern abgeflacht waren. Die Schaubilder 6 bis 10, Taf. 34, zeigen die Ergebnisse dieser Versuche. Daraus ersieht man, daß die Spielraumweite für die Größe von μ' von keiner Bedeutung ist, weiter, daß die Werte von μ' mit Zunahme des Raddruckes praktisch sich nicht ändern.

V. Hertzische Flächen.

Zahlreiche Versuche wurden gemacht, um die Größe des Druckes je mm^2 Radauflage bei verschiedenen Raddurchmessern zu bestimmen. Dazu bedurfte man der Hertzischen Druckflächen. Man fand nach zahlreichen unsicheren Aufnahmen, daß die Größe der Druckfläche am einwandfreiesten erhalten wird, wenn man dünnes, völlig trockenes Kohlenpapier zwischen Rad und Schiene legt und von den Druckbildern Lichtbilder herstellt. Von der Aufnahme der Bilder dieser Flächen in die Anlagen dieses Berichtes ist abgesehen worden, dagegen gibt die Zahlentafel 8 eine Übersicht über die Einzelheiten. Aus dieser Zusammenstellung ist zu entnehmen, daß der Raddruck in den untersuchten Fällen Flächenbelastungen von 34, 41, 45, 60 und 70 kg/mm^2 ergab, daß die höchsten Flächenbelastungen, wie zu erwarten war, bei den kleinsten Rädern und die kleinsten Flächenbelastungen bei den größten Rädern auftraten, daß aber Zwischengrößen von Rädern das erwartete Gesetz der Abnahme des spez. Flächendruckes mit Zunahme des Raddurchmessers nicht befolgten. Das ist an und für sich kein Beweis, der gegen das Gesetz spricht. Wir haben es aber unterlassen, den Dingen weiter nachzugehen, weil die Baustoffhärten nicht ermittelt wurden und weil eingehendere Forschungen nach dieser Richtung nicht im Rahmen unserer Aufgabe lagen.

Vielleicht gibt die Frage der zulässigen kleinsten Raddurchmesser, die im Oberbau- und Bahnbau-Fachauschuß z. Z. behandelt wird, Anlaß zu weiterer Klarstellung.

Zahlentafel 8.

Rad-durch-messer	Rad-druck	Druck-fläche	Mitt-lerer Druck je mm ²	Rad-durch-messer	Rad-druck	Druck-fläche	Mitt-lerer Druck je mm ²	
mm	t	mm ²	kg	mm	t	mm ²	kg	
930	5,5	100	55	1400	8,6	130	66	
	6,4	80	79		6,6	120	55	
	5,8	100	58		7,9	120	66	
	5,8	87	67		6,8	112	60	
	6,4	80	82		6,9	120	58	
	6,6	94	70		6,7	120	56	
	6,2	85	73		6,7	120	56	
	6,0	80	75		6,9	123	56	
im Durch-schnitt	6,1	88	70	im Durch-schnitt	7,1	120	60	
1100	4,6	90	51	1850	8,6	200	43	
	4,8	100	48		8,0	160	50	
	4,2	100	42		8,2	155	53	
	3,9	80	49		8,3	160	52	
	3,3	92	36		8,0	173	46	
	3,2	67	48		8,0	148	54	
	3,2	80	40					
	3,4	70	48					
im Durch-schnitt	3,8	85	45	im Durch-schnitt	8,2	166	50	
1240	4,4	100	44	2150	7,7	220	35	
	4,1	110	37		7,6	220	35	
	5,1	132	39		6,5	200	32	
	5,2	100	52		6,8	210	33	
	2,4	80	31					
	3,9	78	50					
	2,9	82	36					
im Durch-schnitt	4,0	98	41	im Durch-schnitt	7,2	213	34	

Gleichlaufende Aufnahmen am Modellwagen der Reichsbahndirektion Karlsruhe, die wegen der Kleinheit der Druckflächen in 25facher Vergrößerung gemessen werden mußten, konnten in dieser Richtung nichts bringen, weil die Aufnahmen nur an Rädern mit einheitlichem Raddurchmesser gemacht worden waren. Zweck dieser Aufnahme war, bestätigt zu finden, daß μ' vom Flächendruck so gut wie unabhängig ist. Sichere Feststellungen waren aber nicht zu gewinnen.

VI. Zusammenfassung der Ergebnisse.

Die Reibungszahl μ' der quergleitenden Bewegung rollender Räder ist genau so wie die Reibungszahlen der Gleitreibung und der Rollreibung relatives Maß für die Größe der Arbeit, die die elastischen und unelastischen Formänderungen in den bei diesen Vorgängen sich berührenden Flächen erfordern, diese Formänderungen spiegeln sich gleichsam hinsichtlich ihres Ausmaßes in der Größe der Reibungszahlen. Wie bei allen diesen Reibungszahlen spielen der Stoff, die Temperatur und die adsorbierten Gas- und Flüssigkeitsschichten (von der Größenordnung 0,00002 bis 0,002 mm — s. Anhang II 3, S. 15) Staub usw. eine Rolle. Nach dieser Richtung die Versuche planmäßig auszudehnen, lag nicht im Rahmen der Aufgabe.

Was wir glauben, klar erkannt zu haben, ist, daß die Größe des Betrages der Reibungszahl μ' nicht angetriebener Räder, abgesehen von den erwähnten Einflüssen, nur von dem Verhältnis der Rollgeschwindigkeit zur Verschiebegeschwindigkeit und dem Anstrengungsgrad der Berührungsf lächen abhängt. Dieses Gesetz ist bei den Versuchen, die wir unter IIIa geschildert haben, erkannt worden (siehe Seite 398/399), es hat bei den Versuchen, über die die Abschnitte IIIb und IV handeln, ermöglicht, mit einer einzigen in unser Belieben gestellten Rollgeschwindigkeit zu arbeiten.

Die Ergebnisse sind in den Zahlentafeln 3 bis 6 vermerkt und durch die Schaulinien 5 bis 8 der Taf. 32 dargestellt. Man sieht deutlich, daß bei starker Schränkung der Achse, also bei relativ kleinem Wert des Verhältnisses von Rollgeschwindigkeit zu Verschiebegeschwindigkeit (siehe z. B. Schaubild 6, Taf. 31) μ' groß ist und mit Verminderung der Schränkung gesetzmäßig abnimmt.

Die Ergebnisse der μ' -Werte für kegelförmige Räder rechtfertigen das Vorgehen jener Männer, die die Kegelform der Radreifen eingeführt haben. Sie weisen Wege zur Ermäßigung der Richtkräfte. Sich damit abzufinden, wie es viele Schriftsteller tun, u. a. auch Buchli in seiner im Abschnitt II besprochenen Abhandlung, daß die Kegelform der Radreifen sehr bald in die Zylinderform übergehe, möchte nicht mehr angezeigt sein. Man wird dagegen Stellung nehmen müssen, die Räder so lange im Betriebe zu belassen, bis sich Rillen in den Laufflächen gebildet haben.

Übt das Rad eine Umfangskraft aus, sei es als Treibkraft oder als Bremskraft, so lassen die bis jetzt vorliegenden Ergebnisse von Versuchen als wahrscheinlich erscheinen, daß die μ' -Werte solcher Räder mit wachsender Umfangskraft abnehmen, also kleiner als bei nichtangetriebenen Rädern ausfallen. Gleichwohl wird man in der Berechnung der statischen Richtkräfte Y die μ' -Werte nichtangetriebener Räder anwenden, denn Treibräder laufen zeitweilig doch auch als nichtangetriebene Räder. Ermäßigt sich μ' beim Hinzutreten einer Umfangskraft, so wirkt sich dies in Hinsicht von Y nur günstig aus.

Wir sind also nunmehr in der Lage, die statische Richtkraft Y eines mehrachsigen Fahrzeuges genauer zu berechnen, weil wir wissen, daß Radsätze, die unter verschiedenen Winkeln gegenüber den Schienen schränken, unter verschiedene μ' -Werte haben, und deren relative Größe kennen und weil wir die als Folgewirkung der Kegelform der Radreifen eintretende Ermäßigung der Richtkraft zahlenmäßig bestimmen können.

Woran es lag, daß der 7,1 kg schwere Modellwagen Hamelinks (s. Abschnitt IIa) bei 1,800 kg Seilzug der Querkraft rasch von der einen Schiene zur anderen herüberglitt, bei 1,795 kg dagegen ganz allmählich stetig herüberlenkte, läßt sich nach unseren Ergebnissen jetzt wohl so erklären:

Die Querkraft 1,795 kg lag nahe an der Reibungsgrenze, für die Hamelink $\mu_g = 0,25$ ermittelt hatte. Hamelink hatte also nahe an der Stelle der μ' -Linien der Tafel 32 gearbeitet, wo deren von rechts nach links ansteigender Ast in den Teil übergeht, in dem μ' mit dem Wert 0,25 konstant wird.

Reibungsvorgänge bedingen neben unelastischen Formänderungen auch elastische. Es ist nicht ganz einfach, sich ein Bild davon zu machen, wie diese Formänderungen aussehen, die es ermöglichen, daß die μ' -Werte bei mäßigen Schränkungen etwa von 1^0 ab, doch merklich kleiner als die μ_g -Werte sind. Offenbar fühlen sich bei kleiner Schränkung die Erhabenheiten der einen Fläche leichter durch die Lücken der Erhabenheiten der Oberfläche des Gegenkörpers durch, brauchen also weniger Arbeit zur elastischen Verformung als bei größerer Schränkung.

(Siehe auch einschlägige Betrachtungen von Dr. Ing. Hans Fromm, Anhang II 6, III 6, 6a und 6c und von Dr. Ing. R. v. Helmholtz, Anhang III 3a.)

Jede schränkende, nicht angetriebene Achse hat, wir wiederholen, ihr eigenes μ' . Dieses μ' bestimmt die Querkraft V je Einheit der Radbelastung. Tritt eine Umfangskraft U hinzu, so wird nach dem, was unsere in dieser Hinsicht noch nicht abgeschlossenen Versuche erwarten lassen, eine Ermäßigung der Reibungszahl μ' eintreten. Buchli hat in seiner mehrfach genannten Veröffentlichung dargelegt, wie er sich die gesetzmäßigen Zusammenhänge zwischen U und V denkt. Er stellte fest (siehe Abb. 8 seiner Abhandlung, die wir diesem unserem Text mit unserer Bezeichnungsweise in Abb. 24 anpassen), daß die Querkraft und die Längskraft einander gleich waren, die er aufzubringen hatte, um sein Modellrad am Umfang der Planscheibe (siehe Textbild 8, Seite 395) quer oder längs zum Gleiten zu bringen, und zwar sowohl im Zustand der Ruhe wie auch im Zustand der Bewegung; weiter, daß diese Querkraft bei einer Rollgeschwindigkeit von 100 km/h nur 63% der Größe hatte, die bei ganz geringen Rollgeschwindigkeiten um 0 km/h

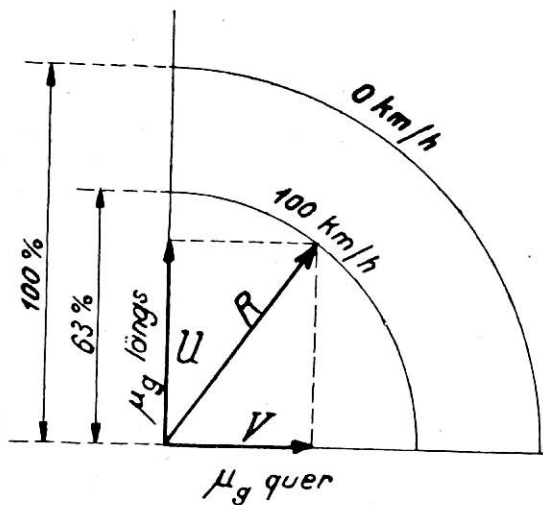


Abb. 24.

Fahrgeschwindigkeit herum aufzubringen ist. Sieht man, so etwa führt Buchli aus, die Ordinate 100% als Maßgröße der Haftreibung an, so läßt sich, da die Reibungszahlen ja auch als Kräfte angesehen werden können, eine Umfangskraft U von gegebener Größe in Hundertteilen auf der Ordinate auftragen. Tut man das und zieht man noch die in Abb. 24 gestrichelten Hilfslinien, so ergibt sich nach Buchli in V die der Umfangskraft U „zugeordnete“ Größe der Verschiebekraft, bei der das Rad zum Gleiten kommt. Buchlis Konstruktion deckt sich also in ihrem Wesen mit unserem Fall 2 im Abschnitt I. Jede andere Umfangskraft müßte also nach Buchli ein anderes „zugeordnetes“ V haben, das in Gemeinschaft mit der neuen Umfangskraft U das Rad zum Gleiten bringt. Nun darf, so ist unsere Auffassung, das Rad doch keine reine Gleitbewegung ausführen, sonst schleudert es ja. Wie groß ist also die „zugeordnete“ Querkraft V , wenn U nicht so hoch getrieben werden darf, daß die Resultierende aus U und V den Reibungskreis der Gleitbewegung erreicht? Die Antwort auf diese, das behandelte Problem im innersten Kern berührende Frage vermißt man bei Buchli.

Wie diese Zusammenhänge zwischen den Kräften U und V in Wirklichkeit zahlenmäßig liegen, sollen unsere im Gang befindlichen Versuche erweisen, über die zu gegebener Zeit Näheres berichtet werden wird.

Anhang.

Schrifttum über Reibung.

(Gleitende Reibung, insbesondere Zusammensetzung von Gleitungen, und rollende Reibung.)

I. Lehrbücher.

1. Müller Pouillet, Lehrbuch der Physik, 1929. Abschnitt „Reibung“, bearbeitet von Pöschl. Das Werk gibt eine recht klare Einführung in die moderne Auffassung der Reibungserscheinungen.

2. Autenrieth-Ensslin, Technische Mechanik, 1922. § 10, Reibung. Autenrieth geht auch auf den Demonstrationsversuch E. Meyers ein, der auf einen gleitenden Körper eine kleine, senkrecht zur Gleitrichtung angreifende Seitenkraft einwirken ließ. Längskraft und Seitenkraft werden, wie immer bei Zusammenwirkung von zwei Kräften, zu einer Resultierenden zusammengesetzt, deren Überschuß über die Größe der Bewegungsreibung eine Beschleunigung in der neuen Richtung bewirkt. In der Erklärung ist ein sinnentstellender Druckfehler, statt $R \geq \mu_0 N$ muß es heißen $R \leq \mu_0 N$.

3. Aug. Föppl, Vorlesungen über Technische Mechanik, 1921 bis 1923, Band I. Im Abschnitt I des Berichtes des Unterausschusses des Lokomotivbau-Fachausschusses über μ' wird eine Stelle wörtlich angeführt. Band III, 2. Auflage, Leipzig 1900, S. 475. Auf diese Stelle wird im Abschnitt IIIa des Berichtes des Unterausschusses verwiesen.

4. Auerbach und Hort, Handbuch der physikalischen und technischen Mechanik, 1929, Abschnitt „Reibung fester Körper“, bearbeitet von Hort und Stephan.

5. Grübler, Lehrbuch der Technischen Mechanik, 1922, II. Band, 27. Kap., „Theorie der Reibung“. Über die Abhängigkeit der Reibung fester Körper (d. h. trockene Reibungsfläche) von der Geschwindigkeit sagt Grübler, daß nach dem heute noch nicht genügend bekannten Gesetz der Reibungsbeiwert μ mit wachsender Geschwindigkeit zunächst stark abfalle, um dann innerhalb weiter Grenzen konstant zu bleiben und bei sehr großen Geschwindigkeiten wieder anwache.

6. Handbuch der Experimentalphysik von Wien und Harms, Mechanik, 2. Teil: Technische Mechanik von Ludwig Föppl, München. — Leipzig 1929.

II. Fachbücher.

1. Charlotte Jacob, Inaugural-Dissertation, „Über gleitende Reibung“, Königsberg, 1911. Versuchsreihen zur Klärung der Abhängigkeit der gleitenden Reibung fester Körper von der Geschwindigkeit, vom Druck und der Temperatur. Die Versuche sind rein wissenschaftliche Laboratoriumsversuche, die unter unnatürlichen Versuchsbedingungen (sorgfältig geschliffene und gereinigte Oberflächen im evakuierten Glaskolben) stattfanden. Unter solchen Verhältnissen fällt der Unterschied zwischen Haftreibung und Reibung der Bewegung.

2. Gumbel, „Wer ist der wirklich Blinde“? Offener Brief an die Herren A. Riedler und St. Löffler. Mit einem Beitrag „Die unmittelbare Reibung fester Körper“, Berlin 1920. Anschließend an eine Kampfschrift über Hochschulreform, wissenschaftliches Denken u. dergl. wird eine sehr gute Übersicht über die geschichtliche Entwicklung der Lehre von der Reibung gegeben, ebenso neuere Vorstellungen über das Wesen der Reibungserscheinungen.

3. Gumbel, „Reibung und Schmierung im Maschinenbau“. Aus dem Nachlaß bearbeitet von Everling. Berlin 1925. Die Abschnitte über die unmittelbare Reibung fester Körper stellen eine Erweiterung der ersten Schrift Gumbels über

„Die unmittelbare Reibung fester Körper“ dar. — Am Schluß des Werkes wird ein sehr ausführliches Schrifttumverzeichnis gegeben, das jedoch fast nur Schrifttum über flüssige und halbflüssige Reibung bringt.

4. Leitzmann und v. Borries, Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues, Berlin 1911.

5. J. Jahn, Der Lauf von Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrümmungen, Berlin 1927.

6. G. Becker, H. Fromm, H. Maruhn „Schwingungen in Automobillenkungen“, S. 42.

III. Zeitschriften.

1. A. E. Müller, „Beiträge zur Kenntnis der Reibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene bei Groß-Elektrolokomotiven, insbesondere solchen mit Einzelachsantrieb“. Zentralblatt für den Elektrischen Zugbetrieb, 1928. Angaben über die Größe der Reibungszahlen der Haftreibung angetriebener Räder zur Bestimmung der Größe der im Beharrungszustand ausübenden Zugkräfte. In Schaulinien wird die Reibungszahl als Funktion der Fahrgeschwindigkeit in km/h dargestellt.

2. Sachs, „Versuche über die Reibung fester Körper“. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 1924, Seite 1. Untersuchung der Reibungsverhältnisse zweier aufeinander ablaufender Scheiben mit gereinigten Laufflächen, von denen eine angetrieben, die andere mit einer in weiten Grenzen veränderlichen Normalkraft dagegen gedrückt wird. Je nach Stoff, Geschwindigkeit und zu übertragender Kraft überlagert sich dem Rollen ein Gleiten; als Schlupf wird der festgestellte Wegunterschied der beiden Scheiben je Umdrehung der treibenden Scheibe bezeichnet. Es werden die Gesetzmäßigkeiten dieses Schlupfes, besonders sein Höchstwert, zu bestimmen versucht und die Gefügeveränderungen während der Reibungsvorgänge mit dem Metallmikroskop beobachtet. Das Verhältnis der höchsten übertragbaren Umfangskraft zur Normalkraft wird als Reibungsbeiwert μ bezeichnet. Die bei verschiedenen Stoffen gemessenen Reibungsbeiwerte werden in einer Tabelle zusammengestellt. Mit zunehmender Umfangskraft trat (in Bestätigung der Jahnschen Versuche) ein völliges Versagen des Reibungsantriebes ein, d. h. die angetriebene Scheibe stand still.

3. R. v. Helmholtz, „Die Ursachen der Abnutzung von Spurkranz und Schiene in Bahnkrümmungen und die konstruktiven Mittel zu deren Verminderung“. Zeitschrift des VDI, 1888, Seite 330 und 353. Die klassische Arbeit in der Frühzeit der Geschichte der Richtkraft Y.

3a. R. v. Helmholtz, „Über die Seitenschlupfung rollender Fahrzeuge unter der Wirkung geringer Kräfte“, Organ 1923, S. 239.

4. Jahn, „Die Beziehungen zwischen Rad und Schiene hinsichtlich des Kräftespiels und der Bewegungsverhältnisse“. Zeitschrift des VDI, 1918, Seite 121, 145, 160.

5. Buchli, „Führung und Lauf des Lokomotivrades im Gleis“. Schweizerische Bauzeitung 1923, Seite 119. Buchli war der erste, der über eingehende Forschungen und Versuche berichtete, die das Ziel hatten, die Größe der Reibungszahl quergleitender rollender Räder zu ermitteln. Die Versuche sind an einem Modell gemacht worden. Auch Hamelinks Versuche im Jahre 1918 beschränkten sich auf Modellversuche.

6. Fromm, „Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben“. Zeitschrift für angewandte Mathe-

matik und Mechanik 1927, Seite 27. Nach der gegebenen Definition ist der Schlupf eine für den Rollvorgang charakteristische Größe, indem er das verhältnismäßige Zurückbleiben der getriebenen Scheibe kennzeichnet. Der Schlupf beim Rollen zweier Scheiben aufeinander wird in „Gleit-schlupf“ und „Formänderungsschlupf“ zerlegt und seine Beziehungen zur Deformation aufgestellt. Dabei werden auch (im Gegensatz zu Sachs) plastische Verformungen berücksichtigt. Die Berührungsfläche wird in „Haftgebiet“ und „Gleitgebiet“ eingeteilt. Die Gestalt der Berührungsflächen ist im wesentlichen von der Reibung unbeeinflusst. Es kommt praktisch nur ein Haftgebiet an der Auflaufseite und ein Gleitgebiet an der Ablaufseite in Frage, und die Grenze zwischen beiden Gebieten entfernt sich bei der Steigerung der Tangentialkraft immer mehr von der Ablaufseite. Die Materialbeanspruchung wird durch die Reibung stark vergrößert. Ein Teil des Energieverlustes findet sich in der geleisteten Formänderungsarbeit wieder. Die Berechnung der elastischen Deformation der Scheiben durch Einzelkräfte liefert die Verteilung der Normal- und Tangentialspannungen über die Berührungsfläche.

6a. Fromm, „Zulässige Belastung von Reibungsgetrieben mit zylindrischen oder kegigen Rädern“. Zeitschrift des VDI, 1929, Seite 957, 1031. Eine Ergänzung des vorstehenden Aufsatzes.

6b. Zeitschrift für techn. Physik 1928, S. 304.

6c. Verhandlungen des 3. Intern. Kongresses für techn. Mechanik Stockholm 1930, Band III, S. 282.

7. Heyn, „Belastungsverhältnis und Gleitgeschwindigkeit bei Reibungsgetrieben“. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 1926, Seite 308. Eine Mitnahme der getriebenen Scheibe durch die Treibscheibe tritt nur dann ein, wenn die durch Zusammenpressen der Scheiben erzeugte Reibung $\mu \cdot P$ hinreicht, dem Bewegungswiderstand W das Gleichgewicht zu halten. Das Verhältnis Widerstand: Anpreßdruck wird als Belastungsverhältnis bezeichnet; es wird versucht, Beziehungen zwischen Belastungsverhältnis und Gleitgeschwindigkeit aufzustellen und sie mit den Ergebnissen bisher hierüber veröffentlichter Versuche in Einklang zu bringen, die zeigten, daß jede Energieübertragung mit einem als Schlupf bezeichneten Gleiten zwischen treibendem und getriebenem Glied verbunden ist. Die rollende Reibung, die als eine Folge der an der Berührungsstelle auftretenden Formänderung aufzufassen ist und nach Heyn mit der Reibung nichts zu tun habe, wird vernachlässigt.

8. Wichert, „Die 1 Do 1-Lok der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“. Elektrische Bahnen 1927, Seite 88. Abhängigkeit der Reibungsziffer von der Fahrgeschwindigkeit.

9. Fuchs, „Zur Theorie des Gleit- und Rollwiderstandes der festen Körper“. I. Gleitende Reibung. Physikalische Zeitschrift 1921, Seite 173. Es wird versucht, die kinetische Gastheorie auf die Reibung fester Körper anzuwenden, indem die zwischen den reibenden Oberflächen verbleibende Luftschicht als eine Art Schmiermittel aufgefaßt wird.

10. Metzkwow, „Meßeinrichtungen für Bremsversuche“. Glasers Annalen 1925, Band 96, Seite 145. Abhängigkeit der Reibungsziffer von der Fahrgeschwindigkeit.

11. Lorenz Dr. Rudolf, „Schiene und Rad“. Glasers Annalen 1928, Seite 1.

12. Uebelacker, „Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen“, Beilage zum Organ 1903.